

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI GEOMETRİK YÜZEY TASARIMLARINA SAHİP PLA
METAMALZEMELERİN AKUSTİK ANALİZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HÜSEYİN SECCAD GENÇ

AĞUSTOS 2024

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI GEOMETRİK YÜZEY TASARIMLARINA SAHİP PLA
METAMALZEMELERİN AKUSTİK ANALİZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin Seccad GENÇ

DANIŞMAN: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ

ZONGULDAK

Ağustos 2024

KABUL:

Hüseyin Seccad GENÇ tarafından hazırlanan “Farklı Geometrik Yüzey Tasarımlarına Sahip PLA Metamalzemelerin Akustik Analizi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir.
20/08/2024

Danışman: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ
Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü

Üye: Prof. Dr. Halil ÖZER
Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

Üye: Doç. Dr. Aytaç ALTAN
Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik
Mühendisliği Bölümü

ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım./...../2020

Prof. Dr. Fikret GÖLGELEYEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Hüseyin Seccad GENÇ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

FARKLI GEOMETRİK YÜZEY TASARIMLARINA SAHİP PLA METAMALZEMELERİN AKUSTİK ANALİZİ

Hüseyin Seccad GENÇ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ

Ağustos 2024, 139 sayfa

Metamalzemeler, konvansiyonel malzemelerin sahip olmadığı veya nadiren rastlanan fiziksel özellikleri sergileyen, özel tekniklerle oluşturulan yapay yapılar olarak tanımlanabilir. Akustik metamalzemeler özellikle tasarımlarının sunduğu avantajlar sayesinde akustik dalgaların yönünü, yansımalarını, emilimini, dağılımını ve odaklanmasını manipüle etme yetenekleri ile öne çıkarlar. Bu alandaki çalışmalar, akustik metamalzemelerin tasarımı, üretimi, karakterizasyonu ve pratik uygulamalarını kapsamaktadır. Ancak bilinmektedir ki mevcut standartlar, akustik deneylerin ölçüm aralıklarını düşük frekans aralıklarında sınırlamaktadır. Bu bağlamda, uzun yıllardır tercih edilen sonlu elemanlar analizlerinin yanı sıra, son zamanlarda çeşitli sektörlerde yaygınlaşan yapay zekâ teknikleri de ön plana çıkmaktadır. Bu yenilikçi öğrenme metodları, deneysel ve sayısal analizlerde destekleyici bir araç olarak kullanıldığında, deney sürecinin ve sayısal hesaplama zamanlarının önemli ölçüde kısaltılmasına olanak tanımaktadır. Ayrıca, bu yöntemler sayesinde, henüz deneyi gerçekleştirilmemiş veya bilinmeyen değerlerin yaklaşık olarak tahmin edilmesi de mümkün olmaktadır. Sonuç olarak, deney maliyetlerinin düşürülmesi ve hesaplama süreçlerinin hızlandırılması mümkün hale gelmektedir.

ÖZET (devam ediyor)

Bu çalışmada, metamalzemelerin geometrik yüzey yapılarının akustik performans üzerindeki etkilerini değerlendirmeyi amaçlamaktadır. Çalışmanın temel çerçevesi olan akustik analiz, empedans tüpü testi, modal analiz ve yapay zekâ yöntemleri kullanılarak oluşturulmuştur. Tasarlanan metamalzemelerin ses yutma katsayısı değerleri ölçülerek, birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Tezde kullanılan malzeme (Polilaktik Asit-PLA), yenilenebilir kaynaklardan elde edilen bir polimer türü olması sebebi ile yeşil çevre farkındalığına bağlı olarak tercih edilmiştir. Çeşitli geometrik yüzey yapılarına sahip PLA metamalzemeler eklemeli imalat yöntemi ile imal edilerek farklı parametreleri göz önüne alınarak hesaplanmış ve yüzey geometrilerinin uygun çalışma aralıkları tespit edilmiştir. Araştırmanın sonucunda, çeşitli frekans aralıklarında farklı ses yutma kaybı gösteren geometrilerin olduğu ortaya çıkmıştır. Özetle, bu çalışma, akustik metamalzemelerin tasarımı, ölçümleri ve kullanım alanlarına katkıda bulunarak, bu disiplinindeki bilgi birikimini genişletmektedir.

Anahtar Kelimeler: Metamalzeme, akustik, empedans tüpü, yapay zekâ, makine öğrenimi

Bilim Kodu: 625.03.00

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

ACOUSTIC ANALYSIS OF PLA META MATERIALS WITH DIFFERENT GEOMETRICAL SURFACE DESIGNS

Hüseyin Seccad GENÇ

**Zonguldak Bülent Ecevit University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ

August 2024, 139 pages

Metamaterials can be defined as artificial structures created by special techniques that exhibit physical properties that conventional materials do not have or rarely encountered. Acoustic metamaterials stand out especially with their ability to manipulate the direction, reflection, absorption, dispersion and focusing of acoustic waves thanks to the advantages offered by their design. Studies in this field cover the design, fabrication, characterisation and practical applications of acoustic metamaterials. However, it is known that current standards limit the measurement ranges of acoustic experiments to low frequency ranges. In this context, in addition to finite element analyses, which have been preferred for many years, artificial intelligence techniques, which have recently become widespread in various sectors, have come to the fore. These innovative learning methods, when used as a supportive tool in experimental and numerical analyses, allow the experimental process and numerical calculation times to be significantly shortened. Furthermore, these methods make it possible to approximate values that have not yet been tested or unknown values. As a result, it becomes possible to reduce experimental costs and accelerate computational processes.

ABSTRACT (continued)

This study aims to evaluate the effects of geometrical surface structures of metamaterials on acoustic performance. The acoustic analysis, which is the basic framework of the study, was created using impedance tube test, modal analysis and artificial intelligence methods. The sound absorption coefficient values of the designed metamaterials were measured and compared with each other. The material used in the thesis (Polylactic Acid-PLA) was preferred due to green environmental awareness as it is a type of polymer obtained from renewable resources. PLA metamaterials with various geometric surface structures were manufactured by additive manufacturing method and calculated by considering different parameters and suitable working ranges of surface geometries were determined. As a result of the research, it was revealed that there are geometries showing different sound absorption loss in various frequency ranges. In summary, this study contributes to the design, measurements and application areas of acoustic metamaterials and expands the knowledge in this discipline.

Keywords: Metamaterials, acoustics, impedance tube, artificial intelligence, machine learning

Science Code: 625.03.00

TEŞEKKÜR

Hayatımın her evresinde bana koşulsuz sevgi ve desteklerini esirgemeyen, bu günlere gelmem için her türlü fedakârlığı yapan anneme ve kıymetli kız kardeşlerime sonsuz minnettarlığımı ifade etmek isterim.

Bu çalışmanın tamamlanmasında, akademik yolculuğumda bana rehberlik eden ve engin bilgi ve deneyimiyle yolumu aydınlatan değerli danışman hocam Prof. Dr. Mehmet YETMEZ'in desteği ve yönlendirmesi büyük önem taşımaktadır. Kendisinin kıymetli katkıları olmadan bu çalışmanın başarıya ulaşması mümkün olmazdı.

Bu çalışmanın her aşamasında yanımda olan kıymetli arkadaşım Oğuzhan Buncuk'a teşekkürlerimi borç bilirim. Onun samimi dostluğu ve katkısı olmadan bu süreç çok daha zorlayıcı olabilirdi.

Tezin tamamlanmasında teknik altyapı ve donanım desteğini sağlayan BIAS Mühendislik firmasına ve değerli çalışanlarına minnettarım.

Tanıştığımız günden beri hayatımın her safhasında bana destek olan ve ne yazıkki aramızdan ayrılışıyla yüreklerimize derin bir üzüntü bırakan Şehit Maden Mühendisi Emre GÖKDUMAN kardeşimi sonsuz saygı ve minnetle anıyorum. Onun azmi ve çalışkanlığı, zorluklara karşı yılmadan mücadele etme ruhu benim için daima bir ilham kaynağı olacaktır.

Bu tezi, savaşların acımasız yüzünün en kırılgan kurbanları olan, savaşlarda hayatları kaybedilen tüm çocuklara ithaf ediyorum. Özellikle Filistin'deki çocukların yaşadığı ızdıraba dikkat çekmek istiyorum. Onların kaybı, gelecek nesillerin umudu ve hayallerinin sönmesi, insanlığın en derin acılarından biridir. Bu tezin, bu çocukların hatırasını yaşatmaya ve onlara duyulan saygıyı yansıtmaya katkı sağlamasını umuyorum. Bu nedenle, bu tez çalışmasının tamamlanmasında emeği geçen ve bana destek olan herkese teşekkürlerimi sunarım...



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xviii
EK AÇIKLAMALAR DİZİNİ.....	xxi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xxi
 BÖLÜM 1 GİRİŞ	 1
 1.1 METAMALZEMELER.....	 1
1.1.1 Metamalzemelerin Sınıflandırılması.....	10
1.1.1.1 Termal Metamalzemeler.....	11
1.1.1.2 Elektromanyetik Metamalzemeler.....	11
1.1.1.3 Mekanik Metamalzemeler	12
1.1.1.4 Akustik Metamalzemeler.....	12
1.2 AKUSTİK METAMALZEME TASARIM PARAMETRELERİ	14
1.2.1 Akustik Performansı Etkileyen Temel Faktörler	15
1.2.2 Malzeme Özelliklerinin Akustik Performansa Etkileri.....	17
1.2.3 Malzeme Geometrisinin Akustik Performansa Etkileri	18
1.3 AKUSTİK METAMALZEMELERİN ÜRETİM YÖNTEMLERİ	20
1.4 PLA MALZEMESİNİN AKUSTİK MALZEMELERDE KULLANIMI	20

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 2 TEORİ	23
2.1 AKUSTİK KAVRAMININ TEMELLERİ	23
2.1.1 Ses Gücü ve Ses Gücü Düzeyi	25
2.1.2 Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi	26
2.1.3 Oktav Bantları	26
2.2 TEMEL AKUSTİK PARAMETRELER.....	29
2.2.1 Ses İletim Kaybı.....	29
2.2.2 Ses Yutma Katsayısı	30
2.3 SES İLETİM TEORİSİNE GİRİŞ.....	30
2.3.1 Dalga Denklemleri	31
2.3.2 Dalga Denklemlerinin Çözümleri	37
2.3.3 Düzlemsel Dalga	42
2.4 AKUSTİK PARAMETRELERİN ÖLÇÜM YÖNTEMLERİ	45
2.4.1 Empedans Tüpü Ölçüm Metodları.....	47
2.4.1.1 Kararlı Dalga Metodu.....	49
2.4.1.2 Transfer Fonksiyonu Metodu	51
2.4.1.3 İki Mikrofon Ölçüm Metodu	53
2.4.2 Modal Analiz Ölçüm Metodu	57
2.4.3 Yapay Zekâ ve Makine Öğrenimi Metodu	60
2.4.3.1 Lineer Regresyon Modeli	68
2.4.3.2 PLS Modeli.....	68
2.4.3.3 Ridge Regresyon Modeli	68
2.4.3.4 Lasso Regresyon Modeli	68
2.4.3.5 KNN Modeli	68
2.4.3.6 ElasticNet Regresyon Modeli	68
2.4.3.7 CART Modeli	68

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
2.4.3.8 Random Forest Modeli	66
2.4.3.9 GBM Modeli	66
2.4.3.10 XGBoost Modeli	67
2.4.3.11 LightGBM Modeli.....	67
2.4.3.12 ANN (MLP) Modeli	68
2.4.3.13 SVR Modeli.....	71
2.4.3.14 Makine Öğreniminde Aşırı Öğrenme Sorunu	73
BÖLÜM 3 MATERYAL VE YÖNTEM.....	75
3.1 MATERYAL	75
3.1.1 Numunelerin Geometrik Yüzey Tasarımlarının Modellenmesi	75
3.1.2. Numunelerin Akustik Malzeme Seçimi ve Özellikleri	76
3.1.3 Numunelerin Yüzey Tasarımlarının PLA Malzemesi ile Üretimi	78
3.1.4 Numunelerin Adlandırılması	79
3.2 YÖNTEM	79
3.2.1 Akustik Özelliklerinin Belirlenmesi	79
3.2.1.1 Empedans Tüpü Deney Uygulaması	80
3.2.1.2 Modal Analiz Deney Uygulaması	81
3.2.1.3 Yapay Zekâ Algoritmalarının Uygulaması	82
BÖLÜM 4 BULGULAR.....	93
4.1. EMPEDANS TÜPÜ DENEYSEL TEST SONUÇLARI	93
4.1.1. Aynı Yüzey Sonuçları.....	94
4.1.2. Farklı Yüzey Sonuçları	97
4.1.3. Tüm Numunelerin Sonuçları.....	99

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
4.2 MODAL ANALİZ TEST SONUÇLARI	101
4.3 MAKİNE ÖĞRENİMİ TEST SONUÇLARI.....	104
4.3.1 Başarısız Modeller	105
4.3.2 MLP Modeli.....	105
4.3.3 SVR Modeli	109
4.4 ARAŞTIRMA BULGULARININ KARŞILAŞTIRILMASI.....	112
4.4.1 Deney ve MLP Sonuçlarının Karşılaştırılması	112
4.4.2 Deney ve SVR Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	115
4.5 HEDEF FREKANS TAHMİN SONUÇLARININ ANALİZİ.....	118
4.5.1. MLP tahmin sonuçlarının analizi.....	118
4.5.2. SVR tahmin sonuçlarının analizi	121
BÖLÜM 5 SONUÇLAR ve ÖNERİLER	125
KAYNAKLAR.....	129
EKLER	137
ÖZGEÇMİŞ	139

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 Test numuneleri.....	3
Şekil 1.2 Tasarlanmış meta yapı paneli.....	3
Şekil 1.3 DENORMS kıyaslama tasarımı	4
Şekil 1.4 İki farklı katı köpük örneğinin geometrik özellikleri.....	5
Şekil 1.5 Perforasyon kesit varyasyonlarının ayrıntılarını içeren 3D baskılı numuneler.....	6
Şekil 1.6 Gerilebilir elektronikler için ara bağlantının metamalzeme tasarımı.....	9
Şekil 1.7 Metamalzemelerin işlevlerine göre sınıflandırılması.....	11
Şekil 1.8 Numunenin optik ve taramalı elektron mikroskobu görüntüsü	18
Şekil 1.9 Ses yutma için kafes yapılarının yapısal-mekanizma-özellik ilişkisine bakış.	19
Şekil 1.10 (a) Üretilen birim hücre ve (b) birim hücrenin izometrik 3D görünümü.....	21
Şekil 1.11 Numunelerin basılması (a) 3D yazıcı (b) Basılı numuneler.	21
Şekil 1.12 Mikro sarmal metamalzeme yapı diyagramı; 3D baskılı test örneği	22
Şekil 2.1 Örnek dalga boyu ve periyot	24
Şekil 2.2 Bir ses dalgası, bir akışkan elemanın içinden geçerken, elemanın ilk konumu ile yer değiştirmiş konumu	32
Şekil 2.3 Bir duvarın titreşimleri sonucu meydana gelen ses dalgaları.	37
Şekil 2.4 Ses dalgasının düzlemsel gelişi için sesin bir malzemeden diğerine iletilmesi	43
Şekil 2.5 Deney düzeneğine ait ölçüm zinciri. [46]	47
Şekil 2.6 Empedans tüpü deney düzeneğinin şematik bir tasvirini [47]	48
Şekil 2.7 Gelen ve yansıyan dalgalar tarafından oluşturulan bir kararlı dalga metodu.[51] ..	51
Şekil 2.8 Empedans tüpü [54]	55
Şekil 2.9 Modal analiz deneysel ölçüm düzeneği[58]	58
Şekil 2.10 FFT dönüşümleri; Etki tepki fonksiyonları.....	59
Şekil 2.11 Örnek mod şekilleri [62]	60
Şekil 2.12 Makine öğrenimi algoritmalarının sınıflandırılması	61
Şekil 2.13 Random Forest modeli	66
Şekil 2.14 XGBoost modeli	67
Şekil 2.15 LightGBM modeli.....	68
Şekil 2.16 Çok katmanlı algılayıcı yapısı.....	69
Şekil 2.17 Destek vektör regresyonunun yapısı	72
Şekil 2.18 Lineer SVR modeli	72
Şekil 2.19 Lineer Olmayan SVR modeli.....	72
Şekil 2.20 Makine öğreniminde aşırı uyum, yetersiz uyum ve dengelenmiş	74
Şekil 3.1 Akustik özelliklerin belirlenmesi şematiği	75

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.2 Numunelerin CAD görüntüleri	76
Şekil 3.3 Üretilen numuneler	78
Şekil 3.4 Empedans tüpü deney düzeneği ve veri toplama işlemi	81
Şekil 3.5 Modal analiz veri toplama sistemi	81
Şekil 3.6 Modal analiz veri toplama sistemi	82
Şekil 3.7 Veri ölçeklendirme işlemi	83
Şekil 3.8 Veri setinin bölünmesi	84
Şekil 3.9 Lineer regresyon modelinin oluşturulması	84
Şekil 3.10 PLS regresyon modelinin oluşturulması	84
Şekil 3.11 Ridge regresyon modelinin oluşturulması	84
Şekil 3.12 Lasso regresyon modelinin oluşturulması	85
Şekil 3.13 ElasticNet regresyon modelinin oluşturulması	85
Şekil 3.14 KNN modelinin oluşturulması	86
Şekil 3.15 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu	86
Şekil 3.16 CART modelinin oluşturulması	87
Şekil 3.17 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu	87
Şekil 3.18 Random Forest modelinin oluşturulması	87
Şekil 3.19 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu	88
Şekil 3.20 GBM modelinin oluşturulması	88
Şekil 3.21 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu	88
Şekil 3.22 XGBoost modelinin oluşturulması	89
Şekil 3.23 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu	89
Şekil 3.24 LightGBM modelinin oluşturulması	89
Şekil 3.25 Oluşturulan MLP modeli hiperparametreleri	90
Şekil 3.26 GridsearchCV metoduyla MLP parametre optimizasyonu	90
Şekil 3.27 MLP modelinin oluşturulması	90
Şekil 3.28 Oluşturulan SVR modeli hiperparametreleri	91
Şekil 3.29 GridsearchCV metoduyla SVR parametre optimizasyonu	91
Şekil 3.30 SVR modelinin oluşturulması	91
Şekil 4.1 4×5 ve 4×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği	94
Şekil 4.2 5×5 ve 5×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği	95
Şekil 4.3 6×5 ve 6×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği	96
Şekil 4.4 4×5 ve 5×5 ve 6×5 Empedans tüpü ses yutma grafiği	97
Şekil 4.5 4×10 ve 5×10 ve 6×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği	98
Şekil 4.6 4×5 ve 5×5 ve 6×5 Empedans tüpü ses yutma grafiği	100
Şekil 4.7 Zamana göre etki- tepki grafiği	102
Şekil 4.8 Frekansa göre etki- tepki grafiği	102
Şekil 4.9 Mod I ve Mod II'nin doğal frekanslarının karşılaştırılması	104
Şekil 4.10 Mod I ve Mod II'nin dinamik sertliklerinin karşılaştırılması	104
Şekil 4.11 R-kare skor karşılaştırılması	105

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

No	Sayfa
Şekil 4.12 4×5 ve 4×10 MLP modeli tahmin grafiği	106
Şekil 4.13 5×5 ve 5×10 MLP modeli tahmin grafiği	106
Şekil 4.14 6×5 ve 6×10 MLP modeli tahmin grafiği.	107
Şekil 4.15 4×5, 5×5 ve 6×5 MLP modeli tahmin grafiği	107
Şekil 4.16 4×10, 5×10 ve 6×10 MLP modeli tahmin grafiği	108
Şekil 4.17 4×5, 5×5, 6×5, 4×10, 5×10 ve 6×10 MLP modeli tahmin grafiği	108
Şekil 4.18 4×5 ve 4×10 SVR modeli tahmin grafiği.....	109
Şekil 4.19 5×5 ve 5×10 SVR modeli tahmin grafiği.	109
Şekil 4.20 6×5 ve 6×10 SVR modeli tahmin grafiği.	110
Şekil 4.21 4×5, 5×5 ve 6×5 SVR modeli tahmin grafiği	110
Şekil 4.22 4×10, 5×10 ve 6×10 SVR modeli tahmin grafiği	111
Şekil 4.23 4×5, 5×5, 6×5 4×10, 5×10 ve 6×10 SVR modeli tahmin grafiği.....	111
Şekil 4.24 4×5 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği	112
Şekil 4.25 4×10 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği	113
Şekil 4.26 5×5 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği	113
Şekil 4.27 5×10 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği.	114
Şekil 4.28 6×5 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği	114
Şekil 4.29 6×10 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği	115
Şekil 4.30 4×5 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği	115
Şekil 4.31 4×10 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği.....	116
Şekil 4.32 5×5 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği	116
Şekil 4.33 5×10 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği.....	117
Şekil 4.34 6×5 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği.....	117
Şekil 4.35 6×10 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği.....	118
Şekil 4.36 4×5 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)	119
Şekil 4.37 4×10 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)	119
Şekil 4.38 5×5 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)	120
Şekil 4.39 5×10 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)	120
Şekil 4.40 6×5 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)	121
Şekil 4.41 6×10 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)	121
Şekil 4.42 4×5 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)	122
Şekil 4.43 4×10 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)	122

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 4.44 5×5 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)	123
Şekil 4.45 5×10 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)	123
Şekil 4.46 6×5 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)	124
Şekil 4.47 6×10 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)	124



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 1/3 Oktav bantlarının merkez frekans, alt ve üst frekans limitleri.....	28
Çizelge 3.1 Numunelerin Adlandırılması.....	79
Çizelge 3.2 Darbe Çekiç Özellikleri	82
Çizelge 3.3 4×5 ve 4×10 Numunelerinin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı.....	94
Çizelge 3.4 5×5 ve 5×10 Numunelerinin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı.....	96
Çizelge 3.5 6×5 ve 6×10 Numunelerinin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı.....	97
Çizelge 3.6 4×5, 5×5 ve 6×5 Numunelerinin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı.....	98
Çizelge 3.7 4×10, 5×10 ve 6×10 Numunelerinin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı.....	99
Çizelge 3.8 Tüm Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı.....	100
Çizelge 3.9 Tüm Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı sıralaması ..	100
Çizelge 3.10 Mod I.....	103
Çizelge 3.11 Mod II	103



EK AÇIKLAMALAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
EK A Empedans Tüpü Test Düzenegi	137
EK B Overfitting Sorun Örneği	137
EK C 400-2000 Hz Aralığı Tahmin Sonuçları.....	138
EK D Hazırlanan Veri Seti.....	138





SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

α	: Ses yutma katsayısı
Hz	: Hertz
R_f	: Toplam akış direnci (Rayl/m)
v	: Kararlı akış hızı
V	: Numuneden geçen havanın hacmi (m^3)
Δ	: Delta
ΔP	: Statik basınç
Pa	: Pascal
s	: Saniye
T	: Periyot
σ	: Akış direnci (MKS rayl/m)
d	: Malzeme kalınlığı
f	: Frekans
λ	: Dalga boyu
t	: Zaman
c	: Sesin yayılma hızı
P	: Ses gücü
dB	: Desibel
μPa	: Mikro paskal
p_{ref}	: Referans ses basıncı değeri (μPa)
L_p	: Ses basıncının düzeyi, dB
W	: Ses gücü seviyesi (W)
L_w	: Ses gücü düzeyi (dB)
W_0	: Referans ses gücü seviyesi (W)
I	: Ses şiddeti (W/m^2)
L_1	: Ses şiddeti düzeyi (dB)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

A	: Ses şiddetinin hesaplanması için gerekli alan (m^2)
I_0	: Referans ses şiddeti değeri (W/m^2)
b_w	: Frekans bant genişliği
f_0	: Merkez frekansı (Hz)
f_1	: Alt frekans değeri (Hz)
f_2	: Üst frekans değeri (Hz)
f_3	: Merkez frekans değeri (Hz)
TL	: Ses iletim kaybı
W_1	: Malzemeye gelen toplam ses enerjisi
W_2	: Malzemeye ilettiği ses enerjisi
E_a	: Malzeme tarafından absorbe edilen ses enerjisi (J)
E_i	: Malzemeye gelen ses dalgalarının toplam enerjisi (J)
E_t	: Malzemeden iletilen ses enerjisi (J)
p	: Anlık akustik basınç değeri
ξ	: Parçacığın anlık yer değişimi
S	: Birim hücrenin içinin yüzey alanı (m^2)
F_{net}	: Etki eden net kuvvet
u	: Akustik parçacık hızı (m/s)
a	: İvme
m	: Kütle
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ρ_0	: Başlangıç yoğunluk değeri(kg/m^3)
φ	: Faz açısı
$p(x,t)$	: Anlık ses dalgalarının sahip olduğu akustik basınç ifadesi (Pa)
$p(x,z)$	: Gelen ses basıncı ifadesi (Pa)
$p(x,z)$	: Yansıyan ses basıncı ifadesi, Pa
$u(x,t)$	: Anlık parçacık hızı ifadesi, m/s
X_m	: Hareketin en yüksek genliği
π	: Pi sayısı
ψ	: Malzeme yüzeyine gelen ses dalgasının açısı
ω	: Açısal frekans (1/s)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

e	: Euler sayısı
j	: Sanal sayı ($\sqrt{-1}$)
k	: Ses dalgalarının sayısı m^{-1}
Z_0	: Karakteristik empedans, N.s/m ³ ya da MKS rayl
p_1	: Birinci mikrofondaki ses basıncı, (Pa)
p_2	: İkinci mikrofondaki ses basıncı, (Pa)
a_t	: Ses gücü geçiş katsayısı
W_{in}	: Gelen akustik enerji (J)
W_{tr}	: İletilen akustik enerji, (J)
W_r	: Yansıyan akustik enerji, (J)
a_r	: Ses gücü yansıma katsayısı
u_f	: Empedans tüpü içinde ölçülebilecek en yüksek frekans değeri (Hz)
d	: Tüp çapı
R	: Akustik yansıma katsayısı
A	: Karmaşık sabit
P_{min}	: Mikrofon tarafından tespit edilen en düşük ses basıncı seviyesini
P_i	: Test örneğine ulaşan ses dalgalarının basınç seviyesini
P_r	: Test örneğinden yansıyan ses dalgalarının basınç seviyesini
$p(t)$	: Zamana bağlı değişen ses basıncı (Pa)
$p_i(x,z)$	: Gelen ses dalgalarının sahip olduğu ses basıncı ifadesi (Pa)
p_{rms}	: Ses basıncının karesel ortalamasının karekökü (Pa)
$p_s(x,t)$	: Yansıyan ses dalgalarının sahip olduğu ses basıncı ifadesi (Pa)
S_0	: Duvar kalınlığının yarısı dâhil olan birim hücrenin kesit alanı (m ²)
H	: İki mikrofon arasındaki transfer fonksiyonu
$z_j^{(l)}$	: i katmanındaki j nöronun ağırlıklı toplamını
$w_{ij}^{(l)} x_i$	: i girdisinden j nöronuna olan ağırlığı
$b_j^{(l)}$	: Bias değerini
$a_j^{(l)}$	: Aktivasyon fonksiyonu sonucu
L	: Toplam katman sayısı
k	: Nöronun çıkış

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

$a_j^{(L-1)}$	: Son gizli katmandaki aktivasyonları
K:	: Çekirdek Fonksiyonu
C	: Düzenleme Parametresi
ε	: Epsilon
γ	: Gamma
kJ	: Kilo Joule
mPa	: Mega pascal
°C	: Santigrat
N	: Newton
Kg	: Kilogram

KISALTMALAR

3D	: Üç Boyutlu
ABS	: Akrilonitril Bütadiyen Stiren
ANN	: Artificial Neural Networks
ASTM	: American Society for Testing and Materials
BEÜ	: Bülent Ecevit Üniversitesi
CAD	: Computer Aided Design
CART	: Classification And Regression Trees
CFRP	: Carbon-Fiber Reinforced Polymer
FBE	: Fen Bilimleri Enstitüsü
FFF	: Fused Filament Fabrication
FFT	: Fast Fourier Transform
FRF	: Frequency Response Functions
GBM	: Gradient Boosting Machine
KNN	: K-Nearest Neighbors
MLP	: Multi Layer Perceptron
MSE	: Mean Squared Error
PLA	: Polilaktik Asit

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

PLS	: Partial Least Squares
RBF	: Radial Basic Function
STL	: Standard Triangle Language
SVR	: Support Vector Regression
TL	: Transmission Loss
TMM	: Transfer-Matrix Method
XGBoost	: Extreme Gradient Boosting





BÖLÜM 1

GİRİŞ

Akustik metamalzemeler, son çeyrek yüzyıl içerisinde malzeme bilimi ve mühendislik alanlarında büyük bir ilgi görmektedir. Gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular, bu alanlardaki yenilikçi uygulamalar için son derece önemli bir potansiyel taşıdıklarını göstermektedir. Bu malzemelerin ses dalgaları üzerindeki olağanüstü kontrol kabiliyetleri, onları akustik dalga yönetimi, gürültü bariyeri oluşturma ve sesin odaklanması gibi alanlarda vazgeçilmez kılmaktadır. Akustik metamalzemelerin bu yetenekleri, onları ses dalgalarının yansıtılması, yutulması, dağıtılması ve yönlendirilmesi gibi işlemler üzerinde kullanılmasını sağlamaktadır. [1]

Bu durum, metamalzemelerin kullanımının, enerji, ulaşım, uzay, havacılık ve savunma sanayii gibi çeşitli sektörlerde geniş bir uygulama spektrumu yaratmasına olanak tanımıştır. Son yıllarda gerçekleştirilen çalışmalar, özellikle akustik metamalzemelerin tasarımlarına, karakteristik özelliklerinin tespit edilmesine ve bu bağlamdaki değişkenliklerine odaklanmaktadır. Ayrıca, bu malzemelerin geometrik yapılarının akustik performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışmalar akustik metamalzemelerin daha iyi anlaşılmasına ve geliştirilmesine katkı sağlamayı hedeflemekte, bu alanda mevcut bilgi, uygulamaları genişletmeyi ve yeni tasarım yaklaşımları sunmayı amaçlamaktadır. Eklemeli üretim teknolojilerindeki son gelişmeler, araştırmacıların ses emilimini iyileştiren çeşitli geometrik yapıları keşfetmelerine ilham vermiştir.

1.1 METAMALZEMELER

Metamalzemeler, dalga boyundan daha küçük ölçekli birim hücrelerden oluşan ve doğal materyallerde nadiren rastlanan olağanüstü özellikler sergileyebilen yapay yapılar olarak tanımlanabilir. Bu materyallerin bilimsel temeli, geleneksel moleküler yapıları yerine dalga boylarından çok daha küçük özelleştirilmiş hücre birimleri kapsamına dayanır. Birim hücrelerin

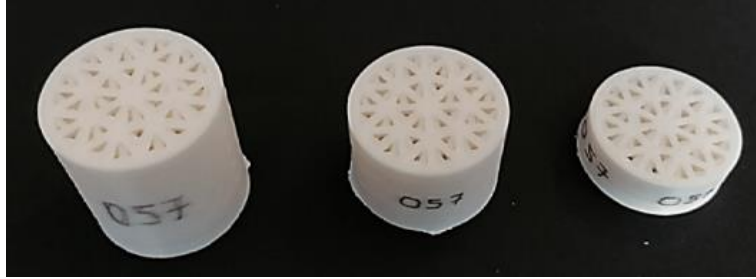
tasarımına bağı olarak, metamalzemeler, belirli etkili özelliklerle karakterize edilebilen geniş bir davranış yelpazesi sunabilir. [2]

Metamalzeme kavramı, ilk olarak Veselago tarafından 1967 yılında malzeme biliminin ve nanoteknolojinin sınırlarını zorlamaya başlayan çalışmalarına dayanır. Veselago, negatif geçirgenlik ve izin verilebilirlik değerlerine sahip bir ortamın negatif kırılma indeksine sahip olabileceğini teorik olarak öne sürmüştür. Veselago'nun bu önerisinden sonra Pendry ve diğerleri, 1999'da negatif geçirgenlik ve izin verilebilirliğe sahip bir metamalzeme birim hücresi geliştirmişlerdir. [3]

Özellikle son yıllarda savunma sanayii gibi alanlarda akustik metamalzemeler üzerine gerçekleştirilen çalışmalar sayesinde uçak, radar, denizaltı ve diğer askeri araçların ses izlerinin gizlenmesi gibi stratejik avantajlar elde edilmiştir. Akustik metamalzemelerin geleceği, malzeme bilimindeki yeniliklerle paralel olarak şekillenmektedir. Gelişen üretim teknolojileri, daha karmaşık mikro yapıların ve dolayısıyla daha etkili akustik kontrol mekanizmalarının geliştirilmesine olanak tanımaktadır. Ayrıca, sürdürülebilirlik ve çevre dostu malzemelerin öneminin artmasıyla, geri dönüştürülebilir veya biyolojik olarak parçalanabilir akustik metamalzemeler üzerine yapılan çalışmalar da hız kazanmaktadır. Bu alandaki araştırmaların devam etmesiyle, akustik metamalzemelerin kullanımı daha da yaygınlaşacak ve günlük yaşamımızda sesin kontrolü ve manipülasyonu konusunda yeni sınırları zorlayacak gibi görünmektedir. Akustik dalgaların yönetici denklemleri ile elektromanyetik Maxwell denklemleri arasındaki paralellik dikkate alındığında, ortamın etkili yoğunluğu ve sıkıştırılabilirliği, akustik dalga yayılımı için kritik parametreler olarak kabul edilir. Akustik metamalzemelerin tasarımında, dalga boyundan daha küçük birim hücre yapıları, negatif indeksli akustik metamalzemeler gibi akustik dalgaların manipülasyonunu sağlamak için etkili yoğunluk ve sıkıştırılabilirlik üzerinde kontrol imkânı sunar. Akustik metamalzemeler, dalga boyundan daha küçük görüntüleme, mükemmel emilim, akustik gizleme ve akustik diyotlar gibi çeşitli umut verici uygulamalar nedeniyle artan bir ilgi görmektedir. Bu gelişmeler ses yalıtımı, gürültü kontrolü ve hatta “akustik gizleme” gibi yeni uygulamaların kapısını aralamıştır. [4-5]

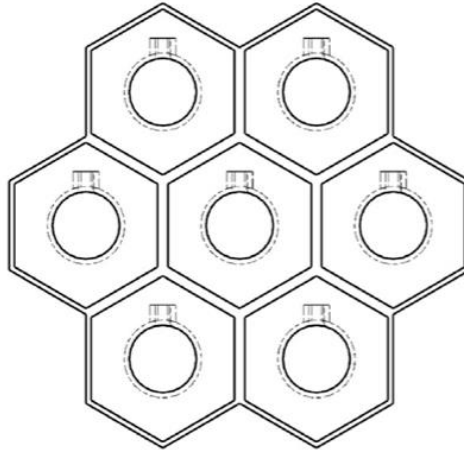
Vasina ve arkadaşları, eşit hacim oranlarına sahip üç ayrı açık hücreli yapıya sahip 3D baskılı ABS örneklerinin akustik emilim özelliklerini değerlendirmişlerdir. Çalışma sonucunda, test edilen ABS örneklerinin ses emilim özelliklerinin, özellikle 3D baskı ile üretilen açık gözenekli

malzeme yapısının tipi, uyarı frekansı, numune kalınlığı ve akustik empedans tüpü içindeki ses emici malzemelerin arkasındaki hava boşluğu büyüklüğü gibi birçok faktörden önemli ölçüde etkilendiği tespit edilmiştir. [6]



Şekil 1.1 Test numuneleri

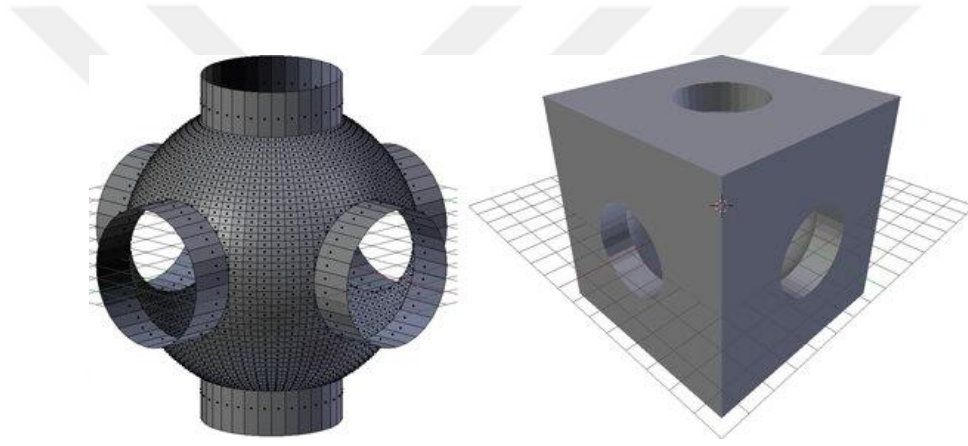
Cho ve arkadaşlarının gerçekleştirmiş oldukları çalışmada, evde kullanılan aletlerin soğutma akışkanının akış direncini ve gürültü yayılımını azaltmak için bal-peteği şeklinde bir metayapı tasarımı incelenmiştir. Araştırma, bu tasarımın hem akış direncini önemli ölçüde azalttığını hem de gürültü seviyesini düşürdüğünü göstermiştir. Özellikle, soğutma akışkanının akış hızındaki artışla birlikte gürültü seviyesindeki azalma dikkate değerdir. Sayısal sonuçlar, bal peteği yapı kullanıldığında gürültü seviyesinin yaklaşık %30 oranında azaldığını ve akış direncinin ise %25 düşürüldüğünü ortaya koymuştur. [7]



Şekil 1.2 Tasarlanmış meta yapı paneli

Kennedy ve arkadaşları, sferik hücreli metamateryallerin akustik emilim katsayıları üzerindeki çeşitli eklemeli üretim yöntemlerinin etkilerini incelemişlerdir. 3D baskı ve diğer katmanlı üretim teknikleri, karmaşık geometrileri olan üstün ses emicilerin üretiminde doğruluk, esneklik ve yüzey kalitesi açısından yeni standartlar belirlemiştir. Kübik yapılar içerisindeki

küresel iç boşluklar ve bu boşlukları birbirine bağlayan silindirik açıklıklar içeren bir akustik referans metamalzeme tasarımı sunulmuştur. Bu tasarımın hem sayısal modellemeye hem de katkı maddesi ile üretime uygun olduğu belirtilmiştir. Araştırmacılar, farklı polimer tabanlı baskı teknolojileri kullanarak üretilen metamalzemelerin performansını, sayısal modellerle ve metal tozu tabanlı baskı teknolojisiyle karşılaştırmışlardır. Yüzey pürüzlülüğü ve boyutsal sadakatin mikro yapı ölçeğinde, emilim katsayısının deneysel olarak ölçülen değerleri üzerinde benzer etkilere sahip olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, çalışmada belirtilen sayısal sonuçlara göre, katkı maddesi ile üretilen metamalzemelerin akustik performansının, üretim sürecindeki yüzey kalitesi ve boyut doğruluğu gibi faktörlerden önemli ölçüde etkilendiği tespit edilmiştir. Bu bulgular, akustik metamalzemelerin tasarımı ve üretimi konusunda önemli içgörüler sağlamaktadır. [8].



Şekil 1.3 DENORMS kıyaslama tasarımı

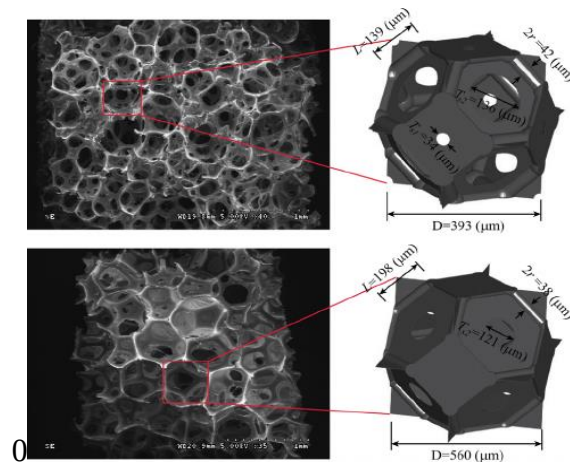
Jiang ve arkadaşları, basamaklı deliklerin detaylı bir analizi gerçekleştirilmiş ve kesit oranının değişimi ile ilişkili olarak, eklenen akustik direncin, sesin dağılımını nasıl iyileştirebileceği üzerine önemli bulgular sunulmuştur. Araştırma, bu tür yapısal değişikliklerin, akustik performans üzerinde belirgin bir etki yaratabileceğini ve böylece ses dağılımının optimize edilebileceğini göstermektedir. [9].

Auriemma gerçekleştirmiş olduğu çalışmada yüzeyde oluşturulan mikro kanalların akustiğini detaylı bir şekilde ele almış ve doğrusal olmayan etkileri hesaba katmıştır. Deneysel sonuçları eğri uydurarak, yarı doğrusal ve doğrusal olmayan davranışları Shear sayısı ve Strouhal sayısının bir fonksiyonu olarak ifade etmiştir. Bu çalışma, ses yutma performansını artırmak için mikro kanallı yapıların kullanılmasının pozitif sonuçlar verdiğini kanıtlar nitelikte olduğu anlaşılmaktadır. [10].

Ning ve arkadaşları, rastgele kesitli mikro-perfore panel ses yutucularının ses emilim katsayısı ve ses iletim kaybı arasındaki ilişki incelemiştir. Araştırmacılar, farklı kesit şekillerine sahip deliklerin ses emilim performansını analiz etmişlerdir. Sonuç olarak; delik şekillerin ses emilim katsayısı üzerinde belirgin bir etkisi olduğunu tespit etmişlerdir. Özellikle üçgen ve kare kesitli deliklerin daha yüksek ses emilim katsayısına sahip olduğu bulgusuna varılmıştır. [11].

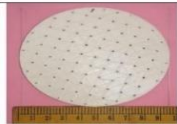
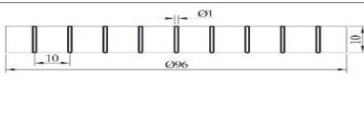
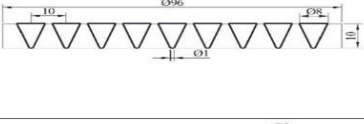
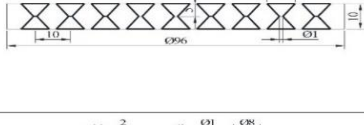
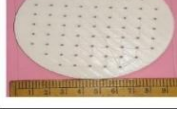
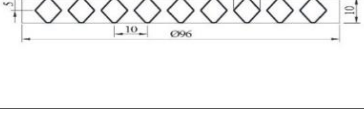
Attenborough gevrek destekli katmanlarda bulunan gevrek gözenekli malzemelerin ses emilimini artırmak için makro ve mikro yapı tasarımlarını incelemiştir. Gözenekli ses emici yapıların yerine kullanılabilecek kompozit yapıların akustik performansını değerlendirmiştir. Sonuçlar, basit hücre ve delik yapılarının mükemmel akustik performans sağlama potansiyeline sahip olduğunu göstermektedir. Bu tasarımların, gelecekteki ses yalıtım uygulamaları için önemli bir alternatif olabileceği sonucuna ulaşılmıştır. [12].

Hoang ve arkadaşları, membranların ve temel malzemenin özelliklerinin elastikiyet fiziğinde önemli olduğunu ve sadece gözenekli malzemelerin ses emilim özelliklerini anlamak ve tahmin etmek için değil, aynı zamanda ses yalıtımı problemleri için kritik olan ses iletim kaybını da anlamak ve tahmin etmek için kullanılabileceğini ortaya koymuşlardır. Bu bağlamda, çalışmadaki bulgulara dayanarak, akustik enerjinin büyük bir bölümünün, termal iletkenliğin katı-sıvı ara yüzlerdeki etkisiyle hücre duvarlarında viskoz sürtünme ile dağıtıldığını söylemek mümkündür. Bu, gözenekli malzemelerin mikro yapılarının, ses yalıtımı ve ses emilimi gibi akustik özellikler üzerinde doğrudan bir etkisi olduğunu ve tasarım özelliklerinin malzemenin ses yutumunu performansı ile ilişkili olduğunu gösterir. Makro geometrinin düzenlenmesiyle, artan dağılım koşullarında üstün ses yutma performansı sağlanmaktadır [13].



Şekil 1.4 İki farklı katı köpük örneğinin geometrik özellikleri

Sailesh ve arkadaşlarının çalışmasında ise PLA'nın, petrol bazlı alternatiflerle karşılaştırıldığında benzer termo-mekanik, fiziksel ve akustik özelliklere sahip olduğu belirtilmektedir. Bu çalışmada, farklı kesitlere sahip mikro-perfore panellerin akustik davranışları incelenmiş ve sonuçlar, Fused Filament Fabrication (FFF) tabanlı 3D baskı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Araştırmada, akustik özellikler empedans tüpü kullanılarak değerlendirmiştir. Sonuçlar, belirli bir frekans aralığı için, değişken kesitli perfore panellerin ses emiliminin, sabit kesitli perfore panellere göre daha iyi olduğunu göstermiştir. Farklı kesit varyasyonları arasında, DC ve D perfore desenlerinin, 1 mm çapında sabit bir panel ile karşılaştırıldığında benzer ve daha düşük iletim kayıplarına sahip olduğu bulunmuştur. Bu nedenle, PLA'nın petrol bazlı alternatiflerle benzer özelliklere sahip olduğunu ve 3D baskılı biyo-çözünür mikro-perfore panellerin akustik davranışlarının, perfore kesitlerin geometrik varyasyonlarına bağlı olarak optimize edilebileceğini söyleyebiliriz [14].

Photograph of Specimen	Dimensioned front view (Thick lines indicate the Perforation boundaries)	Specimen name with perforation
		Const 1
		Const 8
		C, D
		CD
		DC

Şekil 1.5 Perforasyon kesit varyasyonlarının ayrıntılarını içeren 3D baskılı numuneler.

Ghaffari ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada biyo-tabanlı işlevsel dereceli köpüklerin tasarımı ve geliştirilmesi ile ilgili olarak, geniş bir frekans aralığında ses dalgalarının akustik enerjisini sönmölemek için süper ses emici bir düzenek geliştirildiği belirtilmiştir. Bu düzenek, özellikle az yer kaplayarak, belirli bir uygulamaya göre uygun şekilde derecelendirilmiş gözenekli bir katmanın hücre yapısını uygun şekilde derecelendirerek geniş bantlı bir emilim

etkisi elde edebilmektedir. Yapılan çalışmada, maksimum akustik yutma katsayısında %20 ve ortalama yutma katsayısında %9 artış ile aynı gözenekliliğe sahip düzgün köpüklerden daha üstün ses emilim kabiliyetine sahip yeni bir dereceli biyo-tabanlı köpük yapısı sunulmuştur. Sonuç olarak, bu çalışma, açık hücreli köpüklerin makroskopik özellikleri üzerindeki mikro yapısal etkileri araştırarak, optimum akustik performansa sahip mühendislik tasarımlarına ulaşmak için ideal hücre boyutunun düzenlemesini belirlemede mikro yapının önemini vurgulamaktadır [15].

Derin N. gerçekleştirmiş olduğu çalışmada metamalzemelerin çeşitli akustik davranışları incelenmiş ve bu malzemelerin ses yalıtımı performansı üzerindeki etkileri araştırmıştır. akustik alanında sayısal modelleme yöntemlerini kullanarak bir çalışma gerçekleştirmiş ve elde ettiği sonuçları mevcut literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Çalışmada incelenen metamalzemeler, belirli frekans aralıklarında ses dalgalarını engelleyen filtre görevi görerek, ses kaynağı ile alıcı arasında akustik bariyer oluşturma potansiyeline sahip olarak tanımlanmıştır. Metamalzemelerin ses iletim kaybı üzerindeki etkisi, frekans bağımlılığı ve yalıtım performansı açısından değerlendirilmiş ve bu malzemelerin, gürültü kontrolünde etkili olduğu tespit edilmiştir. Meta-malzemeler, belirli frekans bantlarında yüksek ses yutma katsayıları oluşumu sağlayarak etkili bir ses yalıtımı çözümü sunmaktadır[16].

Aynı zamanda yapısal dinamiklerin incelenmesinde, yapıların dinamik yükler altındaki davranışlarını anlamak için serbest titreşim özelliklerinin tespiti kritik bir öneme sahiptir. Serbest titreşim özellikleri, yapıların mod şekillerini ve doğal titreşim frekanslarını içerir. Dinamik yüklerin frekansları ile yapıların doğal titreşim frekanslarının karşılaştırılması, rezonans gibi değişkenlerin tespiti açısından hayati bir değerlendirmedir. Ayrıca, yapıların dinamik yüklere verdiği tepkilerin analizi, söz konusu yükler altında yapısal davranışın belirlenmesi ve akustik açısından büyük önem taşır. Modal analiz metodunun kullanımı bu anlamda malzemelerin değerlendirilebilmesi açısından önem arz etmektedir. Yapısal modeller üzerinde deneysel modal analiz testleri yürütülmüştür. Bu testler sırasında, yapıların frekans tepki fonksiyonları elde edilmiş ve çıkarımlar yapılmıştır. Bu bilgiler, tasarım uygulamaları, hasar tespiti ve gürültü kontrolü gibi çeşitli uygulamalarda önemlidir.

Surgeon ve Wevers çalışmalarında, karbon fiber takviyeli plastik (CFRP) laminatların akustik emisyon sinyallerinin modal analizi ele alınmıştır. Araştırmacılar, CFRP laminatlarının gerilme ve bükülme testleri sırasında elde edilen AE dalgalarını analiz etmişler ve AE dalgalarının

modal doğasının gelecekte daha nicel ve doğru sonuçlara ulaşılmasını sağlayabileceğini göstermişlerdir. [17]

Xu ve Huang çalışmalarında, yapısal hasar tespiti için akustik metamalzemelerin modal duyarlılık analizi sunulmuştur. Araştırmacılar, hasarın metamalzemenin dinamik özellikleri üzerindeki etkisini derinlemesine incelemiş ve hasarın, bant aralıklarına yakın frekanslarda metamalzemenin frekans tepki fonksiyonları, özdeğerleri ve mod şekillerinde önemli değişikliklere neden olduğunu bulmuşlardır. [18]

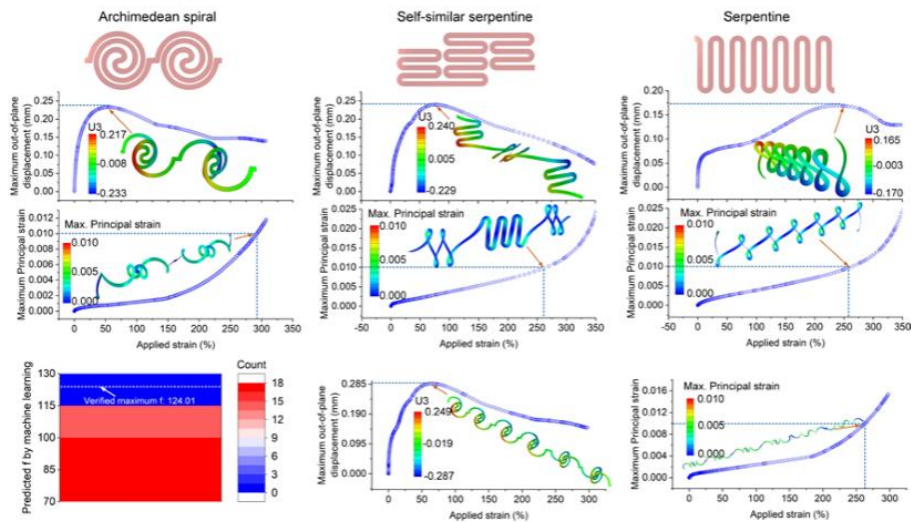
Ma ve diğerleri yapmış oldukları çalışmada, çok hücreli plaka tipi yapılar kullanılarak güçlü geniş bant zayıflatmaları gerçekleştiren akustik metamalzemelerin tasarımı gösterilmiştir. Yazarlar, ortalama ses iletim kaybının 2000 Hz altında 40 dB'den yüksek olduğu veya 400-700 Hz aralığında emilimin yaklaşık 0.99 olduğu güçlü geniş bant zayıflatmaları gerçekleştirebilecek bir tasarımı ortaya koymuşlardır. [19]

Günümüzde kabul görmüş normlar, akustik testlerin ölçüm sınırlarını düşük frekans spektrumunda kısıtlamaya devam etmektedir. Bu durum, uzun süredir kullanılan sonlu elemanlar analizi yöntemlerinin yanı sıra, son dönemlerde çeşitli endüstri dallarında giderek artan bir popülerlik kazanan yapay zekâ ve makine öğrenmesi gibi ileri teknolojilerin de dikkat çekmesine yol açmaktadır. Bu ilerici öğrenme teknikleri, hem deneysel hem de sayısal analiz süreçlerinde yardımcı bir rol oynadığında, deneylerin yürütülme süresini ve sayısal hesaplamalar için gereken zamanı belirgin bir şekilde azaltma potansiyeline sahiptir. Böylece, deneylerin maliyetini düşürmek ve hesaplama işlemlerini hızlandırmak mümkün olabilmektedir. Aynı zamanda, bu tekniklerin kullanımı, henüz gerçekleştirilmemiş deneyler için veya mevcut olmayan verilerin tahmin edilmesi için de yeni olanaklar sunmaktadır.

Yapay zekâ, insan zekâsının belirli fonksiyonlarını modelleyerek ve bu işlevleri dijital ortamlara entegre ederek, bilgisayar sistemlerinin daha zeki hareket etmesini sağlayan ileri teknoloji bir disiplindir. Bu alan, çevresel verileri algılama, anlamlandırma, öğrenme, karar verme ve eyleme geçme gibi insan zekâsına özgü işlevleri taklit edebilen sistemler geliştirmeyi amaçlar. Yapay zekâ, bu süreçlerde derin öğrenme, sinir ağları ve büyük veri analizi gibi sofistike algoritmalar ve veri işleme yöntemlerini kullanır. Özellikle, makine öğrenimi, yapay zekânın bir alt kategorisi olarak, algoritmaların veri setlerinden öğrenerek, bu bilgileri yeni senaryolarda tahminlerde bulunmak veya kararlar almak için kullanılmasını mümkün kılar.

Yapay zekâ ve makine öğrenimi teknolojileri, çok çeşitli uygulama alanlarında kendini göstermiştir. Bu teknolojiler, farklı disiplinlerden elde edilen verileri işleyerek, kullanıcıların erişimine sunulmasını sağlayabilmektedir. Mühendislik ve malzeme bilimi alanlarında, yapay zekâ ve makine öğrenimi, malzemelerin fiziksel ve kimyasal özelliklerini tahmin etme, yeni malzeme prototipleri oluşturma ve test prosedürlerini geliştirme gibi konularda önemli bir rol oynamaktadır. Bu bağlamda, yapay zekâ ve makine öğrenimi, mühendislik ve malzeme test metodları üzerinde devrimsel bir etki yaratmış ve bu alanlarda yenilikçi çözümler sunmuştur.

Wu ve arkadaşlarının gerçekleştirmiş oldukları çalışma modüler metamalzemelerin tasarımı için bir makine öğrenimi tabanlı yöntemi tanıtmaktadır. Çalışmada, yapısal temellerin seçilmesinden başlayarak, belirli özelliklere sahip meta-atomlar oluşturmak için performans değerlendirmesi ile yapısal evrimi birleştiren bir yöntem önerilmektedir. Makine öğrenimi, genetik algoritma ve sinir ağları modeli gibi teknikler kullanılarak tasarım sürecini yürütmektedir. Mekanik metamalzemeler için maksimize edilmiş bant aralığı ve ayarlanabilir bant aralıkları, önerilen yöntem kullanılarak gösterilmiştir. Bu yaklaşım, metamalzemelerin tasarımı için etkili bir yöntem sunmakta ve makine öğrenimi tabanlı modüler metamalzeme tasarımının, çeşitli alanlardaki metamalzemeler için belirli özelliklere sahip meta-atomlar oluşturabileceği düşünülmektedir. Bu araştırma makine öğrenimi tabanlı bir yöntem kullanarak modüler metamalzemelerin tasarımı için bir çerçeve sunmaktadır. Makine öğrenimi, bu süreçte, karmaşık yapısal tasarımların ve performans özelliklerinin keşfedilmesinde kritik bir rol oynamaktadır.[20]



Şekil 1.6 Gerilebilir elektronikler için ara bağlantının metamalzeme tasarımı

Hou ve arkadaşları metamalzemelerin tasarım sürecini hızlandırmak için derin öğrenme yöntemlerinin nasıl kullanılabileceği incelemişlerdir. Çalışmalarında, gerekli yansıtma katsayısı girildiğinde, yapay sinir ağı tarafından metamalzemenin parametrelerinin otomatik olarak hesaplanıp çıktı olarak verildiği bir derin öğrenme modeli önerilmiştir. Bu model, eğitim ve test setlerinde sırasıyla 0.0058 ve 0.0055 gibi düşük ortalama kare hataları (MSE) elde etmiş ve böylece geleneksel tasarım süreçlerine kıyasla daha hızlı ve doğru sonuçlar alınabileceğini göstermiştir. Bu derin öğrenme tabanlı yaklaşım, metamalzeme tasarımında önemli bir ilerleme sağlamaktadır. Hızlı, doğru ve etkili bir şekilde metamalzemelerin tasarlanmasına olanak tanıyarak, bu yöntem alanında önemli bir potansiyel sunmaktadır [21].

Stender ve arkadaşları, ses emilim malzemelerinin akustik özelliklerinin empedans tüplerinde ölçümünün düşük tekrarlanabilirliği ve bu ölçümlerin standartlaştırılmasına rağmen gerçek ölçüm kurulumu, numune hazırlığı ve diğer belirsizlik faktörlerinin eksik tanımları ele almışlardır. Çalışmalarında 3000'den fazla emilim spektrumu verisi üzerinden, ses emilim katsayısını en çok etkileyen faktörleri belirleyen makine öğrenimi modelleri kullanılmıştır. Ayrıca, bu kurulum faktörlerinin seçimine bağlı olarak en çok etkilenen frekans aralıklarının tanımlanması ve nicelendirilmesi için açıklanabilir makine öğrenimi teknikleri uygulanmıştır. Sonuçlar, numune kalınlığının yanı sıra operatörün de ses emilim katsayısını yönlü ve rastgele olmayan bir ilişki ile etkilediğini göstermiştir. Bu nedenle, dikkatli bir şekilde kontrol edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. [22]

1.1.1 Metamalzemelerin Sınıflandırılması

Metamalzemeler, elektromanyetik dalgaların, sesin ve diğer fiziksel olayların etkileşimini kontrol edebilir ve yönlendirebilirler. bu materyaller, genellikle insan yapımı mikro yapılar aracılığıyla tasarlanmaktadır ve doğada bulunmayan özellikler sergileyebilirler. Metamalzemelerin sınıflandırılması, çeşitli biçimlerde yapılabilmektedir. Ancak genellikle kullanım amaçlarına ve kullanım alanlarına göre gerçekleştirilmektedir. En genel hali ile: termal metamalzemeler, elektromanyetik metamalzemeler, mekanik metamalzemeler ve akustik metamalzemeler olmak üzere dört ana kategoride sınıflandırılmaktadır. Bu sınıflandırma materyallerin potansiyel uygulamalarını ve özelliklerini sınırlandırılmasını ve daha kolay anlamlandırılmasına yardımcı olur. [23]

yapıları sayesinde istenmeyen yansımaları azaltabilir, yansıtma ve kırılma indekslerini değiştirebilir ve elektromanyetik alanın şeklini ve yönlendirmesini kontrol edebilir.

“Invisibility cloak” kavramı ise popüler kültürde sıkça rastlanan bir kavram olup, bir nesneyi görünmez hale getiren bir cihazı temsil etmektedir. Bu tür bir cihaz, elektromanyetik dalgaların nesnenin etrafından düzgün bir şekilde eğilmesini sağlayarak, nesnenin varlığını gizleyebilir. Bu da nesnenin arkasındaki gözlemciye, sanki nesne yokmuş gibi görünmesini sağlar. Elektromanyetik metamalzemeler, bu tür cihazların tasarımında önemli bir rol oynar çünkü istenmeyen yansımaları azaltarak ve dalgaları istenen şekilde yönlendirerek görünmezlik etkisi sağlarlar. [25]

1.1.1.3 Mekanik Metamalzemeler

Mekanik metamalzemeler, geleneksel malzemelerin mekanik özelliklerini manipüle etmek için tasarlanmış yapay malzemelerdir. Bu malzemeler genellikle özel olarak tasarlanmış mikro ve nano yapılarına sahiptir. Mekanik metamalzemeler, genellikle istenmeyen titreşimleri absorbe etme, yansıma veya iletme yeteneklerini değiştirme veya belirli bir frekans aralığında rezonansı sağlama gibi özelliklere sahip olabilirler. Bu malzemeler, çeşitli mekanik uygulamalarda kullanılabilirler. Örneğin, titreşim ve gürültü kontrolü, yapısal sağlamlık artırma ve esneklik sağlama gibi alanlarda kullanımları mümkündür. Mekanik metamalzemelerin tasarımı, malzeme bilimi ve mühendisliği alanlarında önemli bir araştırma ve geliştirme faaliyetidir. Bu malzemelerin özellikleri, belirli uygulamalara uygun olarak özelleştirilebilir ve mekanik sistemlerin performansını artırmak veya belirli gereksinimlere uygun hale getirmek için kullanılabilir. [26]

1.1.1.4 Akustik Metamalzemeler

Akustik metamalzemeler, ses dalgalarını yönlendirme ve şekillendirme amacıyla geliştirilmiş özelleşmiş materyallerdir. Bu materyaller, ses dalgalarının doğal materyallerle mümkün olmayan yollarla etkileşimini değiştirebilme kapasitesine sahiptir. Akustik metamalzemelerin tasarımı, ses dalgalarının emilimi, yansıması ve geçişi gibi bulgular üzerinde üst düzey kontrol elde etmek için mikro yapısal konfigürasyonlara dayanmaktadır. Genellikle mikro ve nano yapılarına sahip olan akustik metamalzemeler, ses dalgalarının etkileşimini istenilen şekilde kontrol edebilme yeteneğiyle dikkat çekerler.

Birçok araştırma, akustik metamalzemelerin tasarımında ve uygulamalarında önemli ilerlemeler kaydetmiştir. Özellikle, ses yalıtımı, yönlendirilmiş ses iletimi ve akustik görünmezlik gibi alanlarda potansiyel uygulamaları bulunmaktadır. Bu malzemeler, ses dalgalarının belirli frekans aralıklarında iletilmesini veya yansıtılmasını sağlayarak, istenmeyen sesleri engelleyebilir veya belirli bir alana odaklanabilirler. Akustik metamalzemelerin dikkate değer özelliklerinden biri, doğal olarak nadir rastlanan negatif refraksiyon indeksi gibi karakteristikleri gösterebilmesidir. Bu özgün nitelik, ses dalgalarının alışılmadık yollarla ilerlemesini ve hatta sesin “görünmez” kılınmasını mümkün kılar. Ayrıca, bu materyallerin frekans seçici özellikleri, belirli frekans bandında ses yalıtımı sağlama veya ses dalgalarını süzme imkânı verir.

Akustik metamalzemelerin uygulama alanlarından biri, ses yalıtımıdır. Bu malzemeler, belirli frekans aralıklarında ses dalgalarını yutarak veya yansıtarak, istenmeyen gürültüyü azaltabilirler. Özellikle, binalarda ve motorlu araçlarda ses yalıtımı için kullanılan akustik paneller, akustik metamalzemelerin tasarımı ve üretimiyle daha etkili hale getirilebilir. Lee ve arkadaşlarının çalışmasında, çok ince elastik membranların bir dizisi kullanılarak negatif etkili yoğunluğa sahip bir boyutlu akustik metamalzeme üretilmiştir. Bu metamalzeme, belirli bir frekans aralığında ses dalgalarını engelleyerek opak hale gelirken, bu frekansın üzerinde şeffaf hale gelmektedir. [27].

Zhu ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, ses dalgalarının derin-alt dalga boyu detaylarını görüntüleyebilen delikli meta yapılı malzemeler olarak geliştirilmiştir. Bu tür metamalzemeler, Fabry-Pérot rezonansları ile güçlü bir şekilde bağlanan evanesan alan bileşenlerini etkin bir şekilde iletebilir. Bu özellik, akustik görüntülemeye difraksiyon limitinin altında bir çözünürlük sağlayarak, örneğin tıbbi ultrasonografi ve ultrasonik olmayan yıkıcı değerlendirme gibi uygulamalarda kullanılabilir. [28]

Ses dalgalarını belirli bir alana odaklamak veya sınırlamak için kullanılan yapılar geliştirilmiştir. Guenneau ve arkadaşlarının çalışmalarında, düşük frekansta negatif kırılma etkisi gösteren ve negatif faz hızına sahip bir frekans bandında çalışan kompozit bir yapı tasarlanmıştır. Bu yapılar, ses dalgalarını etkili bir şekilde odaklayarak, sesin belirli bir alanda tutulmasını sağlayabildiği gözlemlenmiştir. [29]

Mei ve arkadaşlarının çalışmasında, düşük frekanstaki ses dalgalarının neredeyse tamamen

emilmesini sağlayan yapılar olarak elde edilmeye çalışılmıştır. Asimetrik rijit plaketerle süslenmiş bir elastik membran içeren ince film akustik metamalzeme, 100-1000 Hz arasındaki seçici rezonans frekanslarında düşük frekanstaki hava sesini tamamen emmeyi hedeflemektedir. [30]

Seçgin ve Baygün'ün gerçekleştirdiği bir araştırmada, içi boş akustik meta hücrelerden oluşan bir dizi akustik metamalzemenin geliştirilmesi ve bu materyallerin iletim kayıplarının transfer matris metodu (TMM) kullanılarak tespit edilmesi ele alınmıştır. Bu çalışma, akustik metamalzemelerin efektif empedans, refraksiyon indeksi, yoğunluk ve sıkıştırılabilirlik gibi efektif ortam parametrelerinin kavranmasına ve bu materyallerin ses kontrolü uygulamalarında nasıl kullanılabileceğine ilişkin kritik bilgiler sunmaktadır. [31]

Sonuç olarak, akustik metamalzemeler, ses dalgalarının kontrolünü sağlayarak çeşitli uygulamalarda önemli bir rol oynayabilirler. Gelecekteki araştırmalar ve geliştirmeler, bu malzemelerin daha geniş bir kullanım alanına yayılmasını sağlayabilir ve akustik teknolojilerde önemli ilerlemelere olanak tanıyabilir.

1.2 AKUSTİK METAMALZEME TASARIM PARAMETRELERİ

Akustik metamalzemelerin tasarım parametreleri, bu malzemelerin istenilen akustik performansı elde etmek için nasıl yapılandırılması gerektiğini belirleyen özelliklerdir. Akustik metamalzemeler, genellikle periyodik veya düzensiz yapılar içerirler. Bu malzemelerin tasarımında dikkate alınması gereken temel parametreler arasında birim hücre geometrisi, malzeme özellikleri, hücre boyutları, düzenlilik derecesi ve toplam yapı boyutları bulunmaktadır.

Birim hücre geometrisi, metamalzemenin temel yapı taşıdır ve genellikle tekrar eden bir desen oluşturur. Bu geometri, ses dalgalarının malzeme içinde nasıl yayılacağını ve etkileşeceğini belirler. Malzeme özellikleri, ses dalgalarının hızını ve emilimini etkileyen yoğunluk ve elastisite gibi fiziksel özellikleri ifade eder. Hücre boyutları, birim hücrenin fiziksel boyutlarını tanımlar ve genellikle ses dalgalarının dalga boyu ile karşılaştırılır. Düzenlilik derecesi, malzemenin periyodik yapısının ne kadar düzenli olduğunu gösterir ve bu, ses dalgalarının dağılımını etkiler. Toplam yapı boyutları, metamalzemenin genel boyutlarını belirtir ve genellikle uygulamanın gereksinimlerine göre ayarlanır.

Bu parametreler, metamatmalzemenin akustik band aralıklarını, ses yalıtımını ve sesin yönlendirilmesini kontrol etmek için hassas bir şekilde ayarlanabilir. Örneğin, band aralığı, belirli frekanslardaki ses dalgalarının malzeme tarafından engellenmesini sağlayan frekans aralığıdır ve tasarım parametrelerinin doğru ayarlanmasıyla optimize edilebilir.

Akustik metamatmalzemelerin tasarım parametreleri, malzemenin akustik performansını belirleyen ve uygulamaya özgü gereksinimleri karşılamak üzere ayarlanabilen kritik faktörlerdir. Bu parametrelerin doğru bir şekilde uygulanabilmesi, ses kontrolü ve yönetimi alanında devrim yaratabilecek yenilikçi çözümlerin geliştirilmesine olanak tanır.

1.2.1 Akustik Performansı Etkileyen Temel Faktörler

Akustik malzemelerin performansını etkileyen temel özellikler, ses dalgalarının yayılımını ve emilimini belirleyen fiziksel parametrelerdir. Bu parametreler arasında akış direnci, gözeneklilik, kalınlık ve yoğunluk bulunmaktadır.

Akış direnci R_f , malzemenin içinden geçen hava akışına karşı gösterdiği direnci ifade eder ve malzemenin yoğunluğu ve gözenek boyutları ile ilişkilidir. Rayls (Rayl/m) birimiyle ölçülür. Özgül akış direncinin hesaplanması için kullanılan temel formül şudur:

$$R_f = \frac{\Delta P}{v} = \frac{TS\Delta P}{V} \quad \text{N. s. m}^{-3} \text{ veya Pa . s. m}^{-1} (MKS \text{ rayl}) \quad (1.1)$$

Burada, ΔP statik basınç, Sabit akış hızı (v) ile karakterize edilen bir sistemde, V hacmindeki hava malzemenin içinden geçerken, T periyodu ve S yüzey alanı dikkate alınmalıdır. Akış hızı belirli bir eşiğin üzerinde olduğunda, lineer olmayan etkiler göz ardı edilemez ve analizlerde dikkate alınmalıdır. Bu denklem, malzemenin birim hacmi başına düşen akış direncini hesaplamak için kullanılır ve malzemenin akustik performansının anlaşılmasında önemli bir rol oynar. Akustik mühendisliği uygulamalarında, bu formül malzemenin ses emilimini ve ses yalıtımını etkileyen faktörleri analiz etmek için temel bir araçtır.

Ses dalgalarının malzeme içindeki hareketini sınırlayan özgül akış direncidir. Özgül akış direnci, malzemenin birim uzunluğu başına düşen akış direncini temsil eder ve şu formülle hesaplanabilir:

$$\sigma = \frac{R_f}{d} \quad \text{N. s. m}^{-3} \text{ Pa . s. m}^{-1} \text{ (MKS rayl)} \quad (1.2)$$

Burada (σ) Özgöl akış direncini, (R_f) toplam akış direncini, (d) malzemenin kalınlığını temsil eder. Bulunan değer malzemenin ses dalgalarını ne kadar iyi emebileceğini ve ses yalıtımı sağlayabileceğini belirler. Akustik malzemelerde, ideal akış direnci değeri, malzemenin kullanıldığı uygulamaya ve hedeflenen frekans aralığına göre değişir. Genellikle, düşük frekanslarda daha yüksek akış direncine sahip malzemeler tercih edilirken, yüksek frekanslarda daha düşük akış direncine sahip malzemeler daha etkilidir.

Gözeneklilik, malzemenin toplam hacminin ne kadarının boşluklarla dolu olduğunu gösterir ve ses dalgalarının malzeme içindeki hareketini etkiler. Yüksek gözeneklilik, ses dalgalarının malzeme içinde daha fazla sürtünmeyle karşılaşmasına ve böylece daha fazla enerji kaybetmesine neden olur. Gözeneklilik oranı, genellikle yüzde (%) olarak ifade edilir. Gözenekli yapılar içindeki hava, ideal gaz yasalarına uygun olarak ele alınabilir. Bu bağlamda, hava ortamının akustik özelliklerini belirleyen başlıca faktörler arasında hava yoğunluğu, gözenekler arası ses yayılım hızı, hava viskozitesi, Prandtl sayısı ve özgül ısı oranı yer almaktadır. Akademik yayınlarda, bu parametrelerin ses yalıtımı ve ses emilimi performansı üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmektedir ve malzeme seçimi ile tasarım süreçlerinde dikkate alınması gereken kritik unsurlar olarak kabul edilmektedir. [32]

Malzeme kalınlığının, akustik dalgaların iletimini kısıtlama yeteneği üzerinde kritik bir etkisi bulunmaktadır; bu da genellikle üstün ses yutma performansı sonuçları alınmasını sağlar. Bununla birlikte, aşırı kalınlaştırılmış malzemeler, pratik uygulamalarda kullanım için elverişsiz olabilir. Ses yalıtımında kullanılan malzeme kalınlığının rolü, sıklıkla malzemenin frekans tepkisiyle ilişkilendirilir. Akustik araştırmalarda, özellikle ses yalıtımı ve ses emilimi gibi konularda, malzeme kalınlığının ihmal edilmemesi gerektiği vurgulanır. Düşük frekans aralıklarında, kalınlığın artırılması ses emilim değerlerinin yükselmesine katkıda bulunur. Biot teorisine göre, izotropik açık gözenekli elastik malzemelerin davranışı, malzeme yoğunluğunun yanı sıra üç makroskopik elastik özellik tarafından belirlenir: kayıp faktörü, kayma modülü, Young modülü veya Poisson oranı. Malzemenin viskozitesi sebebi ile genellikle frekansın bir fonksiyonu olarak karmaşık bir şekilde değişir. Akustik çalışmalarında, ses yutumu ve ses iletim performansını optimize etmek için malzemenin kalınlığının yanı sıra bu elastik özelliklerin de dikkate alınması gerektiği vurgulanmaktadır. Bu bağlamda malzemenin fiziksel

karakteristikleri ve uygulama alanlarının da göz önünde bulundurulması gerektiği çıkarımı yapılabilmektedir. [33]

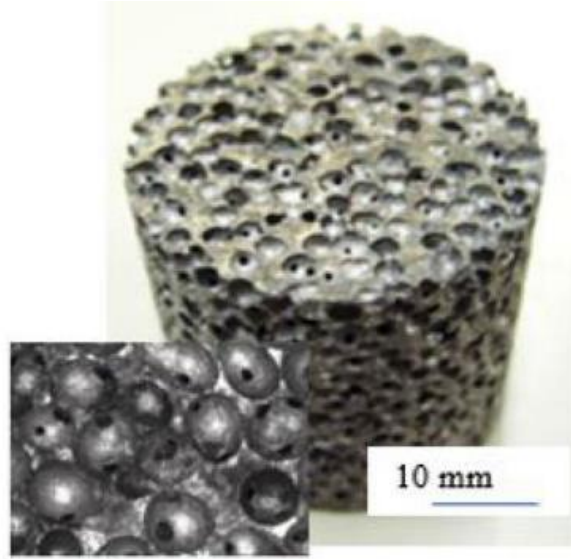
Yoğunluk, malzemenin birim hacim başına kütlesini tanımlar ve genellikle kg/m^3 cinsinden ölçülür. Yoğunluk, malzemenin ses dalgalarını ne kadar iyi emebileceğini ve yansıtabileceğini etkiler. Yüksek yoğunluklu malzemeler, genellikle düşük frekanslı ses dalgalarını daha iyi emerken, düşük yoğunluklu malzemeler yüksek frekanslı sesleri daha iyi emebilir. Bu özelliklerin her biri, akustik malzemelerin tasarımında ve seçiminde dikkate alınması gereken önemli faktörlerdir. Akustik performansın matematiksel modellenmesi, bu fiziksel özelliklerin karmaşık etkileşimlerini içerir ve genellikle ses dalgalarının malzeme içindeki yayılımını ve emilimini tanımlayan diferansiyel denklemlerle ifade edilir. Malzemelerin yoğunluğu üzerine yapılan değerlendirmelerde; genel bir gözlem olarak, üstün akustik özelliklere sahip malzemelerin, zayıf performans gösterenlere kıyasla yüksek yüzey yoğunluklarda oldukları belirtilmektedir. Ancak, hem iyi hem de kötü akustik performans gösteren malzemeler, geniş bir yüzey yoğunluğu spektrumuna yayılmaktadır. Bu durum, yüzey yoğunluğunun akustik performans üzerindeki etkisinin, diğer faktörlerle birlikte değerlendirilmesi gerektiğini göstermektedir. [34]

1.2.2 Malzeme Özelliklerinin Akustik Performansa Etkileri

Akustik metamateryallerin malzeme özellikleri, bu malzemelerin akustik performansı üzerinde belirleyici bir etkiye sahiptir. Malzemenin yoğunluğu, elastisite modülü, kayıp faktörü ve yapısal bileşimi gibi fiziksel ve mekanik özellikler, ses dalgalarının yayılımı, yansıması, kırılması ve emilimi gibi temel akustik davranışları doğrudan etkiler. Özellikle malzemenin yoğunluk ve elastisite modülü, gibi teknik parametreleri ses dalgalarının hızını ve bu dalgaların malzeme içindeki yolunu belirlerken, kayıp faktörü, malzemenin ses enerjisini ne kadar etkili bir şekilde emebileceğini gösterir. Bu tür malzemelerin ses emilim performansını artırmak için yüzey modifikasyonları gibi yöntemler önerilmektedir. [35]

Otaru, mikrohücreli yapılar üzerine odaklanılmış ve bu yapıların ses emilim özellikleri incelenmiştir. Replikasyon döküm yöntemiyle üretilen bu mikrohücreli yapılar, ses dalgalarını emme ve izole etme konusunda yüksek potansiyele sahiptir. Çalışmasında, bu yapıların karakterizasyonu için kullanılan yöntemler ve akustik emilim davranışlarını tahmin etmek için

modeller detaylandırmıştır. Ayrıca, ses emilim potansiyellerini artırmak için teknikler üzerinde durmuştur.[36]



Şekil 1.8 Numunenin optik ve taramalı elektron mikroskobu görüntüsü

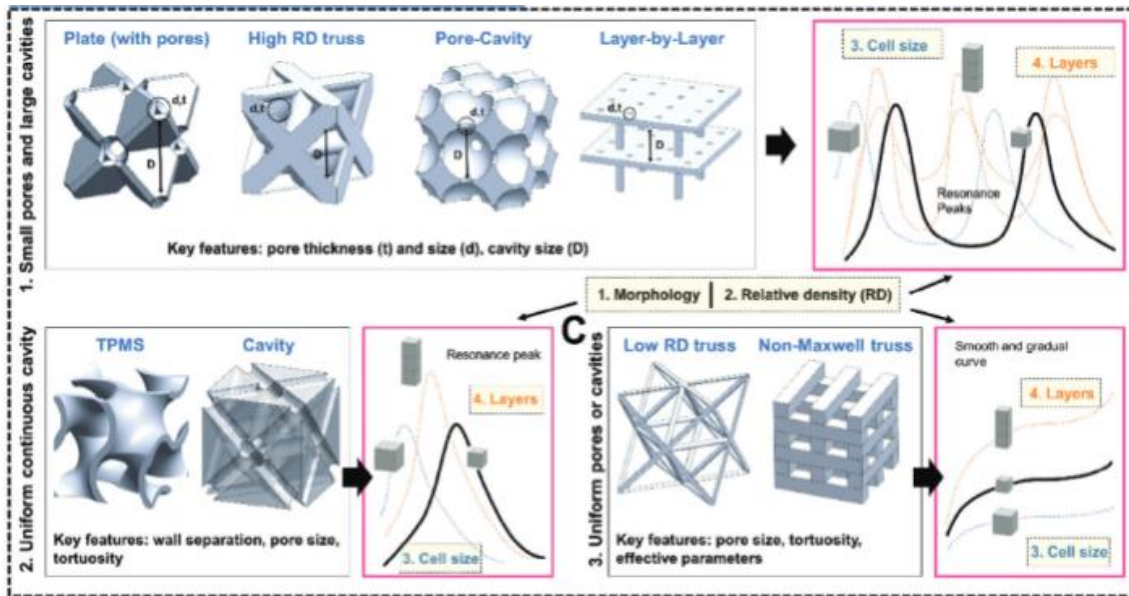
Bu alandaki yayınlar, malzeme özelliklerinin akustik performans üzerindeki etkisini anlamak için önemli bir kaynak teşkil etmektedir. Akustik performansı arttırabilmek ve daha verimli ses iletimi ya da yalıtımı sağlamak amacı ile malzeme seçimi dikkat edilmesi gereken son derece önemli bir unsurdur.

1.2.3 Malzeme Geometrisinin Akustik Performansa Etkileri

Akustik metamalzemelerin malzeme geometrisi ve yüzey tasarımı, ses dalgalarının bu malzemeler içindeki etkileşimini ve dolayısıyla akustik performansını önemli ölçüde etkiler. Malzeme geometrisi, metamalzemenin birim hücrelerinin şeklini, boyutunu ve dizilimini ifade ederken, yüzey tasarımı, malzemenin dış yüzeyinin topografyasını ve bu topografyanın ses dalgalarıyla etkileşimini tanımlar. Malzeme geometrisi, ses dalgalarının metamalzeme içindeki yayılımını, kırılmasını ve odaklanmasını kontrol eden temel bir faktördür. Örneğin, içinde boşluk bulunan akustik metamalzemelerin tasarımında, metahücrelerin nicelikleri, geometrik ölçekleri ve düzenlenme periyodisindeki topolojik faktörlerin iletim kaybı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bu çalışma, yüksek ses iletimini engellemek için tasarlanmış metamalzemelerin akustik performansını farklı frekans aralıklarında incelemeyi amaçlamaktadır. Metamalzemelerin efektif ortam homojenizasyonu ile hesaplanan etkin parametreleri sunulmakta ve akustik özelliklerinin analizine yönelik bir çerçeve oluşturulmaktadır. [37]

Yüzey tasarımı, ses dalgalarının yansıması, dağılımı ve emilimi üzerinde doğrudan etkiye sahiptir. Yüzeyin mikro ve makro ölçekli yapısı, ses dalgalarının yüzey üzerindeki davranışını değiştirebilir ve bu da akustik performansı iyileştirebilir. Örneğin, farklı yüzey biti malzemeleri kullanılarak tasarlanan salonların akustik performansı, geometrik tasarım parametrelerinin etkisi altında incelenmiştir ve salon geometrisi, hacim akustiği ve konuşma amaçlı salonlar için önemli bulgular elde edilmiştir. [38]

Li ve diğerleri kafes yapıları, periyodik desenlerle düzenlenmiş gözenekli katı maddeler olarak tanımlanmaktadır. Tasarım özgürlükleri sayesinde, özelleştirilebilir gözenek morfolojisi ve bağlantısalılığı ile belirli yutma özelliklerinin elde edilmesine olanak sağlamaktadır. Bu yapılar, geleneksel malzemelere göre üstün özellikler sergileyerek, ses yutma performanslarının analizinde dikkat çekmektedir. Yapıların kompleksitesine rağmen, kritik akustik geometrilere odaklanan akustik empedans modelleri aracılığıyla doğru bir şekilde modellenebilecekleri ifade edilmektedir. Çalışmada, kafes yapılarını yapısal özellik ilişkilerine dayalı olarak akustik açıdan üç farklı kategoriye ayırmayı önermektedir. Ayrıca, gelecekteki araştırmalarda yeni tasarım anlayışlarına, ileri malzeme seçimlerine ve çok fonksiyonluluğa odaklanılmasının gerekliliği vurgulanmaktadır. [39]



Şekil 1.9 Ses yutma için kafes yapılarının yapısal-mekanizma-özellik ilişkisine bakış.

1.3 AKUSTİK METAMALZEMELERİN ÜRETİM YÖNTEMLERİ

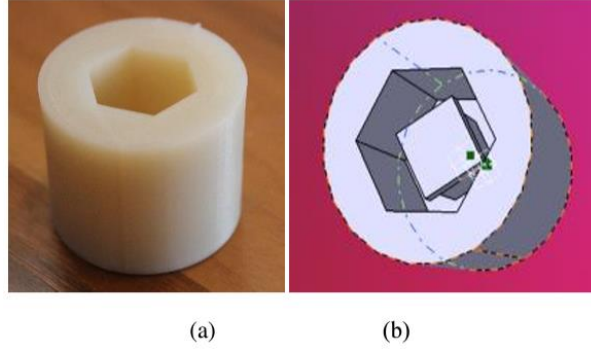
Akustik metamalzemelerin üretim yöntemleri, malzemenin istenen akustik özelliklerine göre değişiklik gösterir ve genellikle mikro ve nano ölçekli yapısal özelliklere sahip olacak şekilde tasarlanır.

Üretim süreci, malzemenin istenilen akustik özellikleriyle uyumlu bir yapıya sahip olmasını sağlamak için kritik öneme sahiptir. Bu süreçte kullanılan en yaygın üretim yöntemleri, Ekstrüzyon, döküm ve 3D Baskı olarak bilinmektedir. Bu üretim yöntemleri, akustik metamalzemelerin çeşitli uygulamaları için önemli bir rol oynamaktadır. Her bir yöntemin, malzemenin yapısal özelliklerini ve son akustik performansını etkileyen belirli avantajları ve kısıtlamaları bulunmaktadır. Araştırmacılar ve mühendisler, bu yöntemleri kullanarak daha etkili ve optimize edilmiş akustik metamalzemelerin geliştirilmesi üzerine çalışmaktadır. 3D baskı, karmaşık yapıların katman katman oluşturulmasını sağlayan bir üretim yöntemidir. Metamalzemelerin mikro yapılarını tasarlama ve üretme açısından 3D baskı oldukça avantajlıdır. Bu yöntem, özellikle küçük ölçekli ve detaylı yapıların üretilmesi gerektiğinde tercih edilir.

1.4 PLA MALZEMESİNİN AKUSTİK MALZEMELERDE KULLANIMI

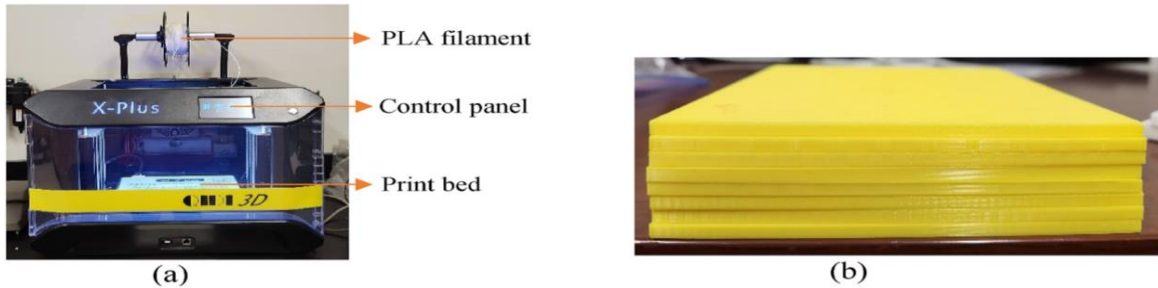
Polilaktik asit (PLA), akustik metamalzemelerin üretiminde kullanılan popüler bir biyobozunur polimerdir. Akustik metamalzemeler, ses ve elastik dalgaları olağanüstü yöntemlerle manipüle edebilen yapay malzemelerdir. Bu malzemeler, mikro mimari özelliklerinin rasyonel tasarımıyla karakterize edilir ve bu özellikler, temel malzemenin kendisinden ziyade, bu mikro yapıların tasarımına bağlıdır. Gelişen eklemeli imalat yöntemlerinden olan 3D baskı teknolojisi sayesinde PLA'nın akustik metamalzemelerde kullanımı son derece hızlı bir şekilde artış göstermiştir. 3D baskı, karmaşık iç geometrilere sahip yapıların üretimini mümkün kılar. Bu durum akustik metamalzemelerin maliyetini önemli ölçüde düşürmektedir. Bu gelişmeler, PLA'nın akustik metamalzemelerde kullanımını daha da cazip hale getirmiştir.

Mu ve arkadaşları çalışmalarında, PLA'nın akustik bariyer tasarımında kullanımı araştırılmıştır. Bu tasarım, belirli frekanslarda ses emilimini artırarak ve ses iletim kaybını azaltarak etkili bir gürültü kontrolü sağlamıştır. Bu tür bir tasarım, özellikle trafik gürültüsü gibi belirli gürültü kaynaklarına karşı koruma sağlamak için kullanılabilir. [40]



Şekil 1.10 Üretilen birim hücre (a) ve birim hücrenin izometrik 3D görünümü (b)

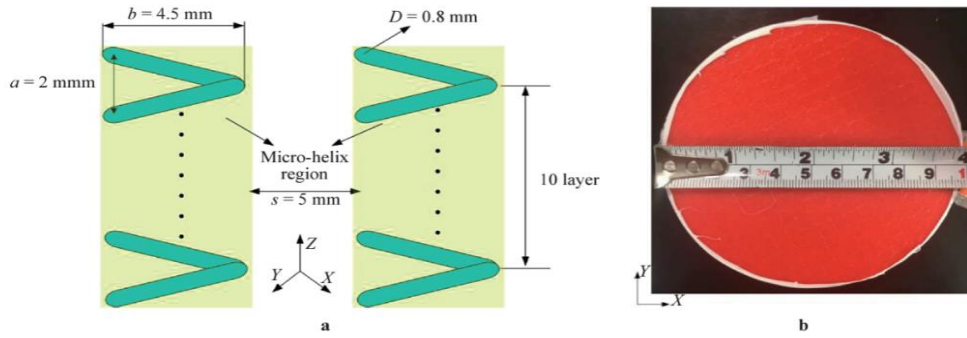
Islam ve arkadaşlarının çalışmasında metamateryallerin yalıtım malzemesi olarak kullanıma uygun olup olmadığını kontrol etmek amacıyla kapsamlı bir değerlendirme yapılmıştır. Test sonuçları, 3D baskı teknolojisi ile üretilen yalıtım malzemelerinin mükemmel termal ve akustik yalıtım özelliklerine sahip olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca, yapısal parametrelerin (kalınlık, yoğunluk, hava geçirgenliği ve gözeneklilik) yalıtım özellikleri üzerindeki etkisi de incelenmiş ve yapısal parametreler ile yalıtım özellikleri arasında bir ilişki kurulmaya çalışılmıştır. Test sonuçları ayrıca, yoğunluk ve gözeneklilik arttıkça termal ve akustik yalıtım özelliklerinin zıt eğilimler izlediğini göstermiştir. Yoğunluğun artması ve gözenekliliğin azalması, akustik yalıtım özelliğini artırırken, termal yalıtım özelliğini azaltmaktadır. Bu çalışma, ticari olarak mevcut akustik ve termal yalıtım panelleri ile karşılaştırma yapıldığında, 3D baskı örneklerinin daha iyi yalıtım özelliklerine sahip olduğunu gözlemlemiştir. Özetle, bu makale, 3D baskı teknolojisinin termal ve akustik yalıtım malzemeleri geliştirmede kullanılabilirliğini ve etkinliğini gösteren önemli bir çalışmadır ve bu alandaki gelecekteki araştırmalar için değerli bir referans sunmaktadır. [41]



Şekil 1.11 Numunelerin basılması (a) 3D yazıcı (b) Basılı numuneler.

Gao ve Hou, 3D baskı kullanarak üretilen metamateryallerin ses emilim özelliklerini incelemişlerdir. Çalışmalarında, PLA malzemeden yapılmış birçok mikro-helix yapının XY düzleminde periyodik dizilimlerle düzenlendiği örnek bir yapı sunmuşlardır. Deney sonuçları,

helix vestibülünün ve boşluk derinliğinin geometrik boyutlarının ses emilim katsayısı üzerinde büyük bir etkisi olduğunu sonucuna ulaşılmaktadır. Çalışmanın odak noktası, hava ile helix vestibülü arasındaki sürtünme ve viskoziteye bağlı fizikse mekanizmadır. Bu çalışma, hafif ağırlıkta ve ses emiliminde büyük sertliğe ihtiyaç duyan gürültü kontrol uygulamaları için mikro yapısal metamalzemenin potansiyelini göstermektedir. Membran tipi akustik metamalzemeler gibi yeni yapılar, düşük frekans aralığında sesi emebilir, membran özelliklerini ve kütlenin değiştirerek belirli değerlerde daha iyi performans göstermesi ayarlanabilir olduğu çıkarımı yapılabilir.[42]



Şekil 1.12 Mikro sarmal metamalzeme yapı diyagramı; 3D baskılı test örneği

Bu tür ayarlanabilir metamalzemeler, geleneksel akustik malzemelere kıyasla alışılmadık uygulamalar için ya da daha fazla avantaj sağlamak amacı ile kullanılabilir. Sonuç olarak, PLA'nın akustik metamalzemelerdeki kullanımı, ses dalgalarının kontrolü ve manipülasyonu konusunda yeni olanaklar sunmaktadır. Akademik ve endüstriyel sektörlerdeki bu ilerlemeler, PLA'nın akustik metamalzemelerdeki rolünü daha da önemli hale getirmektedir. Literatür taraması sonucunda 3D baskılı PLA ile üretilmiş değişken derinliklere, arttırılmış çokgen yüzey tasarımlarına sahip metamalzemelerin akustik performansının yapay zekâ modelleri de kullanılarak tahmin edilmesine dair herhangi bir çalışmayı ortaya koyulmadığı gözlemlenmiştir. Bu çalışmada yüzey üzerinde tasarımı yapılan eşit hacimli dörtgen, beşgen ve altıgen geometrik yüzey tasarımları bir eklemeli imalat yöntemi olan 3 boyutlu baskı yöntemi kullanılarak üretilmiştir. Aynı zamanda geometriler aynı numune kalınlığında ancak farklı derinliklerde oluşturulmuştur. Elde edilen bulgular, yüzeyde oluşturulan geometrik yapıların ve derinliklerinin, ses yutma performansına olan etkilerinin incelenmesine yönelik bir değerlendirme sürecinden geçirilmiştir. Geliştirilen metamalzemelerin akustik performansının, geometrik modellerine bağlı olarak farklı frekans aralıklarında nasıl değişkenlikler gösterebileceği hipotez edilmiştir. Bu varyasyonların, yapay zekâ algoritmaları kullanılarak tahmin edilmesi mümkün olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

BÖLÜM 2

TEORİ

2.1 AKUSTİK KAVRAMININ TEMELLERİ

Akustik, ses dalgalarının üretimi, yayılımı, manipülasyonu ve algılanması ile ilgili fenomenleri kapsayan multidisipliner bir bilim dalıdır. Bu alanda yapılan çalışmalar, ses dalgalarının elastik ortamlarda nasıl mekanik bozulmalar yarattığı ve bu bozulmaların ortamın moleküllerinin periyodik hareketleri aracılığıyla nasıl enerji ilettiği üzerine odaklanır. Akustik, teorik fizikten uygulamalı mühendisliğe, mimariden müziğe ve çevre bilimine kadar geniş uygulama alanlarına sahiptir. Sesin doğası ve kontrolü üzerine yapılan bu tür çalışmalar, ses kalitesini iyileştirmek, gürültüyü azaltmak ve akustik tasarımın verimliliğini arttırmak için ayarlamalar yapmak gibi amaçlarla gerçekleştirilir.

Bu çalışma, ses yutma performansı açısından, istenilen performans kriterlerini karşılayabilecek metamalzemelerin belirlenmesi amacıyla hazırlanmıştır. İlgili literatürdeki boşluğu doldurmayı hedefleyen bu araştırma, ses yutma mekanizmalarının temel prensiplerini ve metamalzemelerin bu bağlamdaki potansiyelini ortaya koymaktadır. Araştırmaya giriş yapmadan önce, sesin özellikleri ve iletim mekanizmaları hakkında bir temel oluşturmak önemlidir. Bu çalışmada, temel akustik kavramlar incelenmiş ve kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır. Bu kavramlar, ses basıncı ve ses basınç düzeyi, ses gücü ve ses gücü düzeyi, ses şiddeti ve ses şiddeti düzeyi olarak sıralanabilir. Ayrıca, ses yutumu performansını etkileyen akustik empedans ve sesin frekans bileşenlerini ayıran oktav aralıkları gibi ileri düzey kavramlar incelenmiştir. Bunların yanı sıra, ses dalgalarının iletim teorisine dair kapsamlı bir bilgi sunulmuş, sesin yayılımı, yansıması, kırılması ve ses yutumu gibi kavramlar detaylandırılmıştır.

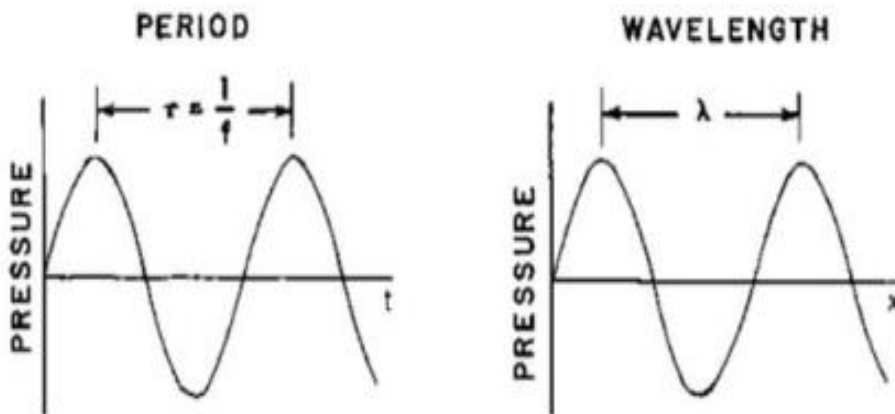
Metamalzemelerin ses yutumu performansındaki rolü, bu teorik çerçevede değerlendirilerek, ses kontrolü ve gürültü yönetimi uygulamalarında nasıl bir fark yaratabilecekleri tartışılmıştır. Moleküler düzeydeki vibrasyonların neden olduğu mekanik dalga yayılımı, akustik basınç değişimlerini tetikler. Bu değişimler, sesin oluşum sürecinin temelini oluşturur.

Ses, parametrelerinin doğru bir şekilde anlaşılabilmesi için, dalganın yayılma dinamiklerini etkileyen çeşitli parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Sesin karakteristiklerini tanımlayan eşitlikler, bu parametreleri matematiksel olarak ifade eder ve ses dalgalarının özelliklerinin belirlenmesinde kullanılır. Bu sebepten dolayı eşitlikler içerisinde yer alan kavramların kapsamlı bir şekilde bilinmesi gerekmektedir.

Ses dalgalarının basınç genlikleri, dalganın yayıldığı ortamın atmosferik basıncına kıyasla maksimum farklılık gösteren nokta olarak genlik ile ifade edilir. İki ardışık genlik arasındaki zaman aralığına periyot denir. Periyot, aynı zamanda, bir basınç dalgalanmasının tam bir döngüsünün tekrarlanması için gereken süre olarak tanımlanır. Frekans ise, belirli bir zaman dilimi içerisinde ardışık basınç dalgalanmalarının sayısını belirtir. Şu şekilde ifade edilir:

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.1)$$

Diğer bir deyişle, frekans, bir basınç dalgalanmasının belirlenen zaman aralığında ne kadar sıklıkla tekrarlandığının bir ölçütüdür. Periyot genellikle T harfi ile gösterilirken, frekans f harfi ile ifade edilir. Periyodun birimi saniye (s), frekansın birimi ise Hertz (Hz) olarak tanımlanır. Ses dalgaları tarafından üretilen basınç değişimlerinin, yayılma mesafesiyle olan ilişkisi dalga boyu, (λ), ile doğrudan ilişkilidir. Ardışık iki benzer faz noktası arasındaki mesafesel uzaklık, dalga boyu ile tanımlanır. Şekil 2.1, bir dalga fonksiyonunun tipik bir gösterimini sunmaktadır. Grafik, zamana (t) bağlı olarak konumun (x) değişimini göstermektedir.



Şekil 2.1 Dalga boyu ve periyot

Bir ortamda ses dalgasının belirli bir zaman aralığında kat ettiği mesafe, ses hızını temsil eder ve geleneksel olarak (c) sembolü ile gösterilir. Ses hızı, dalganın dalga boyu ile periyodu arasındaki orana karşılık gelir. Bu ilişki, aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir: [43]

$$c = \frac{\lambda}{T} \quad (2.2)$$

Bu denklemde, (T) periyodu temsil etmektedir.

2.1.1 Ses Gücü ve Ses Gücü Düzeyi

Bu iki kavram, sesin yoğunluğunu ve enerji seviyesini nicel olarak ifade etmek için kullanılır. Ses kaynakları tarafından üretilen ve dalgalar halinde yayılan akustik enerjinin, özgül hızlara, güç seviyelerine, basınç değerlerine ve yoğunluk derecelerine sahip olduğu bilinmektedir. Ses basıncının birimi Pascal (Pa)'dır. Matematiksel olarak, ses gücü (P) ile gösterilir ve bir ses kaynağının yaydığı toplam akustik enerji miktarının zamanla oranı olarak tanımlanır:

$$P = \frac{dE}{dt} \quad (2.3)$$

Burada (dE) ses enerjisinin diferansiyeli ve (dt) zamanın diferansiyelidir.

Desibel (dB), ses kaynağından yayılan ses gücü seviyesi, referans bir ses gücü seviyesine oranının logaritmik değerinin on katı olarak ifade edilir. Ses basınç düzeyi, referans basınç değerine göre logaritmik bir ölçek kullanılarak hesaplanır. Şu formül ile hesaplanır:

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{P^2}{P_0^2} \right) [dB] \quad (2.4)$$

nceleme kapsamında, P değişkeni, ses basıncının ortalama değerinin karekökünü temsil etmekte olup, P₀ referans basınç değerini ifade eder. Belirtilen referans basınç değeri, 20 mikropaskal (20 µPa) olarak sabitlenmiştir. Bu değer tercih edilmesinin gerekçesi, yetişkin bir insanın 1000 Hz frekansındaki bir ses dalgasını algılayabilmesi için gerekli olan minimum ses basıncı değerinin 20×10⁻⁶ Pa olmasıdır. Bu nedenle, söz konusu eşik değer, akustik alanında kritik bir öneme sahiptir. Ses üreticinin birim zamanda meydana getirdiği enerji miktarı, o cihazın ses gücü olarak tanımlanmaktadır. W, istenen ses güç seviyesini temsil eden bir değer

iken, W_0 referans ses güç seviyesini ifade etmektedir. Referans ses gücü seviyesi genellikle referans olarak 10^{-12} W kabul edilen bir değerle kabul görmektedir.

Bu ses gücünün seviyesi, ses gücü düzeyi olarak adlandırılır ve L_w olarak sembolize edilir. Şu şekilde gösterilir:

$$L_w = 10 \log \left(\frac{1}{10^{-12}} \right) [dB] \quad (2.5)$$

2.1.2 Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi

Ses şiddeti, bir ses kaynağı tarafından yayılan akustik enerjinin, kaynaktan uzaklık, ortamın geometrik yapısı ve akustik özellikleri gibi parametrelere bağlı olarak değişen, birim alan üzerindeki yoğunluğu olarak tanımlanır. Bu tanım, ses şiddetinin (I) ses kaynağı tarafından ortamda yayılan akustik güce (P) orantılı olduğunu ve bu gücün birim alandan (A) geçen akısı olarak ifade edilebileceğini vurgular. Ses şiddeti seviyesi, ses basıncı seviyesi ve ses gücü seviyesi gibi referans bir değere göre tanımlanan ve nicelendirilebilen bir ölçüt olarak değerlendirilir.

Ses şiddeti ve Ses şiddeti düzeyi sırası ile şu bağıntılar kullanılarak ifade edilebilmektedirler:

$$I = \frac{W}{A} [W/m^2] \quad (2.6)$$

$$L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) [dB] \quad (2.7)$$

Bu denklemlerde yer alan I_0 genellikle 10^{-12} W/m² olan referans ses şiddeti değeridir.

2.1.3 Oktav Bantları

Oktav bantları, ses dalgalarının frekans spektrumunu belirli aralıklara ayıran ve akustik analizlerde kullanılan bir bölümlendirme yöntemidir. İnsan kulağının duyarlı olduğu frekans aralığı genellikle 16 Hz ile 16000 Hz arasında değişir, ancak bazı kaynaklar bu aralığı 20 Hz ile 20000 Hz olarak belirtir. Bu geniş spektrum, sesin iletimi veya azaltılması gibi çalışmalarda önemlidir, çünkü insan yaşam kalitesini iyileştirmek için hangi frekansların algılandığını anlamak gerekir.

Frekans analizi, geniş bir frekans yelpazesi üzerinde uygulandığında zaman açısından maliyetli bir işlem olabilir ve her uygulamada gerekli olmayabilir. Örneğin, belirli bir aralıktaki (2000 Hz ile 3000 Hz arası) frekanslar üzerinde odaklanan bir analizde, bu aralığın dışında kalan frekansların detaylı incelenmesi gereksiz olabilir. Akustik ölçüm sistemlerinde, analiz edilebilen frekans bandı, ölçülen objeye olan mesafe, ölçüm cihazının boru çapı gibi faktörlerden etkilenir. [43].

İnsan konuşması, genellikle 200 ila 10000 Hz arasında değişen bir frekans aralığını kapsar. Bu geniş spektrum içerisinde, özellikle 1000 ila 2500 Hz frekans aralığı, konuşmanın anlaşılabilirliği açısından kritik bir öneme sahiptir. Bu frekanslar, konuşma seslerinin ayırt edilebilirliği ve dolayısıyla iletişimin netliği için esastır. Elde edilen verilerin kapsadığı frekans aralığı geniştir. Sabit genişlikteki bantlar kullanılarak analiz yapmak, hesaplama süresini aşırı derecede artırmaktadır. Bu durum, özellikle zaman kısıtlaması olan araştırmalarda pratik olmayabilir. Bu nedenle, ses analizlerinde, frekans aralığının daha yönetilebilir segmentlere ayrılması gerekmektedir. Bu amaçla, frekans aralığı ‘oktav’ olarak adlandırılan bölümlere ayrılır. Oktav bölümlere, frekans bandının genişliğini, belirli bir merkez frekansa göre orantılı olarak ayarlayarak, hem analiz süresini kısaltır hem de ses sinyallerinin daha detaylı incelenmesine olanak tanır. Bu yaklaşım, ses analizlerinde verimliliği artırırken, aynı zamanda ses bilgilerinin doğruluğunu ve kullanılabilirliğini de maksimize eder. Bir oktav bandı, üç parametre ile tanımlanır: alt sınır frekansı (F_1), üst sınır frekansı (F_2) ve merkez frekansı (F_3). Alt sınır frekansı, üst sınır frekansının yarısına eşittir. Şu şekilde ifade edilir:

$$2f_1 = f_2 \quad (2.8)$$

Merkez frekans, alt ve üst frekans değerlerinin geometrik ortalaması olarak tanımlanabilir ve aşağıdaki denklemle ifade edilebilir:

$$f_0 = \sqrt{2f_1} = \frac{f_2}{\sqrt{2}} \quad (2.9)$$

$$b_w = f_2 - f_1 \quad (2.10)$$

Frekans bandı genişliği, alt ve üst sınır frekans değerleri arasındaki fark olarak tanımlanır. Dar bant analizi uygulamalarında önemli bir kavram olan frekans bandı genişliği, sıklıkla 1/3 oktav

analizinde kullanılır ve her oktavı üç eş parçaya böler. Standart 1/3 oktav bandlarının merkez frekansları sırasıyla: 16, 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000,... Hz'dir. Frekans değerlerinin yaklaşık olarak iki katına çıkarılması, frekansların oranının tam sayılarla ifade edilebilmesi ve aynı notayı temsil eden benzer seslerin algılanabilirliğini sağlamak için yapılır. Oktav bandları içerisinde, merkez frekans değeri arttıkça band aralığı da artış gösterir. Bu sebeple, yeterince ölçüm noktası kullanılmazsa, sonuçlar istenen hassasiyeti sağlamaz. Daha doğru sonuçlar elde etmek amacıyla, merkez frekans değerlerinin eşit parçalara bölünmesiyle elde edilen 1/3, 1/10 ve 1/12 oktav bantları kullanılır.

Çizelge 2.1 1/3 Oktav bantlarının merkez frekans, alt ve üst frekans limitleri

Alt Limit (Hz)	Merkez Frekans (Hz)	Üst Limit (Hz)
28.2	31.5	35.5
35.5	40	44.7
44.7	50	56.2
56.2	63	70.8
70.8	80	89.1
89.1	100	112
112	125	141
141	160	178
178	200	224
224	250	282
282	315	355
355	400	447
447	500	562
562	630	708
708	800	891
891	1000	1122
1122	1250	1413
1413	1600	1778
1778	2000	2239
2239	2500	2818
2818	3150	3548
3548	4000	4467
4467	5000	5623
5623	6300	7079
7079	8000	8913
8913	10000	11220
11220	12500	14130
14130	16000	17780

2.2 TEMEL AKUSTİK PARAMETRELER

Akustik kavramı, malzemelerin ses yutma katsayıları ve ses iletim kayıpları gibi özelliklerini tanımlar. Bu özellikler, farklı frekans aralıklarında sesin malzeme üzerindeki etkilerini anlamamızı sağlar. Akustik karakteristikler olarak adlandırılan bu özellikler, ses iletim kaybı ve ses yutma kay katsayısı olmak üzere iki ana kategoride incelenir. Bu iki kritik değerin tespiti, söz konusu malzemelerin akustik analizine dair detaylı bilgiler sunar.

2.2.1 Ses İletim Kaybı

Bir malzemenin ses yalıtım performansının kantitatif olarak belirlenmesi amacıyla, ses iletim kaybı değeri önemli bir ölçüt olarak kabul edilir. Bu parametre, malzemeye uygulanan toplam akustik enerji ile malzemenin geçirdiği akustik enerji miktarı arasındaki ilişkiyi logaritmik bir işlev olarak tanımlar. İfade edilen bu oranın on katının logaritması, malzemenin ses iletim kaybını desibel (dB) cinsinden belirtir. Bir malzemenin ses iletim kaybı, frekans ve yüzey yoğunluğu parametrelerine göre değişkenlik gösterir. Etkili bir ses yalıtımı sağlamak için yüksek ses iletim kaybına sahip malzemelerin seçilmesi esastır. Akademik çevrelerde, ses iletim kaybı genellikle ‘Transmission Loss’ olarak adlandırılır ve ‘TL’ olarak kısaltılır. Ses iletim kaybı aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$TL = 10 \log \left(\frac{W_1}{W_2} \right) [dB] \quad (2.11)$$

Bu denklemde içerisinde, (TL) ses iletim kaybını, (W₁) malzemeye gelen toplam ses enerjisini ve (W₂) malzemenin ilettiği ses enerjisini temsil eder.

Ses iletim katsayısı ise şu şekilde ifade edilir:

$$TL = \frac{W_2}{W_1} [dB] \quad (2.12)$$

Buna göre, ses iletim kaybı iletim katsayısı cinsinden yeniden formüle edildiğinde 2.13’deki denklem elde edilir.

$$TL = 10 \log \frac{1}{T} [dB] \quad (2.13)$$

Ses iletim kaybı değerleri, malzemenin frekans yanıtına ve birim yüzey alanına düşen kütleyle bağlı olarak farklılık göstermektedir. Dolayısıyla, ses yalıtımı performansını en üst düzeye çıkarmak için, yüksek ses iletim kaybı değerlerine sahip malzemelerin kullanılması önerilmektedir. Bu bağlamda, ses yalıtımı uygulamalarında malzeme seçimi, ses iletim kaybı değerlerinin dikkate alınması gereken önemli bir faktördür.

2.2.2 Ses Yutma Katsayısı

Birçok kaynakta ses sönümleme katsayısı olarak da karşımıza çıkmaktadır. Ses yutma katsayısı, bir malzemenin soğurduğu ve ilettiği ses dalgalarının toplam enerjisinin (E_a), ses kaynağından çıkan toplam dalga enerjisi (E_i)'ne oranı olarak ifade edilir. Matematiksel ifadeyle, ses yutma katsayısı 2.14 formülü ile hesaplanmaktadır.

$$\alpha = \frac{E_a}{E_i} \quad (2.14)$$

Bu katsayı α ile gösterilir ve değerleri 0 ile 1 arasında değişkenlik gösterir. Ses yansımaya katsayısı (α) akustik yüzeylerin ses dalgalarını yansıtma veya emme özelliklerini tanımlar. $\alpha = 0$ değeri mükemmel bir yansıtıcı yüzeyi, $\alpha = 1$ değeri ise mükemmel bir emici yüzeyi gösterir. Bir malzemenin ses yutma kabiliyeti, malzeme özellikleri, kalınlığı ve ses dalgalarının frekansı dâhil olmak üzere çeşitli faktörlerden etkilenir. Ses yutma katsayısı, malzemenin ses dalgalarıyla etkileşim alanına (yüzey alanı) ve malzemenin ses yutma özelliğine (α) bağlı olarak belirlenir ve Sabin biriminde ifade edilir. Ses yutma katsayısı ayrıca, malzemenin yüzeyine gelen ses dalgalarının açısına bağlı olarak da değişebilir. Doğal veya yapay malzemelerin ses yutma potansiyeli, malzemenin yapısındaki gözeneklilik, kalınlık ve farklı frekans değerleri gibi faktörlere bağlıdır. Bu, malzemenin sesi ne kadar iyi yuttuğu veya ilettiği hakkında daha doğru yorumlar yapılmasına olanak tanır.

2.3 SES İLETİM TEORİSİNE GİRİŞ

Gürültü kontrolü çalışmalarına başlamadan önce, sesin bir ortam içerisinde nasıl ilerlediği ve davrandığı temel bir anlayışa sahip olmak esastır. Ses dalgalarının doğasını ve bu dalgaların kartezyen koordinatlar üzerindeki dalga denklemleri ile tanımlanışını incelemek, bu bilgiyi edinmenin en verimli yoludur. Ses dalgalarının yayılımının, gürültü kontrolü stratejilerinin etkinliğini belirlemede merkezi bir rol oynadığı açıktır. Bu nedenle, akustik ortamların ses

iletim kaybı ve ses yutma özelliklerini değerlendirmek ve hesapsal modellemek için, ses dalgalarının davranışını yöneten temel denklemlere dair derin bir anlayış elzemdir. Bu çalışma, gürültü kontrolü uygulamalarının etkinliğini artırmak amacıyla, akustik dalga iletimi konusunda sağlam bir temel oluşturmayı amaçlamaktadır. Böylece, gürültü kontrolü çalışmalarının temel prensipleri daha iyi kavranabilir ve uygulamalara geçiş süreci daha bilinçli bir şekilde yönetilebilir.

2.3.1 Dalga Denklemleri

Akustikte en temel denklemlerden biri olan dalga denklemi, ses dalgalarının bir ortam içerisinde yayılma karakteristiklerini açıklar. Kartezyen koordinatlarda bu denklem genellikle aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.15)$$

Denklemde yer alan (p) anlık akustik basınç değerini belirtir. Bu denklem, ses dalgalarının bir ortamda nasıl ilerlediğini ve enerji taşıdığını matematiksel olarak modellemek için kullanılır.

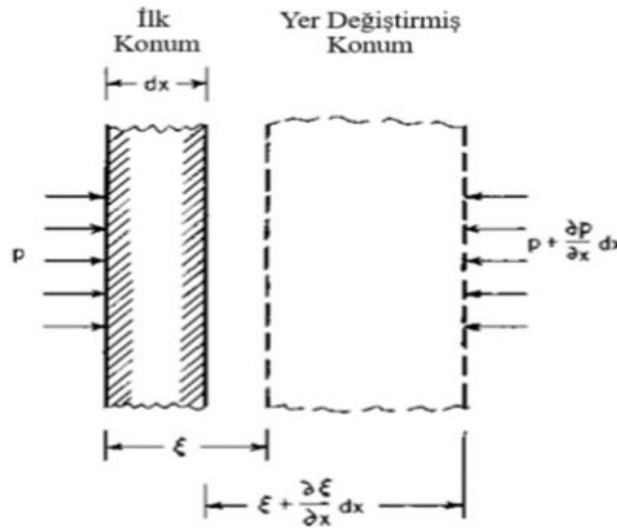
Dalga denkleminin uygulanabilirliği, belirli sınırlayıcı varsayımlara bağlıdır. Bunlar, enerji dağılımının ihmal edilebilir olması ve dalga basınç genliğinin atmosferik basınca kıyasla küçük olmasıdır. Enerji dağılımının ihmal edilmesi, ses dalgalarının enerji kaybetmeden ilerlediği varsayımına dayanmaktadır. Bu varsayım, genellikle yüksek frekanslarda ve uzun mesafelerde geçerliliğini yitirir. Dalga basınç genliğinin atmosferik basınca kıyasla küçük olması, lineer yaklaşımın geçerliliğini sağlar. Bu yaklaşım, ses dalgasının genliğinin küçük olması durumunda uygulanabilir. Gürültü kontrol uygulamalarının çoğunda, ses dalgasının genliği küçüktür ve bu nedenle lineer yaklaşım yeterlidir. Düşük seviye sonik dalgalarla ilgilenilmedikçe, bu sınırlamalar genellikle kabul edilebilir. Bu temel bilgiler ışığında, ses iletimi ve kontrolü üzerine daha derinlemesine çalışmalar yapılabilir.

Sesin şiddeti, genellikle desibel cinsinden ifade edilir ve 150 dB gibi yüksek bir ses basıncı seviyesi, insan kulağı için zararlı olabilecek oldukça yüksek bir değerdir. Bu seviyeler, endüstriyel ortamlarda, jet motorlarının yakınında veya patlamalar gibi olağanüstü durumlarda

karşılaşılabılır. Sesin bu kadar yüksek seviyelerde olması, işitme kaybına veya kalıcı işitme zararına yol açabilir.

Ses dalgalarının genliği ve ses basıncı seviyeleri hakkında verdiğiniz bilgiler doğru. Sesin yüksekliği, genellikle desibel (dB) cinsinden ölçülen genlikle ilişkilidir ve 150 dB gibi yüksek bir ses basıncı seviyesi gerçekten de oldukça yüksek bir değerdir. Bu tür seviyeler, endüstriyel ortamlarda veya patlamalar gibi olağanüstü durumlarda karşılaşılabılır.

Ses dalgaları için tek boyutlu dalga denkleminin türetilmesi, sesin yayılma şeklini anlamak için akustikte önemli bir adımdır. Bu denklemler, ses dalgalarının basınç ve hız alanlarını tanımlar ve sesin bir ortamda nasıl iletilip dağıldığını anlamamızı sağlar. X ekseninde ilerleyen düzlemsel bir ses dalgasının karakterizasyonu için, tek boyutlu dalga denkleminin formülasyonu göz önüne bulundurularak ele alınacaktır (Bkz. Şekil 2.2).



Şekil 2.2 Bir ses dalgası, bir akışkan elemanın içinden geçerken, elemanın ilk konumu ile yer değiştirmiş konumu

Düzlemsel ses dalgalarının x yönünde ilerlemesi durumunda, elemanter akışkan katmanının kalınlığı dx ve yüzey alanı S ile ifade edilir. Zamanın dt kadar değişimi sırasında, bu yüzeyler x pozisyonundan $(x+\xi)$ konumuna geçerler. Burada, ξ terimi, parçacıkların anlık yer değişimini temsil etmektedir. Bu bağlamda, tek boyutlu dalga denkleminin formülasyonunda, dx kalınlığında ve S yüzey alanına sahip bir sıvı tabakası üzerinde tanımlanan başlangıç koşulu dikkate alınır. Diğer taraftan $(x+dx)$ konumundan yeni bir konuma hareket gerçekleşir. Yeni pozisyon matematiksel olarak şu şekilde ifade edilebilir:

$$(x + dx + \xi + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx) \quad (2.16)$$

Sıvı tabakasına uygulanan kuvvetler, sıvının bir konumdan diğerine hareketini sağlar. Dalga denklemlerinin temel kısıtlamalarından biri olan enerjinin yayılım etkileri dikkate alınmadığında, sürtünme kuvvetleri de önemsiz hale gelir. Bu varsayım altında, akışkan sıvı tabakasına etki eden esas kuvvetler, basınç kuvvetleridir. Akışkan elemanına etki eden net kuvvet, basınç kuvvetlerinin diferansiyel formülasyonu ile aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$F_{\text{net}} = pS - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx\right) S = -\frac{\partial p}{\partial x} \cdot dxS \quad (2.17)$$

Bu denklem, akışkanın herhangi bir noktasındaki basınç gradyanının, akışkanın hareketi üzerindeki etkisini açıklar. Basınç kuvvetleri haricindeki diğer kuvvetlerin göz ardı edilmesi, analizi basitleştirir ve akışkanın hareket dinamiklerini anlamada temel bir metod sunar.

Parçacık hızı (u), birim zamanda meydana gelen yer değişimi ile doğrudan ilişkilidir. Bu ilişki, parçacığın konumunun zamanla türevi olarak matematiksel olarak ifade edilir:

$$u = \frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.18)$$

Bu denklem, akışkan içerisindeki herhangi bir parçacığın hızının, zaman içindeki konum değişikliğine bağlı olduğunu gösterir ve akışkanın dinamik analizinde temel bir parametredir. Malzeme katmanının ivmesi (a), hızın zamanla değişim oranı olarak tanımlanır. Bu ivme, hız vektörünün zamanla ilk türevi ve yer değiştirme vektörünün ikinci türevi ile ifade edilir:

$$a = \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.19)$$

Bir katmanın kütlesi, yoğunluğunun ilgili hacimle çarpılması yoluyla hesaplanabilir. Newton'un ikinci hareket yasası, ($F_{\text{net}}=m \times a$) bu bağlamda yer değiştirmeler için uygulandığında, basınç gradyanı ile ivme arasındaki ilişkiyi tanımlayan aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.20)$$

Dalga denkleminin çeşitli değişkenler cinsinden ifade edilebilen son hali, akustik basınç terimleri kullanılarak yeniden yazılabilir. Sabit entropi koşulları altında, bir akışkan içerisindeki ses hızı, aşağıdaki türetilmiş ilişki ile hesaplanabilir:

$$c^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho} = \frac{\partial p / \partial t}{\partial \rho / \partial t} \text{ ya da } \frac{\partial \rho}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.21)$$

Akışkanın yoğunluğundaki değişim oranı, c olarak ifade edilir ve bu oran, akışkanın başlangıçtaki yoğunluğu ρ_0 ile karşılaştırıldığında hesaplanabilir. Bu durum, aşağıdaki formülle tanımlanır:

$$C = \varphi = \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} = \frac{\rho}{\rho_0} - 1 \quad (2.22)$$

Bir akışkan sıvı tabakanın sabit bir kütlesi için, yoğunlaşma türünden parçacık yer değiştirmesini aşağıdaki şekilde ifade edebiliriz:

$$\varphi = \frac{V_0 - V}{V} = \frac{S dx - S(dx + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx)}{(dx + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx) S} = - \frac{\frac{\partial \xi}{\partial x}}{1 + \frac{\partial \xi}{\partial x}} \quad (2.23)$$

Akışkan elemanının sabit bir kütlesi için, kondansasyon parçacık yer değiştirmeleri cinsinden ifade edilebilir. Burada V_0 elemanın başlangıçtaki hacmini temsil eder. Dalga denklemlerinin ikinci kısıtı göz önünde bulundurulduğunda, yani dalganın sahip olduğu basıncın genliğinin, çevresel atmosferik basınca kıyasla daha küçük olması gerektiği düşünüldüğünde, akışkan parçacık yer değiştirmesinin önemli ölçüde küçük olduğu sonucuna varılır. Bu durum matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\frac{\partial \xi}{\partial x} \ll 1 \quad (2.24)$$

Bu, akışkanın parçacık yer değiştirmesinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu gösterir.

$$\varphi = - \frac{\partial \xi}{\partial x} \quad (2.25)$$

Bu şartlar göz önüne alınarak akışkan yoğunluğu eşitliği kondansasyon cinsinden yazılacak olursa:

$$\rho = \rho_0(1 + \varphi) \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \rho_0 \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (2.27)$$

Düzenlenen bu eşitlik, eşitlik 2.21 içerisinde tekrar düzenlenecek olursa şu denklem elde dilecektir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} = \rho_0 c^2 \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (2.28)$$

Eşitliğin ikinci mertebeden türevi her iki taradın türevi alınacak olursa eşitlik 2.29 sonucuna ulaşılmaktadır.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \rho_0 c^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.29)$$

İkinci mertebe türevlerinin eşitlik 2.20 üzerine uygulanması, kuvvet dengesi ilkesinin göz önünde bulundurulduğunda, cisimlerin yer değiştirmelerinin çok küçük olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, yer değiştirme, eşitlik 2.30'da görülebileceği gibi, sabit bir değer olarak kabul edilebilir.

$$\rho = \rho_0(1 + \varphi) \approx \rho_0 = \text{sabit} \quad (2.30)$$

Bu eşitlik için de ikinci dereceden türev alma işlemi gerçekleştirilirse 2.31 eşitliği elde dilmiş olacaktır.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = -\rho_0 \frac{\partial^3 \xi}{\partial t^2 \partial x} = -\rho_0 \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} \right) \quad (2.31)$$

Eşitlik 2.25 kullanılacak olursa,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = +\rho_0 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.32)$$

Eşitlik 2.28 ve 2.32 kullanılarak, anlık akustik basınç p cinsinden eşitlik 2.33'deki dalga denklemi elde edilir.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.33)$$

Bu denklem, belirli başlangıç ve sınır koşullarına göre çözümlendiğinde, her bir duruma özgü ifadeleri barındırır. Dalga denklemi, aynı zamanda anlık parçacık yer değiştirmesine bağlı olarak da formüle edilebilir.

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.34)$$

Yer değiştirme formülasyonu, belirlenmiş sınır şartlarına sahip problemlerin çözümünde tercih edilmelidir. Akustik basınç veya parçacık hızı temel alınarak çözümlenen dalga denkleminin ardından, dalga denkleminin matematiksel analizi yoluyla diğer akustik özellikler tespit edilebilir.

Örnek olarak ele alındığında, dalga denkleminin çözülmesi sonucunda anlık akustik basınç $p(x,t)$ olarak ifade edilebilir. Denklem 2.28'in her iki tarafının integral alınmasıyla, yoğunlaşma denklemi elde edilir. Bu süreç, dalga denkleminin anlık akustik basınç cinsinden çözülmesiyle mümkün olmaktadır. Bu durumda, C ifadesi Denklem 3.35 ile gösterilebilir.

$$p = \rho_0 c^2 \varphi \quad (2.35)$$

Eşitlik (2.25)'e entegre ederek ve Eşitlik (3.35)'i kullanarak, anlık parçacık yer değiştirmesi için ifadeyi elde ederiz:

$$\xi = - \int \varphi dx = - \frac{1}{\rho_0 c^2} \int p(x, t) dx \quad (2.36)$$

Kuvvet dengesi göz önünde bulundurulduğunda ve zamana bağlı integrali alındığında, eşitlik 2.25 ile ifade edilen hız-yer değiştirme ilişkisi kullanılarak anlık parçacık hızı değerlendirilebilir. Bu süreç, kuvvet dengesinin zamana göre integral alınması ve ilgili hız-yer değiştirme ilişkisinin uygulanmasıyla mümkün olacaktır. Sonuç olarak 2.37 eşitliğinde olduğu gibi anlık parçacık hızı elde edilecektir.

$$u(x, t) = - \frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p(x, t)}{\partial x} dx \quad (2.37)$$

Öte yandan, anlık parçacık yer değiştirmesine bağlı olarak elde edilen sonuçlar, Eşitlik 2.38, 2.39 ve 2.40'te belirtildiği üzere, diğer akustik terimlere dönüştürülebilir. Bu süreç, anlık parçacık yer değiştirmesi cinsinden ifadeler kullanılarak gerçekleştirilir ve böylece diğer akustik parametrelerin denklemleri elde edilebilir. [43]

$$u(x, t) = \frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.38)$$

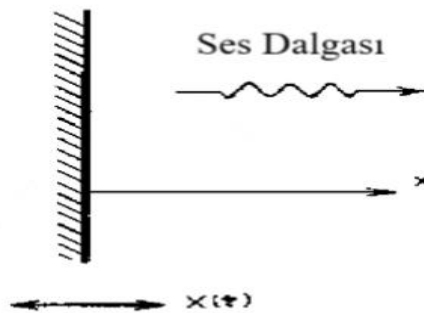
$$\varphi(x, t) = -\frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.39)$$

$$p(x, t) = \rho_0 c^2 \varphi = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.40)$$

2.3.2 Dalga Denklemlerinin Çözümleri

Bu bölüm içerisinde, ses dalgalarının bir ortamdan diğerine iletimi ele alınmaktadır. Şekil 2.3'te gösterildiği üzere, havadan taşınan ses dalgaları bir yüzeye çarptığında, akustik enerji kısmı yansıma ve kırınım gösterir. Bu olayın sonucunda, enerjinin bir bölümü yüzeyden geri yansıtılırken, kalan bölüm ise ikinci ortama geçer. Bu süreçte, gelen ses dalgaları dik açıyla (sıfır derece) yüzeye çarpmakta ve bu durum düzlem dalga teorisine uygun olarak modellenmektedir. Ses dalgalarının yüzey üzerindeki hareketi, denklem 2.41'deki gibi ifade edilebilir.

$$X(t) = X_m \cos(\omega t) \quad (2.41)$$



Şekil 2.3 Bir duvarın titreşimleri sonucu meydana gelen ses dalgaları

Burada, X_m hareketin en yüksek genliğini, $\omega=2\pi f$ ise açısal frekansı temsil etmektedir. Karmaşık notasyon kullanılarak ifade edilen bu hareket, gerçek kısmıyla analiz edilmektedir. Bu analitik modelleme, ses dalgalarının iletimi ve yansıması gibi akustik olayların daha iyi anlaşılmasını sağlamak amacıyla önemlidir. Ayrıca, bu model ses dalgalarının farklı ortamlardaki davranışlarının incelenmesinde temel bir referans noktası olarak kullanılmaktadır.

Eşitlik aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$X(t) = X_m e^{j\omega t} \quad (2.42)$$

Basit harmonik hareketin doğası gereği, düzlem veya duvar tarafından yayılan ses dalgasının da aynı harmonik yapıda olması beklenir. Bu durum, hareketin periyodik ve sinüsoidal yapısından kaynaklanır. Yer değiştirmeye yönelik olarak, harmonik hareketin matematiksel tanımını yansıtan aşağıdaki çözüm formülü önerilmektedir:

$$\xi(x, t) = \psi(x) e^{j\omega t} \quad (2.43)$$

Tek boyutlu dalgalar için, genlik fonksiyonu $\psi(x)$, yalnızca x koordinatına bağlıdır. Bu fonksiyonun uzaysal ve zaman türevleri, eşitlik 2.43 kullanılarak elde edilir ve dalganın yayılma dinamiklerini tanımlar:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = j^2 \omega^2 \psi(x) e^{j\omega t} = -\omega^2 \psi(x) e^{j\omega t} \quad (2.44)$$

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{d^2 \psi}{dx^2} e^{j\omega t} \quad (2.45)$$

Eğer bu eşitlikler 2.34’de gösterilen dalga denkleminde yerine yazılacak olursa, aşağıdaki basit diferansiyel denklem elde edilecektir:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = -\frac{\omega^2}{c^2} \psi(x) \quad (2.46)$$

Denklemdaki dalga sayısı (k), açısal frekans (ω) ve ışık hızı (c) arasındaki $k = \omega/c = 2\pi f /c = 2\pi/ \lambda$ ilişkisi kullanarak dalga sayısını yerine yazdığımızda dalga denkleminin son formu olan 2.47 eşitliğini oluşturmuş oluruz.

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = k^2 \psi(x) = 0 \quad (2.47)$$

Bu unsurlar göz önüne alındığında 2.47 eşitliğinin genel çözümü aşağıdaki şekilde olacaktır.

$$\psi(x) = Ae^{-jkx} + Be^{jkx} \quad (2.48)$$

Düzlemsel dalgaların analizinde, A ve B sınır koşullarına bağlı olarak belirlenen integral sabitleridir. Bu sabitler, dalga'nın uzay ve zaman içindeki evrimini tanımlayan genel çözümde yer alır. Düzlemsel dalgalar için genel çözüm, 2.48'de yer alan denklemin 2.43'de bulunan denklem içerisine yerleştirilmesiyle elde edilir ve dalga'nın formunu ifade eder:

$$\xi(x, t) = Ae^{j(\omega t - kx)} + Be^{j(\omega t + kx)} \quad (2.49)$$

Genel çözüm, iki ayrı hareketi temsil eden iki temel terimden oluşmaktadır. İlk terim, pozitif x yönünde ilerleyen bir ses dalgasını tanımlarken, ikinci terim negatif x yönünde ilerleyen bir ses dalgasını tanımlamaktadır. Bu iki terim, dalga hareketinin uzay ve zaman içindeki ilerlemesini matematiksel olarak ifade eder. $\cos(\omega t - kx)$ formundaki birinci terim, keyfi bir zaman diliminde (t_0), ses dalgasının tepe noktasının konumunu (x_0) tanımlar.

$$\omega t_0 - kx_0 = 0 \quad (2.50)$$

İlk durumdan kısa bir süre sonra, $t = t_0 + \Delta t$ anında, ses dalgasının tepe noktasının yeni konumu olan x_1 dalga denkleminin ilgili parametreleri ile şu şekilde ifade edilebilir:

$$\omega(t_0 + \Delta t) - kx_1 = 0 \quad (2.51)$$

Belirtilen iki ilişki yerine konduğunda, ses dalgasının hangi tepe noktasının Δt süresi boyunca hangi konuma ilerlediği hesaplanabilir. Bu, dalga hareketinin zaman içindeki evrimini ve tepe noktalarının uzaydaki yer değiştirmesini anlamak için kritik bir adımdır:

$$x_1 = x_0 + (\omega/k)\Delta t = x_0 + c\Delta t \quad (2.52)$$

Verilen koşullar altında x_1 'in x_2 'den büyük ($x_1 > x_2$) olduğu durumda es dalgasının tepe noktasının pozitif x yönünde ilerlediği gözlemlenir. Bu durum, parçacık yer değişiminin ($\omega t + kx$) ifadesiyle tanımlanan negatif yönde hareket eden bir ses dalgasına işaret ettiğini ortaya koyar. Ses dalgasının geniş bir alana yayıldığı ve bu yayılım sonucunda titreşen yüzeye geri yansıyan bir dalga oluşmadığı varsayıldığında, negatif x yönünde ilerleyen bir ses dalgasının varlığı gözlemlenmez. Bu fenomenin matematiksel modellemesinde, B sabitinin sıfır değerine eşitlenmesi gerekliliği ortaya çıkar. Bu, dalga denklemindeki ilgili terimlerin sadece pozitif yönde ilerleyen ses dalgalarını temsil ettiğini ve negatif yönde ilerleyen dalgaların yokluğunu ifade eder.

Titreşim halinde olan plakanın yüzey bölgesinde, akışkan sıvı, plakanın hareketini izlemek zorundadır:

$$\xi(0, t) = X(t) = X_m e^{j\omega t} = A e^{j(\omega t - kx)} \big|_{x=0} = A e^{j\omega t} \quad (2.53)$$

Eşitlik incelendiğinde, bir diğer integral sabitinin $A=X_m$ olduğu görülmektedir. Titreşim halindeki plakanın neden olduğu anlık parçacık yer değişimi için elde edilecek son ifade eşitlik 2.54'de bulunmaktadır.

$$\xi(x, t) = X_m e^{j(\omega t - kx)} \quad (2.54)$$

Karmaşık gösterim kullanılarak ifade edilen dalga denklemlerinde, sınırlar dikkate alındığında geleneksel olarak yalnızca gerçek bileşeninin fiziksel bir anlam taşıdığı ve parçacığın parçacık yer değişimini yansıttığı anlamına gelir. Eşitlik 2.55'deki gibi ifade edilir.

$$\xi(x, t) = X_m \cos(\omega t - kx) = X_m \cos[2\pi f t - 2\pi(x/\lambda)] \quad (2.55)$$

Parçacık yerdeğişiminin tepe genlik değeri $|\xi|=X_m$, parçacık yer değişiminin rms değeri ise aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$\xi = X_m / \sqrt{2} \quad (2.56)$$

$$j = e^{j\pi/2} \quad (2.57)$$

Düzlemsel bir ses dalgasında, hız-yer değiştirme ilişkisi kullanılarak anlık parçacık hızı elde edilebilir. Bu ilişki, dalganın diğer özelliklerini, örneğin dalga boyunu, frekansını ve genliğini dikkate alarak anlık hızın değerinin belirlenmesini sağlar. Diğer bir deyişle, dalganın hareket denklemlerinde anlık parçacık hızı, bu ilişkiden türetilerek ifade edilebilir. Özellikle, eşitlik 2.38, düzlemsel ses dalgasında, parçacık hızını anlık hız-yer değiştirme ilişkisinden tanımlayan genel bir ifadedir.

$$u(x, t) = \frac{\partial \xi}{\partial t} = j\omega X_m e^{j(\omega t - kx)} = \omega X_m e^{j(\omega t - kx + \frac{\pi}{2})} \quad (2.58)$$

Eşitlik 2.58'in gerçek bölümü düzenlenecek olursa, anlık parçacık hızında meydana gelen değişim elde edilecektir:

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

Parçacık hızının genliği, parçacık yer değişiminin genliğiyle doğrudan ilişkilidir.

$$|u| = \omega X_m = \omega |\xi| = 2\pi f |\xi| \quad (2.60)$$

2.60 ve 2.55 eşitliği incelenerek karşılaştırmıştır. Parçacık hızı ile parçacık yerdeğişimi arasında $\phi = 1/2 \pi \text{rad} = 90^\circ$ 'lik faz farklı mevcut olduğu gözlemlenmiştir. Bu duruma binaen eşitlik 2.40 de kullanılarak 2.61'de düzenlenen anlık akustik basınç gösterimi elde edilmiştir:

$$p(x, t) = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \xi}{\partial x} = +jk\rho_0 c^2 X_m e^{j(\omega t - kx)} \quad (2.61)$$

Daha önce gerçekleştirilen işlemlerde tanımlamış olduğumuz $\omega = kc$ ve $j = e^{(j\pi/2)}$ eşitlikleri kullanılarak ifade sadeleştirecek olursa:

$$p(x, t) = \rho_0 c \omega X_m e^{j(\omega t - kx + \frac{\pi}{2})} \quad (2.62)$$

Bu denklemin gerçek kısmı yazılacak olursa:

$$p(x, t) = \rho_0 c \omega X_m \cos(\omega t - kx + \frac{\pi}{2}) \quad (2.63)$$

2.63 ve 2.59 numaralı eşitlikleri karşılaştırıldığında, parçacık hızı ve akustik basınç arasında bağıntılı olduğu gözlenmektedir:

$$p(x, t) = \rho_0 c u(x, t) \quad (2.64)$$

Karakteristik akustik empedans, temelde aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$Z_0 = \rho_0 c \quad (2.65)$$

Bir düzlemin üretmiş olduğu ses dalgası için akustik basınç ve parçacık hızının genlikleri şu şekilde ifade edilir:

$$|p| = Z_0 |u| \quad (2.66)$$

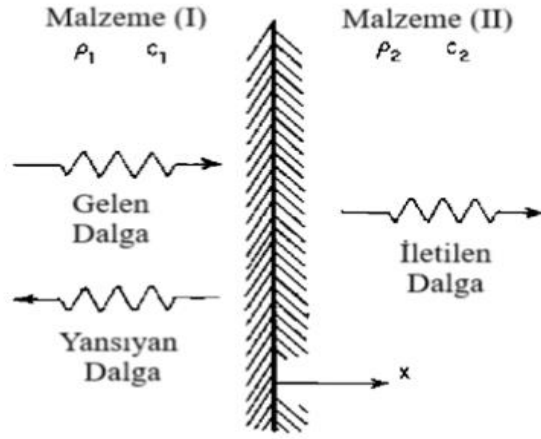
Ayrıca bilinmelidir ki bir düzlemin üretmekte olduğu ses dalgası için akustik basınç ve parçacık hızı arasındaki faz açısı $\emptyset$ daima 0'dır. [43]

2.3.3 Düzlemsel Dalga

Ses dalgasının bir akışkan içinde hareket ederken farklı bir malzemenin yüzeyine veya ara yüzeyine çarpması durumunda, akustik enerjinin bir kısmının yansıtıldığı ve bir kısmının da ikinci ortama iletilmesi gözlemlenir. Ses dalgalarının bir ortamdan diğerine geçişi, ses enerjisinin yansınması, yutulması ve iletilmesi süreçlerini içerir.

Şekil 2.4'de gösterildiği üzere, ses dalgası farklı bir malzemeye çarptığında, enerjinin bir kısmı yansıtılırken, bir kısmı yutulur ve kalan kısmı ikinci ortama geçer. Ses dalgasının ara yüzeye normal geliştiği durumlar, dalga denklemleri çözümlerinden akustik basıncın malzeme içinde hareket eden dalga için belirli bir biçimde yazılabileceğini göstermektedir. Bu analiz, malzemeler arası ses geçişinin temel prensiplerini ve akustik tasarımın önemli yönlerini ortaya koymaktadır. Bu geçiş sırasında, ses dalgasının dik açıyla geldiği varsayılarak, düzlemsel ses dalgaları için akustik basıncın ilk ortamda belirli bir formda yazılabileceği anlaşılmıştır.

$$p_1(x, t) = \underbrace{A_1 e^{j(\omega t - k_1 x)}}_{\text{Incident Wave}} + \underbrace{B_1 e^{j(\omega t + k_1 x)}}_{\text{Reflected Wave}} \quad (2.67)$$



Şekil 2.4 Ses dalgasının düzlemsel gelişi için sesin bir malzemeden diğerine iletilmesi.

Benzer bir biçimde, ikinci materyalde herhangi bir yansımanın meydana gelmediği düşünülürse, bu materyale aktarılan dalganın momentane akustik basıncı şu şekilde tanımlanabilir:

$$p_2(x, t) = A_2 e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (2.68)$$

Materyallerin her ikisinde de, parçacık hızlarının anlık değerleri birinci denkleme (2.64) başvuru olarak hesaplanır. Bu durumda, x ekseninde hareket eden yansıyan dalganın yönü göz ardı edilmemelidir.

$$u_1(x, t) = \left(\frac{1}{Z_1}\right) [A_1 e^{j(\omega t - k_1 x)} - B_1 e^{j(\omega t + k_1 x)}] \quad (2.69)$$

$$u_2(x, t) = \left(\frac{1}{Z_2}\right) A_2 e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (2.70)$$

Bu denklemler, farklı ortamlarda dalgaların davranışını tanımlayan, özellikle belirli empedans özelliklerine sahip malzemelerle ilgili dalga yayılımını ifade ediyor. Z_1 ve Z_2 , sırasıyla birinci ve ikinci malzeme için karakteristik empedansları belirtir ve $Z_1 = \rho_1 c_1$ ve $Z_2 = \rho_2 c_2$ olarak tanımlanır.

İki malzemenin ara yüzünde, sınır şartları olarak kabul edilen akustik basınç sürekliliği prensibi geçerlidir. Bu prensip, birinci malzemedeki anlık akustik basıncın, aynı zamanda ara yüz üzerinde

yer alan ikinci malzemenin anlık akustik basıncına eşit olduğunu belirtir. Bu süreklilik şartı dikkate alındığında, $x = 0$ noktasında katsayılar arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$A_1 + B_1 = A_2 \quad (2.71)$$

Benzer şekilde, anlık parçacık hızları ara yüzeydeki her bir ortamda aynı olmalıdır.

$$\frac{A_1 - B_1}{Z_1} = \frac{A_2}{Z_2} \quad (2.72)$$

Bu iki denklem, ilgili katsayılar arasındaki oransal ilişkiyi tespit etmek amacıyla kullanılmaktadır.

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad (2.73)$$

İlgili akustik basınç genliklerini temsil eden, hem gelen hem de iletilen ses dalgaları için RMS değerleri, aşağıda verilen denklemlerle tanımlanmaktadır.

$$p_{tr} = A_2/\sqrt{2} \quad ve \quad p_{in} = A_1/\sqrt{2} \quad (2.74)$$

Ses gücü iletim katsayısı a_t , gelen sesin akustik gücüne göre iletilen ses gücünün oranı olarak ifade edilir. Bu katsayı, ses iletimini düzenlemek amacıyla kullanılan malzemelerin seçiminde temel bir parametre olarak kabul edilir.

$$a_t = \frac{W_{tr}}{W_{in}} = \frac{S_{I_{tr}}}{S_{I_{in}}} = \frac{(p_{tr})^2/Z_2}{(p_{in})^2/Z_1} = \frac{A_2^2 Z_1}{A_1^2 Z_2} \quad (2.75)$$

Malzeme 1 içerisinde yer alan ve Malzeme 2 üzerinde etkili olan ses dalgası için, ses gücü iletim katsayısını aşağıdaki ifade ile belirleyebiliriz:

$$a_t = \frac{4Z_1 Z_2}{(Z_1 + Z_2)^2} \quad (2.76)$$

Akustik enerjinin bir malzemedan diğerine iletiminin alternatif bir gösterimi olarak ses geçirgenliği (TL) kullanılabilmektedir. TL, ses gücü iletim katsayısını desibel birimleri cinsinden ifade eder:

$$TL = 10\log_{10}\left(\frac{W_{in}}{W_{tr}}\right) = 10\log_{10}\left(\frac{1}{a_t}\right) \quad (2.77)$$

Eşitlik (2.76) temel alındığında, iki malzemenin akustik empedanslarının eşitlenmesi durumunda, yani empedanslar eşleştiğinde, ses gücü iletim katsayısının bir olduğu görülür. Bu, akustik enerjinin tamamının arayüzden geçirildiği ve herhangi bir yansımanın oluşmadığı anlamına gelir. Buna karşılık, akustik empedanslar arasında gözle görülür farklar bulunuyorsa, ses gücü iletim katsayısı önemli derecede azalır. Bu durum, arayüzden yalnızca sınırlı miktarda akustik enerjinin geçtiğini ve enerjinin büyük bir bölümünün yansıtıldığını ifade eder. Gürültü kontrolü uygulamalarında ses gücü iletim katsayısı kadar sık başvurulmasa da, ses gücü yansıma katsayısı (a_r), önemli bir parametredir ve dikkate alınmalıdır.

$$a_r = W_r/W_{in} \quad (2.78)$$

Bu durumda, akustik enerji ya yansıtılacak ya da iletilmek üzere olacaktır. Dolayısıyla, gelen akustik enerji, yansıyan ve iletilen enerjilerin toplamına eşit olacaktır.

$$W_{in} = W_{tr}/W_r \quad (2.80)$$

Bu nedenle, ses gücü yansıma katsayısı ile ses gücü geçiş katsayısı arasındaki ilişki, $a_r=1-a_t$ olarak tanımlanabilmektedir. İlgili parametreler 2.76 eşitliğinden yerlerine konulursa aşağıdaki gibi ifade dileyebilir. [43]

$$a_r = \left(\frac{Z_2-Z_1}{Z_1+Z_2}\right)^2 \quad (2.81)$$

2.4 AKUSTİK PARAMETRELERİN ÖLÇÜM YÖNTEMLERİ

Akustik parametre ölçümleri, sesin iletimi ve yutum katsayısı gibi önemli bilgiler sağlar. Ses emilim katsayısı, bir ortam tarafından soğurulan ses enerjisi miktarının, ortam üzerine düşen toplam ses enerjisi miktarına oranını ifade eder. Bu katsayı, akustik malzemelerin ses enerjisini yutma yeteneğini değerlendirmek için kullanılır.

Akustik parametrelerin kapsamlı bir şekilde incelenmesi, ses yutum katsayısına ek olarak, ses iletim kaybının, empedansın ve dalga sayısının ölçümü için uygun yöntemleri içermektedir. Ses

yutum katsayısı, çoğu araştırmacı için temel bir ölçüm parametresidir. Çeşitli değişkenlerin ses yutum katsayısını etkileme durumları ileri akustik çalışmaların önemli bir bölümünü oluşturmaktadır.

Ses yutma katsayısının tahmini sırasında bazı zorluklarla karşılaşılabilir ve bu nedenle malzemelerin kontrol edilen ortamlarda ölçülmesi teorik tahminlerle karşılaştırılabilir. Bu amaçla, genellikle empedans tüpü gibi kontrol edilmiş standartlar çerçevesinde oluşturulmuş ortamlar tercih edilir. Daha az yaygın olarak, büyük örneklerle çalışılan yarı yansımaz odalarda serbest alan ölçümleri de kullanılabilir. İki mikrofona ve dört mikrofona empedans tüpü ölçüm yöntemi yaygın olarak kullanılan serbest alan ölçüm metodları olup, izotropik ve homojen örnekler için uygundur. Bu yöntemler malzemelerin akustik özelliklerini, kullanım şartlarını ve performansını daha detaylı bir şekilde değerlendirmeyi mümkün kılar. Ancak, bu yöntemlerde ölçüm zorlukları ve gürültüye karşı hassasiyet gibi bazı sorunlar bulunmaktadır. Özellikle yüksek frekans değerleri için ölçüm alınmak istendiğinde belirlenen test standartlarının yetersiz olması araştırmacıları bu alanda çalışmaya teşvik etmiştir.

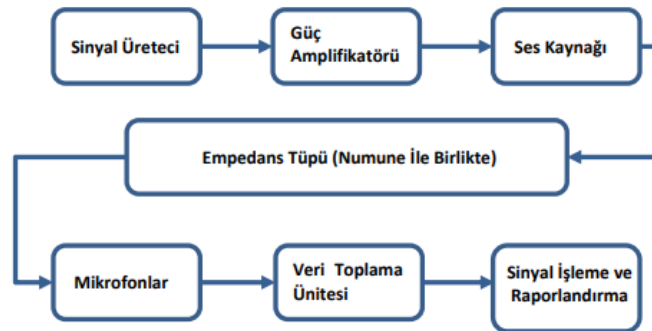
Aynı zamanda heryapı, özgül doğal frekanslarında rezonansa girme eğilimindedir. Malzemelerin tasarımı, bu frekanslarda uyartıldıklarında, rezonansa girme istekleri nedeniyle karakteristik mod şekillerini sergilemeye meyillidir. Yapının modal özelliklerini saptamak amacıyla gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, modal analiz olarak adlandırılır. Bu analiz, titreşen bir yapının dinamik davranışını temsil eden matematiksel modelin oluşturulmasında kritik parametrelerin tespiti için kullanılır. Yapı, dışsal bir kuvvetin etkisi altında olduğunda titreşim gösterir. Modal analiz, yapının uygulanan kuvvete karşı gösterdiği dinamik tepkilerin incelenmesidir. Analiz sürecinde, yapıya dışarıdan bir titreşim uygulanır ve yapı bu titreşime nasıl yanıt verdiği ölçülür. Test edilen yapı, uygulanan kuvvetin etkisi altında belirli titreşim modlarını sergiler. Bu modlar aracılığıyla, yapının doğal frekansları, sönümlenme oranları ve mod şekilleri belirlenir.

Akustik yutma ve empedans karakterizasyonunda, in-situ ölçüm tekniklerinin önemli bir rolü vardır. Son zamanlarda bu alandaki araştırmalar artmaktadır. Bu metotlar, malzemenin üretiminden hemen sonraki ve son kullanım yerlerindeki ses yutma özelliklerini belirlemek için kritik öneme sahiptir. Bu sebeple henüz tasarım aşamasında ve üretim aşamasında gerçekleştirilen arge çalışmaları son derece önem arz etmektedir.[43]

2.4.1 Empedans Tüpü Ölçüm Metodları

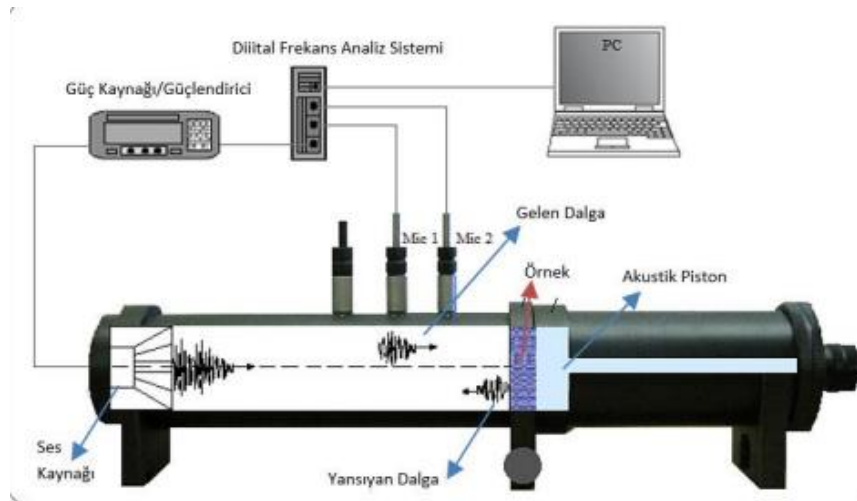
Malzemelerin akustik özelliklerini belirlemek için, özel akustik ölçüm odalarına ihtiyaç duymadan ve düşük maliyetle, empedans tüpü ölçümleri laboratuvar ortamında yapılabilir. Bu yöntem, malzemelerin akustik özellikleriyle ilgili elde edilen sonuçların doğruluğunu ve yüksek hassasiyetini sağlamak için çok sayıda küçük ebatlı örneğin tekrarlanan ölçümlerini almak için elverişlidir. Empedans tüpü ölçüm metodu, malzemelerin ses yutum katsayısını ve yüzey empedansını gibi akustik özelliklerinin belirlenmesi için kullanılan bir tekniktir. Bu yöntem, Kundt tüpü, bir malzemenin akustik özelliklerini, özellikle farklı frekans aralıklarında ses yutma katsayısını ve ses iletim kaybını değerlendirmek amacıyla tasarlanmış bir deneysel aygıttır. Ölçüm yöntemleri içerisinde, kararlı dalga ve transfer fonksiyonu yöntemleri bulunmaktadır. Empedans tüpü, basit bir test düzeneğiyle normal bir odada uygulanabilir ve özel akustik odalara ihtiyaç duymaz. Bu metodun avantajlarından biri, küçük örneklerle çalışabilmesidir, bu da malzeme geliştirme sürecinde uzmanlara kolaylık sağlar. Ancak, küçük örneklerin gerçek hayattaki büyük örnekleri temsil yeteneği bazı durumlarda sınırlı olabilir. [44-45]

Empedans tüpü içindeki ölçümler, malzeme örneklerinin düzgün bir şekilde yerleştirilmesini gerektirir. Örneğin, örnek malzemenin tüp içinde sabitlenmesi ve mikrofonun yerleştirilmesi önemlidir. Tüp içindeki kayıplar minimize edilmeli ve malzeme örneğiyle tüp arasındaki boşluklar doldurulmalıdır. Aksi halde, ölçülen sonuçlar istenmeyen hatalara yol açabilir. Akustik performans değerlendirme sistemi, ASTM E-2611, ASTM E-1050 ve ISO 10534-2 standartlarında belirtilen şekilde işleyen; ses yutum katsayısını gibi verileri ölçen bir sistem olarak tanımlanabilir. Deney düzeneği, mikrofonlardan, bir ses jeneratöründen ve dijital frekans analizi yapabilen bir sistemle teçhiz edilmiş bir empedans tüpünden oluşmaktadır. [46]



Şekil 2.5 Deney düzeneğine ait ölçüm zinciri. [47]

Bu empedans tüpü, içerisinde yer alan ses jeneratörü aracılığıyla düzlemsel dalgalar üreterek, tüpte ses dalgalarının yayılmasını mümkün kılar. Hazırlanmış numune materyalleri, ayarlanabilir bir akustik pistonun tutucularına monte edilir. Numune materyalinin üzerine düşen dalgalar, tüp boyunca bir mesafe ilerledikten sonra yansıma gerçekleşir. Bu süreç, tüp içinde stabil bir dalga formasyonunun oluşmasını sağlar. Yüzey mikrofonları, belirlenen frekansta bir kalibratör kullanılarak kalibre edilmelidir. Çalışılacak ses frekansı aralığı, tüpün çapına ve mikrofonların birbirine olan mesafesine göre değişkenlik gösterir. Yansıyan dalgalar üzerindeki yutum materyalinin empedansı, bozulmaya yol açar ve nihayetinde, oluşan duran dalga analiz edilerek, gelen dalganın yutma katsayısı tespit edilebilir. Numune materyalinin düzgün kesilerek empedans tüpüne doğru şekilde yerleştirilmesidir. Numunenin kenarlarındaki boşluklar dikkatlice doldurulmalı ve herhangi bir sızıntıyı önlemek için mühürlenmelidir. Empedans tüpü deney düzeneğinin şematik bir tasvirini sunulmuştur. (Şekil 2.6)



Şekil 2.6 Empedans tüpü deney düzeneğinin şematik bir tasvirini [48]

Empedans tüpü akustik ölçümlerinde, ölçüm frekans aralığı tüpün geometrik boyutlarına ve mikrofonun akustik karakteristiklerine bağlı olarak değişmektedir. Büyük çaplı tüpler, 50 Hz ile 1.6 kHz arasında bir frekans bandını kapsarken, daha küçük çaplı tüplerde 200 Hz ile 6.4 kHz arasında bir frekans bandı ile ölçümler gerçekleştirilebilmektedir. Tüp içerisindeki en yüksek frekans değeri,

$$f_u = \frac{c}{2d} \quad (\text{Hz}) \quad (2.82)$$

formülü ile belirlenir, burada (d) tüpün çapı, (c) ise ses hızıdır.

Bu metodun bir dezavantajı, özellikle düzlemsel dalgaların ölçümünü zorlaştıran bazı durumlar için yerel etkileşimli gözenekli yutuculara daha uygun olmasıdır.

Sonuç olarak, empedans tüpü ölçüm metodu, malzemelerin akustik özelliklerini belirlemek için yaygın olarak kullanılan etkili bir tekniktir. Ancak, doğru sonuçlar elde etmek için örneklerin düzgün bir şekilde hazırlanması ve tüp içindeki deney düzeninin titizlikle kontrol edilmesi gerekmektedir. Malzeme örneğinin düzgün bir şekilde kesilip monte edilmesi ve sınır etrafındaki boşlukların doldurulması, ölçümün doğruluğu için hayati önem taşır. Boşluklar, yutum değerlerinin olması gerekenden yüksek çıkmasına ya da numune ile tüp titreşiminin sebep olacağı değerlerin kaydedilmesine neden olabilir. Malzemenin etrafındaki boşlukları doldurmak için petrol jelatini, macun ya da hamur yapıştırıcılar kullanılabilir. [49]

2.4.1.1 Kararlı Dalga Metodu

Kararlı dalga tekniğinde, empedans tüpünün bir ucunda konumlandırılan hoparlör aracılığıyla ses dalgaları üretilir. Bu dalgalar, tüp boyunca ilerleyerek diğer uçta yer alan örnek numuneye ulaşır. Numuneye çarpan dalgaların bir bölümü yansıtılırken, diğer bölümü numune tarafından soğurulur. Numuneye ulaşan ve numuneden yansıyan dalgaların oluşturduğu maksimum ve minimum ses basıncı seviyeleri, tüp içerisinde yer değiştirebilen bir mikrofon ile tespit edilir. Bu ölçümler, numunenin akustik özelliklerinin belirlenmesinde kullanılır. Kararlı dalga yönteminin faydası, güvenilir, basit ve net prensiplere dayanmasıdır. Ancak, her seferinde yalnızca tek bir frekansın ölçülmesi mümkün olduğundan, sadece o özel frekans hakkında bilgi toplanmasına olanak tanır. Transfer fonksiyonu yöntemiyle karşılaştırıldığında daha kesin ve güvenilir sonuçlar sunsa da, her bir frekans için ölçüm yapmak zaman açısından oldukça maliyetli ve meşakkatli bir işlemdir. [50]

Tüp içinde ilerleyen düzlemsel dalgaların varlığı kabul edilmekte ve tüp içindeki sabit basınç aşağıdaki formülle ifade edilmektedir:

$$p = A[e^{jkz} + R^{-jkz}] \quad (2.83)$$

Burada (R) yansıma katsayısı, (k) dalga sayısıdır ve malzeme ($z = 0$) konumunda bulunurken (A) karmaşık bir sabittir. İlk terim gelen dalgayı, ikinci terim ise yansıyan dalgayı temsil eder. Tüp içindeki basıncı ölçmek için iki yöntem mevcuttur; birincisi kararlı dalga yöntemi, ikincisi

ise transfer fonksiyonu yöntemidir. Stabil dalga yöntemi kullanılarak, minimum ve maksimum basınç değerleri tespit edilmelidir. Maksimum basınç, yukarıda belirtilen terimlerin aynı fazda olduğu durumda, minimum basınç ise terimlerin zıt fazda olduğu durumda meydana gelir. Bu durum matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir:

$$P_{max} = 1 + |R| = P_i + P_r \quad (2.84)$$

$$P_{min} = 1 - |R| = P_i - P_r \quad (2.85)$$

Eşitliklerde yer alan P_{max} mikrofon tarafından kaydedilen en yüksek ses basıncı seviyesini, P_{min} mikrofon tarafından tespit edilen en düşük ses basıncı seviyesini, P_i test örneğine ulaşan ses dalgalarının basınç seviyesini ve P_r test örneğinden yansıyan ses dalgalarının basınç seviyesini ifade etmektedir.

Durağan dalga oranı (s), maksimum ve minimum basınç değerlerinin oranı olarak tanımlanır ve şu şekilde hesaplanır:

$$s = \frac{p_{max}}{p_{min}} = \frac{1+|R|}{1-|R|} = \frac{P_i+P_r}{P_i-P_r} \quad (2.86)$$

Daha önce elde edilen denklem yansıma çarpanını bulacak şekilde düzenlenecek olursa:

$$|R| = \frac{s-1}{s+1} \quad (2.87)$$

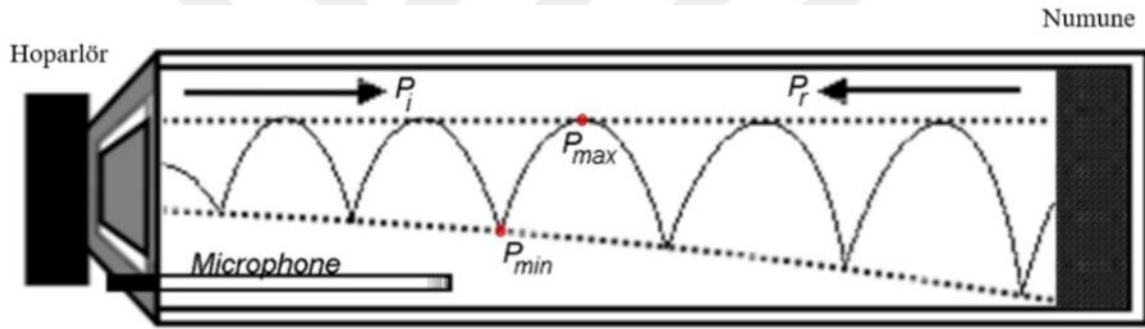
Refleksiyon katsayısından (yansıma katsayısı) faydalanacak olursak, malzemenin yutma katsayısını $\alpha = 1-|R|^2$ eşitliğini kullanarak hesaplamak olanaklıdır. Maksimum ve minimum basınç değerlerini tespit etmek için, gerektiğinde ayarlanabilen bir mikrofon kullanılması gerekmektedir. Bu yöntemin avantajı, basınç kalibrasyonu gerektirmemesidir. Örneğin, ilk minimum noktasının uzaklığı z_{min} olarak belirlendiğinde, bu noktada gelen ve yansıyan akustik dalgalar arasında π faz farkı gözlenir. Ayrıca, bu yöntem ile test edilen frekansta malzemenin akustik empedansının belirlenmesi de mümkündür. Yansıma katsayısının faz açısı, aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir:

$$\angle R = 2kz_{min} - \pi \quad (2.88)$$

Yüzeye dik gelen empedansı elde etmek için ise daha önce kullanılan denklemlerden yararlanılırsa denklem 2.89 elde dilecektir.

$$z_{min}(\cos\psi) = \frac{1+R}{1-R} \rho c \quad (2.89)$$

Bu bağlamda, ρ hava yoğunluğunu ve c hava içindeki ses hızını temsil etmektedir. Şekil 2.7, sabit dalga metodunun görsel bir gösterimini sunmaktadır. Kararlı dalga yöntemi için ISO 10534-1 ve ISO 10534-2, ISO normları kapsamında, empedans tüpleri için standartlar geliştirmiştir. Bu standartların kapsamı genel itibarı ile; tüplerin çapı, uzunlukları, kullanılan malzemeler, ekipman ve uygulama prosedürleri gibi çeşitli özellikler için öneriler içermektedir. Bu öneriler, akustik testlerin doğruluğunu ve tekrarlanabilirliğini sağlamak için kritik öneme sahiptir ve bu tür deneylerin standardizasyonunda temel bir rol oynamaktadır. [51]



Şekil 2.7 Gelen ve yansıyan dalgalar tarafından oluşturulan bir kararlı dalga metodu. [52]

2.4.1.2 Transfer Fonksiyonu Metodu

Transfer fonksiyonu yaklaşımı, kararlı dalga tekniğine alternatif olarak, geniş bir frekans aralığında ses özelliklerinin daha efektif bir şekilde analiz edilmesine olanak tanır. Bu yöntem, hareketli mikrofonların aksine, sabit noktalara monte edilen mikrofonlarla çalışır. Hoparlör tarafından üretilen akustik dalgalar, empedans tüpü boyunca ilerleyerek hem mikrofonlara hem de analiz edilecek numuneye ulaşır. Mikrofonlar arasındaki basınç farklılıkları, transfer fonksiyonunun hesaplanmasında kritik bir rol oynar. Bu mikrofonlar vasıtasıyla kaydedilen basınç seviyeleri, çeşitli frekanslardaki akustik performansın karakterizasyonunda kullanılır.

Genlik ve yansıma çarpanı olmak üzere iki adet bilinmeyen içeren denklem 2.90'ın çözümü için tüpün her iki ucunda gerçekleştirilen basınç ölçümleri ve bu ölçümlerden elde edilen paralel

denklemlerin çözümünü sayesinde, yansıma çarpanını tespit etmek ve dolayısıyla empedans ile ilişkili yutma katsayısını hesaplamak mümkündür.

$$p = A[e^{jkz} + R^{-JKZ}] \quad (2.90)$$

İki mikrofon arasında bir transfer fonksiyonunun ölçümü gerçekleştirilmiştir. Transfer fonksiyonunun, basınç seviyelerinin bir oranı olarak tanımlandığı göz önünde bulundurulduğunda, iki mikrofon arasındaki transfer fonksiyonu, bu mikrofonlar tarafından algılanan akustik basınç seviyelerinin oranı olarak iki mikrofon bağıntısında transfer fonksiyonu:

$$H = \frac{e^{jkz_2} + Re^{-jkz_2}}{e^{jkz_1} + Re^{-jkz_1}} \quad (2.91)$$

olarak elde edilecektir. Eşitlikte yer alan z_1 ve z_2 mikrofonların pozisyonlarını temsil etmektedir. Eşitlik düzenlenecek olursa ansima katsayısının karmaşık sayı formu elde edilebilir.

$$R = \frac{He^{jkz_1} - e^{jkz_2}}{e^{-jkz_2} - He^{-jkz_1}} \quad (2.92)$$

Elde edilen bu denklem sayesinde ses yutma katsayısı ve yüzey empedansı değerleri hesaplanabilmektedir. Mikrofonlar arasındaki mesafe için belirlenen bazı sınırlamalar bulunmaktadır. Mikrofonlar birbirlerine aşırı derecede yakın konumlandırıldığında, transfer fonksiyonunun doğruluğu riske girecektir. Zira basınçtaki minör değişiklikler, preciz bir ölçüm yapılmasını mümkün kılmayacaktır. Bu durum, düşük frekansların limitlenmesine yol açmaktadır:

$$f_1 > \frac{c}{20|z_1 - z_2|} \quad (Hz) \quad (2.93)$$

Eğer mikrofonlar birbirlerinden aşırı derecede uzak konumlandırılırsa, benzer bir problem tekrar meydana gelecektir. Eğer aradaki mesafe dalga boyu ile eşitlenirse, iki mikrofon tarafından ölçülen basınç değerleri eşitleneceğinden dolayı herhangi bir basınç farkı tespit edilemeyecek ve sonuç olarak çözümsüz denklemler ortaya çıkacaktır. Bu durum, sistemin üst frekans limitinin belirlenmesine neden olmuştur.

$$f_u > \frac{0,45c}{|z_1 - z_2|} \quad (Hz) \quad (2.94)$$

Optimal bir oktav sayısını desteklemek için, en yüksek ve en düşük frekans limitleri göz önünde bulundurulduğunda, genellikle iki mikrofondan daha fazlasının kullanılmasının faydalı olacağı yapılan çalışmalarda belirtilmiştir. Üç farklı pozisyon için üç mikrofon mesafesi imkânı sağlanmaktadır. Her bir frekans aralığı için sınırların özenle seçilmesiyle, geniş bir frekans aralığı elde edilecektir

Transfer fonksiyonunun belirlenmesi için çeşitli yaklaşımlar mevcuttur. İki kanallı bir FFT analizörü kullanarak, beyaz gürültü üretme kabiliyetine sahip olan kaynak ile iki mikrofon kullanılarak ölçüm yapılabilir. Mikrofonların tepki fonksiyonlarında farklılıklar bulunması durumunda, bu farklılığın etkisini ortadan kaldırmak için bir kompensasyon uygulamak gerekmektedir. Birinci yaklaşım, ölçümün ilk önce orijinal mikrofon yerleşiminde ve ardından mikrofonların pozisyonlarının değiştirilmesi ile tekrarlanmasıdır. Alternatif olarak, daha etkili bir yaklaşım olarak deterministik bir sinyal kullanımı önerilebilir. Bu durumda, tek bir mikrofon kullanılarak farklı mikrofon pozisyonlarında ölçümler yapılabilir. Elde edilen transfer fonksiyonlarının oranı, 2.91 denkleminde belirtilen transfer fonksiyonunun elde edilmesini sağlar. Bu yöntem, mikrofon eşleştirme gereksinimini ortadan kaldırır ve beyaz gürültü kullanımı yerine deterministik bir sinyal tercih edilmesi, ortalama işlemini gerektirmez. Tutarlı sonuçların elde edilmesi, sabitlenmiş mikrofonlar kullanılarak daha kolay sağlanmaktadır. Bu durumun temel nedeni, mikrofon pozisyonlarının hassas bir şekilde ayarlanmasının zorluğu ve bu işlemin problemlerle daha da karmaşık hale gelmesidir. Çok sayıda mikrofon pozisyonunda yapılan ölçümlerin ortalaması alınarak bu sorunun üstesinden gelinmesi mümkündür; ancak, bu yöntem zaman açısından oldukça maliyetlidir.

2.4.1.3 İki Mikrofon Ölçüm Metodu

Empedans tüpünde ses yutum katsayısının hesaplanması amacıyla, uluslararası arenada standartlar tesis edilmiştir. Transfer Fonksiyonu Yöntemi için ise ISO 10534-2 (1998) ve ASTM E1050 (1998) standartları, Amerikan standartlarına paralel olarak kullanılmaktadır. ISO 10534-2 ve ASTM E1050 standartları arasında bir uyum bulunmaktadır. Ses emme katsayısının ölçümü, ISO 10534-2 ve ASTM E1050 standartlarında detaylandırılan yönteme uygun olarak iki mikrofonlu transfer fonksiyonu metodu ile ölçülmektedir. İki mikrofon yöntemi, özellikle gözenekli ses yutucu malzemelerin karakterizasyonunda tercih edilen tekniklerden biridir. Bu

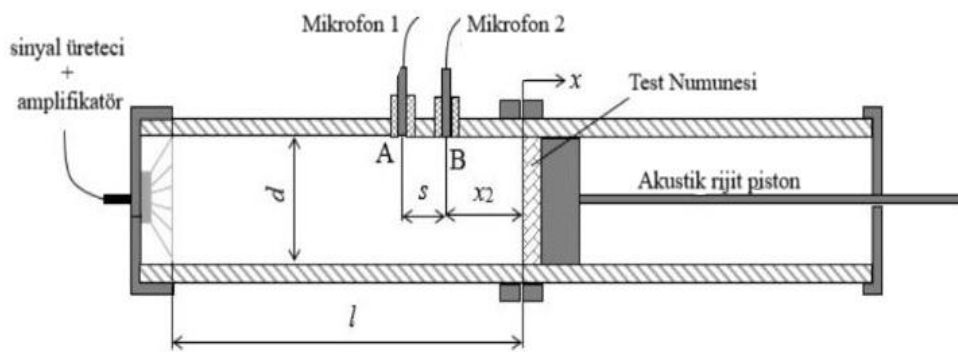
yöntem, transfer fonksiyonu yönteminin daha kapsamlı bir çeşididir ve homojen, izotropik yapıdaki materyaller için son derece net ve etkili bir yöntem sunar. [53]

Genellikle, geniş boyutlu bir ses yutucu materyal, uzakta konumlandırılmış bir hoparlör tarafından yayılan ses dalgalarına tabi tutulur. Ölçümler, tamamen yansız veya yarı yansız bir ortamda yapılabilir. Yüzeye ulaşan dalgaların düzlemsel olduğu varsayılır. İzotropik ve homojen özellikteki geniş ölçekli malzeme örneklerinde, yansıyan dalganın da düzlemsel olduğu varsayılır. Transfer fonksiyonu yöntemiyle elde edilen denklemler, serbest alan koşullarında doğrudan uygulanabilir. Teorik olarak, örnek materyalin sonsuz büyüklükte olduğu düşünülse de, pratikte kullanılan sınırlı boyutlardaki materyaller nedeniyle, kenar değişkenleri önemli hale gelir.

Düşük frekansta, materyal sınırlarında meydana gelen kırılma, yansıyan dalganın düzlemsel yapısını bozmaktadır, bu durum da teorelinin pratik uygulama olanaklarını kısıtlamaktadır. Eğer büyük boyutlu örnek materyaller mevcut değilse, ses kaynağını yüzeye daha yakın bir konuma getirmek, kenar etkilerini azaltabilir. Empedans tüpü kullanımı ile elde edilen ölçüm sonuçlarının yorumlanabilirliği, kullanılan denklemlerin karmaşıklığı nedeniyle zorlaşabilir. Dolayısıyla, empedans tüpünün iç yüzeyinin pürüzsüz olması, üretim sürecinde dış etkenlerin (örneğin, ortam gürültüsü, titreşimler) etkisini azaltmak için ağır malzemeler kullanılması ve tüp yüzeyinin yeterli kalınlıkta olması önemlidir. Ölçümlerde kullanılan mikrofonların çapı, mikrofonlar arasındaki mesafenin beşte birinden küçük olmalıdır; ayrıca, ilk mikrofon ile ses kaynağı arasındaki mesafe, empedans tüpünün çapının üç katı kadar olmalıdır. Mikrofonların yerleştirilmesi sırasında, frekans limitlerinin geçerliliği dikkate alınmalıdır. Parazit oluşumunu minimize etmek için, mikrofonlar mümkün olduğunca küçük olmalı ve iki mikrofon kullanımı yerine tek bir hareketli mikrofon kullanımı tercih edilmelidir. Deterministik bir sinyal kullanımı mümkündür ve bu yöntem eğimli ses dalgaları için de uyarlanabilir.

Empedans tüpünün uzunluğu, düzlemsel dalgaların oluşumunu sağlamak için önemlidir ve test edilen nesnelerin düzlemsel dalga alanında bulunması ölçümler için esastır. Standartlar doğrultusunda ölçümlerde deneysel kurulumun hassasiyetini ve doğruluğunu sağlamak için belirli teknik hususlara dikkat edilmesi gerekmektedir. Kullanılan mikrofonların çapı, ses hızının uygulanabilir maksimum frekans değerine oranla küçük olmalıdır. Mikrofon konumlarının ($\pm 0,2$ mm) tolerans aralığında olması, ölçüm doğruluğunu etkileyen potansiyel hataları en aza indirir. Ölçümler için kullanılan tutacakların sert bir yapıya sahip olması ve

İki Mikrofonlu Transfer Fonksiyonu Yöntemi kullanılarak yapılandırılmış bir empedans tüpünde, tüpün uçlarındaki basınç değerlerinin ölçülmesi ve paralel denklem çözümlerinin uygulanması, yansıma katsayısının belirlenmesini sağlar. Bu sayede, malzemenin akustik empedansı ile doğrudan ilişkili olan yutma katsayısı hesaplanabilir. İncelenen akustik malzemenin önünde konumlandırılan iki mikrofon aracılığıyla (Şekil 2.8’de gösterildiği üzere) basınç seviyeleri kaydedilir.



Transfer fonksiyonu, ilgili basınç seviyelerinin oranı olarak tanımlanır ve ses yansıtma katsayısı (r), (H_{12}) transfer fonksiyonundan elde edilebilir.

$$p_R = \hat{p}_R e^{-jk_0 x} \quad (2.96)$$

55

$$p_I = \hat{p}_I e^{jk_0 x_1} + \hat{p}_R e^{-jk_0 x_1} \quad (2.97)$$

$$p_2 = \hat{p}_I e^{jk_0 x_2} + \hat{p}_R e^{-jk_0 x_2} \quad (2.98)$$

Test numunesine uygulanan akustik uyarının transfer fonksiyonu, ilk mikrofon tarafından ölçülen ses basıncı ile ikinci mikrofon tarafından ölçülen ses basıncı arasındaki oran olarak hesaplanır. Bu, denklemin 2.99 ile ifade edildiği şekilde, test numunesinin akustik özelliklerini ve uyarıcıya verdiği tepkiyi tanımlar.

$$H_I = \frac{p_{2I}}{p_{1I}} = \frac{\hat{p}_I e^{jk_0 x_2}}{\hat{p}_I e^{jk_0 x_1}} = e^{jk_0 (x_1 - x_2)} = e^{-jk_0 s} \quad (2.99)$$

Denklemden yer alan $s=(x_1-x_2)$ ifadesi mikrofonlar arasındaki mesafeyi temsil etmektedir. Transfer fonksiyonunu yalnızca yansıyan dalgalar için uygularsak H_R için denklem 2.100 ile bulunabilir.

$$H_R = \frac{p_{2R}}{p_{1R}} = \frac{\hat{p}_I e^{jk_0 x_2}}{\hat{p}_I e^{jk_0 x_1}} = e^{jk_0 (x_1 - x_2)} = e^{jk_0 s} \quad (2.100)$$

Ses alanının tamamı için transfer fonksiyonunun H_{12} olarak gösterildiği ve $\hat{p}_R = R\hat{p}_I$ olduğu bilinmekte ise önceki denklemlerden yararlanarak transfer fonksiyonu şu şekilde ifade edilecektir:

$$H_{12} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{jk_0 x_2} + R e^{-jk_0 x_2}}{e^{jk_0 x_1} + R e^{-jk_0 x_1}} \quad (2.101)$$

2.101 eşitliğinde yer alan R ifadesi yansıma katsayısını temsil etmekte olup yalnız bırakılırsa denklem 2.102 elde edilecektir.

$$R = \frac{H_{12} - H_I}{H_R - H_{12}} e^{2jk_0 x_1} \quad (2.102)$$

Ses yansıma katsayısı denklemini elde edildiği durumda ses yutma katsayısı α denklem 2.103' de verilen son formül ile hesaplanmaktadır.

$$\alpha = 1 - |R|^2 = R_r^2 - R_i^2 \quad (2.103)$$

2.4.2 Modal Analiz Ölçüm Metodu

Modal analiz, mühendislik ve fizikte, yapısal sistemlerin dinamik karakteristiklerini keşfetmek için kullanılan bir test ve değerlendirme yöntemidir. Bu yöntem, yapıların doğal frekanslarını, mod şekillerini ve sönümlleme katsayılarını tespit etmek için kullanılır. Bu parametreler, yapının hali hazırdaki yapısal nitelikleri, kullanılan malzemelerin karakteristikleri ve uygulanan sınır koşulları göre tespit edilmektedir. Yapısal bir sistemin dinamik davranışını karakterize edebilmek adına, deneysel ve sayısal modal analiz teknikleri uygulanır. [56]

Geçmişte demiryolu raylarında meydana gelen hasarların, çekiçle indirilen darbeler sonucu ortaya çıkan titreşimlerin analiz edilmesiyle tespit edildiği deneysel modal analiz yöntemi, günümüzde yapısal dinamiklerin saptanmasında geniş bir kullanım alanı bulmuştur. Bu metodun temeli, dış bir kuvvetin uygulanmasıyla yapının sergilediği dinamik tepkilerin ölçümüne dayanır. Ölçülen bu kuvvet ve tepki sinyalleri arasındaki ilişki, her bir yapıya özgü dinamik parametreleri yansıtan karakteristik bir fonksiyonu tanımlar. Bu analiz yöntemi, makine bileşenlerinin titreşim analizlerinden, uçaklardaki titreşim sorunlarının incelenmesine, yapısal dinamik özelliklerin belirlenmesine kadar pek çok mühendislik disiplininde etkin olarak kullanılmaktadır. [57]

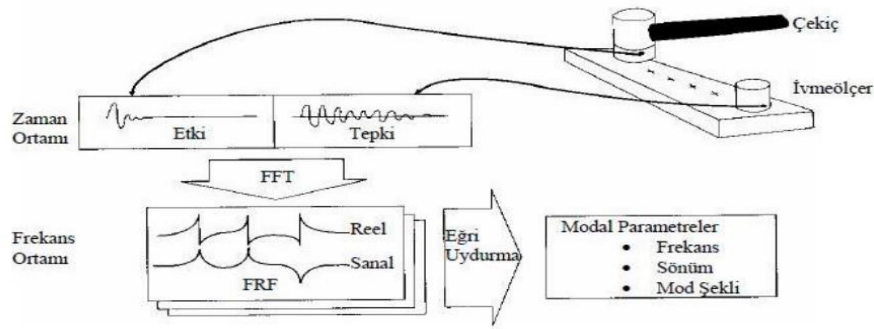
Akustik başlığı altında incelenmekte olan modal analiz testi gerçekleştirilirken, yapıya dışarıdan bir kuvvet uygulanır ve bu kuvvete karşı yapı tarafından verilen yanıt ölçülür. Bu yanıt, frekans yanıt fonksiyonu (FRF) olarak bilinir ve yapısal özelliklerin çıkarılmasında kullanılır. Modal analiz süreci, yapıya uygulanan kuvvetlerin ve yanıtların dikkatli bir şekilde ölçülmesini ve kaydedilmesini gerektirir. Bu süreçte, yapısal modelin doğru kurulumu ve analizi, sonuçların doğruluğu açısından kritik bir rol oynar. Modal analiz, yapısal tasarımın geliştirilmesi, operasyonel frekans aralığının tanımlanması, malzeme yorgunluğunun engellenmesi ve yapısal bütünlüğün korunması gibi çeşitli uygulama alanlarına sahiptir.[58]

Havacılık, otomobil, inşaat mühendisliği ve makine tasarımı gibi sektörlerde, yapıların güvenliğini ve performansını iyileştirmek amacıyla modal analizden faydalanılır. Yapıların modal analizleri, değişken yük ve sınır koşulları altında, farklı malzeme özellikleri göz önünde bulundurularak gerçekleştirilebilir, bu da yapısal tasarımın daha ileri düzeyde düzenlemeler yapılmasına imkân tanır. Bununla birlikte, analizlerin doğruluğu, seçilen modelin gerçek yapının davranışlarını ne derece doğru yansıttığına bağlıdır. Bu sebeple, modelleme ve analiz

süreçlerinde yüksek düzeyde hassasiyet ve doğruluk şarttır. Ayrıca modal analiz, yapısal sistemlerin rezonans frekanslarını ve bu frekanslarda oluşabilecek potansiyel tehlikeleri belirlemek için de kullanılır. Rezonans durumunda, yapısal elemanlar beklenmedik bir şekilde yüksek amplitüdlü titreşimler sergileyebilir, bu da malzeme yorgunluğuna veya yapısal hasara yol açabilir. Bu nedenle, modal analiz, tasarım aşamasında ve mevcut yapıların değerlendirilmesinde kritik bir öneme sahiptir.

Sonuç olarak, modal analiz, yapısal sistemlerin güvenliğini ve performansını artırmak için mühendislik alanında vazgeçilmez bir araçtır. Yeni malzemelerin geliştirilmesinde önemli bir rol oynar ve mühendislik disiplinlerindeki yenilikçi çalışmalar için temel bir yöntem olarak kabul edilir.

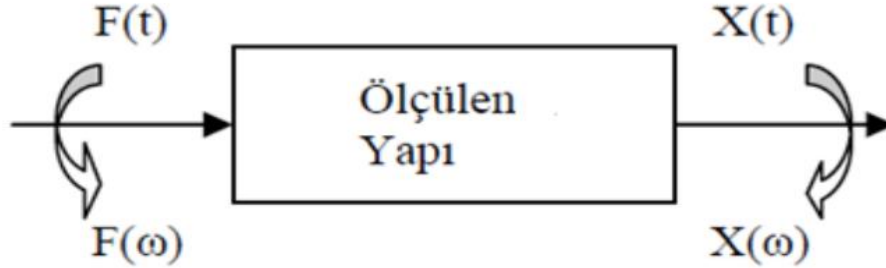
Akustik alanında gerçekleştirilen modal analiz testlerinde, bir yapıya dış kuvvetler uygulanır ve bu dış kuvvetlere yapı tarafından verilen yanıtlar ölçülür. İşlem gerçekleştirilirken numuneye kuvvet uygulayabilmek amacı ile çekiç, yapının göstereceği karşı tepkiyi ölçümlemek amacı ile ivmeölçer ve verileri değerlendirmek için analiör kullanılmaktadır. Şekil 2.9'da Modal analiz deneysel ölçüm düzeneği yer almaktadır.



Şekil 2.9 Modal analiz deneysel ölçüm düzeneği[58]

Şekil 2.9'da görüleceği üzere, çekiç başlığına monte edilen bir kuvvet sensörü aracılığıyla, zaman ekseninde yapılan etki (impact) kaydedilir. Bu kuvvetin uygulanmasıyla, yapı, belirlenen sınır koşulları ve malzemenin karakteristik özelliklerine göre bir titreşim dinamiği sergiler. Yapının bu dinamik etkiye verdiği tepki (response), yapıya entegre edilen bir ivmeölçer vasıtasıyla, yine zaman ekseninde ölçülür. [60]

Gerçekleştirilen ölçüm işlemleri, zamana bağlı olarak yapıldığı için FFT işlemi uygulanarak etki, tepki fonksiyonları şekil 2.10'da gösterildiği gibi zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülür.



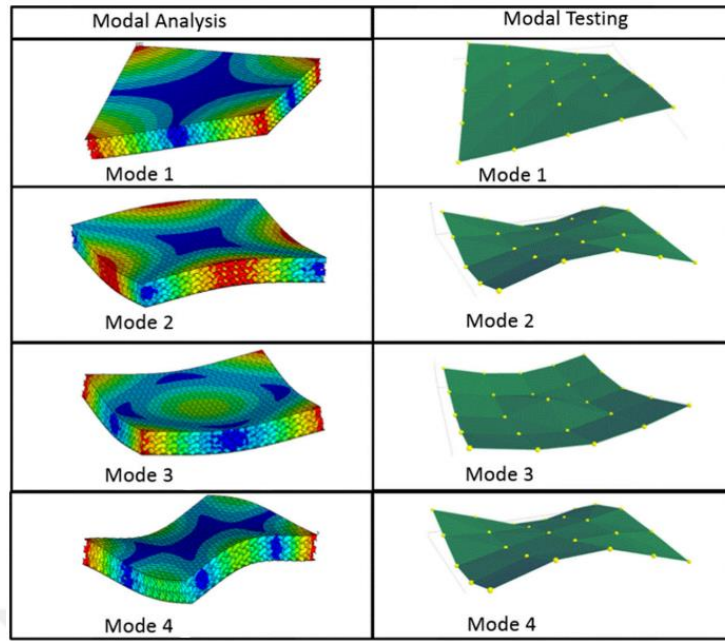
Şekil 2.10 FFT dönüşümleri; Etki tepki fonksiyonları

Bir yapının FRF, Fourier dönüşümü uygulanmış çıkış fonksiyonunun, giriş fonksiyonuna oranlanması suretiyle türetilir. Frekans ω düzleminde, lineer bir sistemin etkin modellemesi, giriş spektrumunun sistem tanımlayıcısı ile modüle edilmiş çıkış spektrumunu temsil eden bir frekans alanı yaklaşımıdır. Bu bağlamda, $F(\omega)$ giriş spektrumunu ve $X(\omega)$ ise çıkış spektrumunu belirtir. [61]

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.104)$$

Deneysel modal analiz, yapısal dinamik özelliklerin belirlenmesi için kullanılan bir yöntemdir. Bu analiz sırasında, yapının çalışır durumda olmadığı bir ortamda, belirli noktalara darbe çekici veya sarsıcı yardımıyla kuvvet uygulanır. Uygulanan kuvvet, bir kuvvet sensörü veya dönüştürücü aracılığıyla, yapısal cevap ise modal ivmeölçer veya akselerometre ile X, Y ve Z eksenlerinde kaydedilir.

Elde edilen FTF'ler kullanılarak, yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları gibi dinamik karakteristikleri tespit edilir. Ewins (1995) tarafından da belirtildiği üzere, bu ölçüm verileri bilgisayar ortamına aktarıldıktan sonra, yapının her bir doğal frekansındaki mod şekilleri ve sönüm oranları detaylı bir şekilde incelenir. Böylece, yapısal analiz ve tasarım süreçlerinde önemli bir referans noktası sağlanmış olur. [62]



Şekil 2.11 Örnek mod şekilleri [63]

2.4.3 Yapay Zekâ ve Makine Öğrenimi Metodu

Yapay zekâ, bilgisayar sistemlerinin insan zekâsının çeşitli işlevlerini taklit etme amacını taşır. Bu amaçla, öğrenme, problem çözme, algılama ve işleme gibi zihinsel kapasitelerin modellenmesi ve simülasyonu üzerine odaklanan bir alan olarak tasarım ve mühendislik disiplinleri arasında önemli bir yer işgal etmektedir. Makine öğrenimi, yapay zekânın önemli bir alt dalıdır ve bilgisayarların verilerden öğrenmesini ve performanslarını artırmasını hedefler. Bu süreçte, bilgisayarlar insan zekâsına benzeyen sistemler veya makineler geliştirmeyi amaçlarlar.

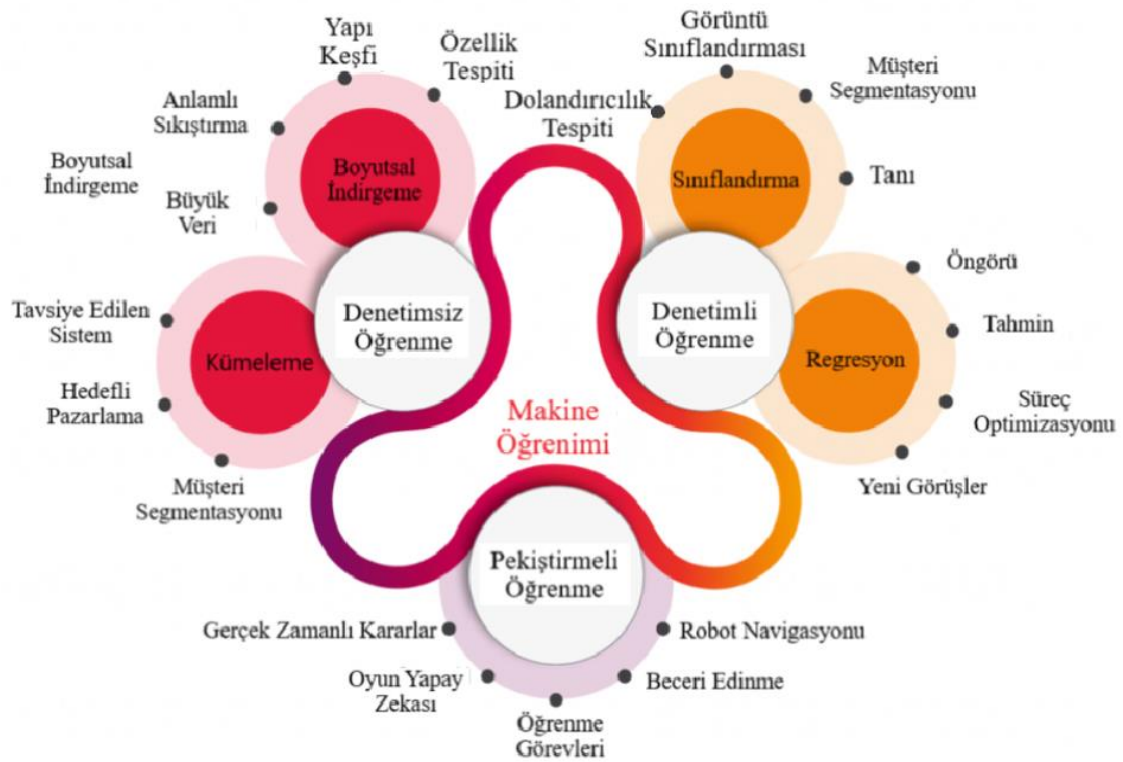
Yapay zekâ, özellikle makine öğrenimi, doğal dil işleme, robotik ve görüntü işleme gibi çeşitli alt dallara ayrılmıştır. Yapay zekâ teknolojileri, test, analiz, tasarım ve otomasyon mühendislikleri gibi çeşitli alanlarda uygulama bulmuştur. Bu teknoloji, büyük veri setlerinden anlamlı bilgiler çıkarma, desenleri tanıma ve otomatik karar verme süreçlerini içerir.

Yapay zekâ sistemleri, insan müdahalesi olmaksızın veya minimal düzeyde insan müdahalesi ile karmaşık görevleri hızlı ve etkili bir şekilde gerçekleştirme potansiyeline sahiptir. Bu geniş uygulama alanları, yapay zekânın gelecekteki gelişimini ve toplum üzerindeki etkisini daha da önemli hale getirmektedir. Özellikle test ve analiz alanlarında, büyük veri kümelerini hızla işleyebilme, karmaşık desenleri tanıyabilme ve öğrenme yeteneği sayesinde tahminsel analizler

ve karar verme mekanizmalarını güçlendirir. Bu süreçler, geleneksel yöntemlere kıyasla daha az zaman alır ve insan hatalarını minimize ederken, tutarlılık ve doğruluk açısından üstünlük sağlar. [64]

Makine öğrenimi, özellikle büyük ve çok özellikli veri kümeleriyle çalışmak için önemlidir. Bu veri kümelerinin analiz edilip anlamlandırılması, değerli bilgi ve sonuçlar elde edilmesini mümkün kılar. Makine öğrenimi algoritmaları, denetimli ve denetimsiz öğrenme olmak üzere iki ana kategoriye ayrılırken, teknolojik ilerlemeler yeni öğrenme yöntemlerini de beraberinde getirmiştir. Bu yöntemler arasında yarı denetimli öğrenme, pekiştirmeli öğrenme, transdüktif akıl yürütme, çevrimiçi öğrenme ve aktif öğrenme bulunmaktadır. Bu çeşitlilik, makine öğrenimi alanında sürekli bir gelişmeye işaret etmekte ve bu alandaki potansiyeli daha da genişletmektedir.

Bu bağlamda, yapay zekâ ve makine öğrenimi, bilgisayar bilimleri, matematik ve diğer ilgili disiplinler arasında disiplinlerarası bir yaklaşımı gerektirir. Hem teorik hem de pratik açıdan, bu alanlar bilim ve teknolojinin sınırlarını genişletmektedir ve gelecekte daha da önemli hale geleceklerdir. [65]



Şekil 2.12 Makine öğrenimi algoritmalarının sınıflandırılması

2.4.3.1 Lineer Regresyon Modeli

Lineer regresyon modeli, istatistiksel analizde sıkça kullanılan ve bağımsız değişkenler ile bir bağımlı değişken arasındaki ilişkiyi ifade eden bir modeldir. Montgomery, Peck ve Vining'in "Introduction to Linear Regression Analysis" eserinde açıklandığı üzere, bu model, veri setindeki gözlemlenen değerler ile model tarafından tahmin edilen değerler arasındaki farkları, yani hataları, minimize edecek şekilde bir doğru çizmeyi amaçlar. [66].

Model, genellikle aşağıdaki formülle ifade edilir:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_p X_p + \epsilon \quad (2.105)$$

Burada:

- Y bağımlı değişkeni temsil eder.
- β_0 kesme terimidir ve modelin X_1 değişkenlerinin tümü sıfır olduğunda Y 'nin alacağı değeri gösterir.
- $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_p$ ise bağımsız değişkenlerin Y üzerindeki etkisini ölçen katsayılardır.
- $X_1, X_2, \dots, X_p$ modeldeki bağımsız değişkenlerdir.
- ϵ ise hata terimidir ve gözlemlenen değerler ile modelin tahmin ettiği değerler arasındaki farkları ifade eder.

Lineer regresyon analizi, ilişkinin doğası ve gücü hakkında bilgi sağlar ve değişkenler arasındaki ilişkilerin yönünü belirlemek için kullanılır. Ayrıca, modelin tahmin edici gücü ve bağımsız değişkenlerin bağımlı değişken üzerindeki etkisinin anlamlılığı gibi istatistiksel testlerle modelin uygunluğu değerlendirilir.

2.4.3.2 PLS Modeli

PLS modellemesi, yüksek boyutlu ve korelasyonlu veri setlerinde bağımlı ve bağımsız değişkenler arasındaki ilişkiyi modellemek için kullanılan güçlü bir istatistiksel yöntemdir. PLS, özellikle çoklu doğrusal regresyonun uygunsuz olduğu durumlarda, gizli değişkenler aracılığıyla veri setinin temel yapısını yakalamayı ve bu yapının bağımlı değişkenlerle olan

ilişisini ortaya koymayı amaçlar. Değişken seçimi, modelin karmaşıklığını azaltmak, tahmin performansını artırmak ve yorumlanabilirliği güçlendirmek için kritik bir adımdır [67].

PLS modelinin genel formülasyonu şu şekildedir:

$$Y = TP^T + E \quad (2.106)$$

$$X = TQ^T + F \quad (2.107)$$

Burada:

- Y ve X , sırasıyla bağımlı ve bağımsız değişkenler matrisidir.
- T gizli değişkenler matrisidir. (genellikle skorlar olarak adlandırılır).
- P ve Q , Y ve X matrislerinin yüklenme vektörleridir.
- E ve F , hata terimleridir.

2.4.3.3 Ridge Regresyon Modeli

Ridge Regresyon Analizi, makine öğrenimi ve istatistiksel regresyon analizlerinde tercih edilen önemli bir yöntemdir. Bu yöntem, özellikle L2 düzenlemesi olarak da anılır ve modelin aşırı uyuma eğilimini dengelemek amacıyla kullanılır.

Hoerl ve Kennard'ın 1970 yılında yaptıkları çalışmalar, Ridge Regresyonunun, geleneksel doğrusal regresyon modellerinde sıkça rastlanan çoklu bağlantı sorunlarına karşı L2 düzenlemesini etkin bir çözüm olarak sunduğunu ortaya koymuştur. L2 düzenlemesi, regresyon modelinin tahminlerinin varyansını azaltma eğiliminde olup, bu değerleri tamamen sıfıra indirgemez. Sonuç olarak, modelin genel stabilitesini artırır ve aşırı uyum riskini minimize eder [68].

Ridge regresyonunun denklemi şu şekildedir:

$$SSE_{L_2} = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 + \lambda \sum_{j=1}^p \beta_j^2 \quad (2.108)$$

2.4.3.4 Lasso Regresyon Modeli

Lasso Regresyonu, makine öğrenimi ve istatistiksel regresyon analizlerinde sıkça tercih edilen bir yöntemdir. Bu yöntem, L1 düzenlemesi olarak da anılır ve özellikle öznitelik seçimi ve aşırı uyumun önlenmesinde etkin bir araçtır. Tibshirani'nin 1996 yılında belirttiği üzere, Lasso Regresyonu, çoklu bağlantı sorunlarını ele almak için L1 düzenlemesini kullanır. L1 düzenlemesi, model katsayılarını sıfıra yaklaştırarak bazılarını tamamen sıfırlar ve diğerlerini küçültür. Bu süreç, modelin aşırı uyuma eğilimini azaltır ve daha stabil bir yapıya kavuşmasını sağlar. Ayrıca, önemli özniteliklerin seçilmesine olanak tanıyan bu yöntem, yüksek boyutlu veri setlerinde ve çok sayıda öznitelik içeren durumlarda model karmaşıklığını azaltmada oldukça faydalıdır. Frank ve Friedman'ın 1993 yılındaki çalışmalarına göre, Lasso Regresyonu bazı durumlarda Ridge Regresyonundan daha iyi tahmin sonuçları verebilir. Lasso Regresyonunun amacı, hata kareler toplamını minimize edecek katsayıları bulmaktır [68].

Lasso Regresyon denklemi şu şekilde ifade edilebilir:

$$\text{minimize} \left\{ \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n (y_i - \sum_{j=1}^p x_{ij} \beta_j)^2 + \lambda \sum_{j=1}^p |\beta_j| \right\} \quad (2.109)$$

2.4.3.5 KNN Modeli

KNN modeli, sınıflandırma ve regresyon gibi makine öğrenme problemlerinde yaygın olarak tercih edilen bir yöntemdir. Bu algoritmanın temel mantığı, bir veri noktasının, ona en yakın olan komşularının sınıflarını veya değerlerini referans alarak tahmin yapmasıdır. “K” değeri, bu tahmin sürecinde dikkate alınacak komşu sayısını ifade eder ve modelin doğruluğu üzerinde belirleyici bir rol oynar. Düşük “K” değerleri, modelin aşırı özelleşmesine yol açabilirken; yüksek “K” değerleri, modelin genelleme yeteneğini artırır fakat detayları göz ardı etmesine neden olabilir. KNN modelinde, veri noktaları arasındaki uzaklığı ölçmek için kullanılan metrikler, algoritmanın performansını doğrudan etkiler.

Veri normalleştirme işlemi, KNN modeli doğru çalışabilmesi için kritik öneme sahiptir. Çünkü özellikler arasındaki ölçek farklılıkları, uzaklık hesaplamalarını ve dolayısıyla algoritmanın performansını etkileyebilir.

KNN modeli, anlaşılabilirliği ve uygulanabilirliği ile dikkat çekerken, büyük veri setleri ve yüksek boyutluluk gibi durumlarda hesaplama yükünü artırabilir. Bu sebeple, modelin doğru bir şekilde eğitilmesi ve hiperparametrelerin uygun bir şekilde ayarlanması önemlidir [68].

KNN modeli denklemdeki formülle ifade edilir:

$$d(p, q) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (q_i - p_i)^2} \quad (2.110)$$

2.4.3.6 ElasticNet Regresyon Modeli

Elastic Net yaklaşımı, Lasso metodunun bazı kısıtlamalarını aşmak amacıyla geliştirilmiştir. Lasso, yüksek korelasyonlu değişkenler arasından yalnızca bir tanesini seçme eğiliminde olduğundan, diğer önemli değişkenleri dikkate almaz. Bu sorunu çözmek için Elastic Net, Lasso'nun yanı sıra Ridge regresyonunun düzenleme terimini de entegre eder. Bu, modelin hem Lasso'nun değişken seçim özelliklerinden hem de Ridge'in korelasyonlu değişkenleri cezalandırma yeteneğinden faydalanmasını sağlar [69].

Elastic Net regresyon denklemi şu şekilde ifade edilmiştir:

$$\hat{\beta}_{\text{Elastic-Net}} = \arg \min \left(\sum_{i=1}^n (y_i - x_i' \beta)^2 + \lambda_1 \sum_{j=1}^p \beta_j^2 + \lambda_2 \sum_{j=1}^p |\beta_j| \right) \quad (2.111)$$

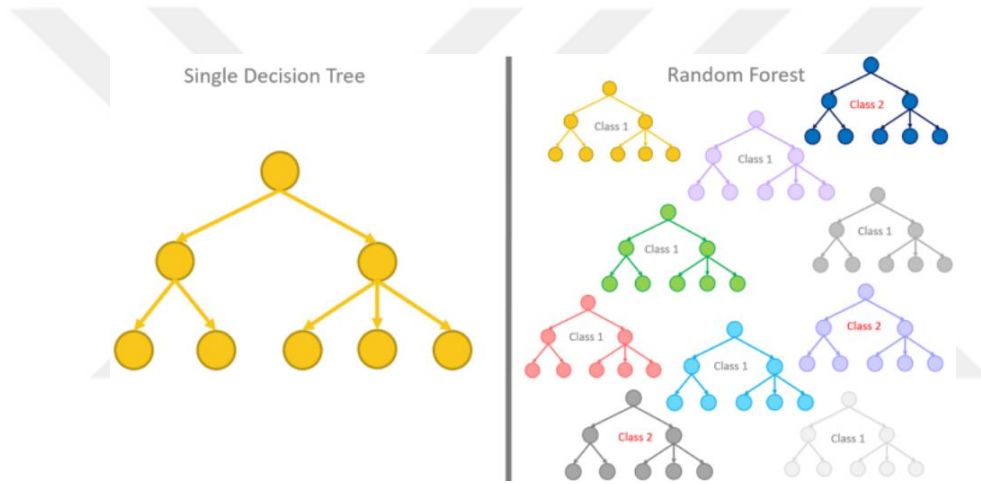
2.4.3.7 CART Modeli

CART modeli, karar destek araçları içinde önemli bir yere sahiptir. Bu model, veri setlerini alt kümelerine ayırarak çalışır ve bu sayede karmaşık yapıları basitleştirir. Her bir düğüm noktasında, veri setini en iyi şekilde ayıracak değişken ve eşik değeri seçilir. Bu işlem, modelin tahmin gücünü artırmak için veri setinin homojen alt gruplara bölünmesini sağlar. CART modeli, hem sınıflandırma hem de regresyon problemleri için kullanılabilir. Sınıflandırma ağaçlarında, sonuç kategorik değişkenlerdir ve ağaç yapısı, veri setini belirli sınıflara ayırmak için kullanılır. Regresyon ağaçlarında ise, sonuç sürekli değişkenlerdir ve ağaç, veri setini benzer değerlere sahip alt gruplara böler. Modelin kurulması sırasında, aşırı öğrenmeyi

önlemek için budama teknikleri uygulanır. Budama, modelin genelleştirme yeteneğini artırır ve yeni verilere karşı daha iyi tahminler yapmasını sağlar. [70].

2.4.3.8 Random Forest Modeli

Random Forest yöntemi, Leo Breiman tarafından 2001 yılında geliştirilmiş ve günümüzde hem sınıflandırma hem de regresyon problemlerinde yaygın olarak kullanılan bir algoritmadır. Bu algoritmanın temel avantajı, veri setinin çeşitli alt kümeleri üzerinde çok sayıda karar ağacı inşa ederek, klasik karar ağacı modellerine göre aşırı uyuma karşı daha dirençli olmasıdır. Esasen, Random Forest algoritması, birden fazla karar ağacının bir araya gelerek oluşturduğu bir ansamble modelidir [71].



Şekil 2.13 Random Forest modeli

2.4.3.9 GBM Modeli

GBM modeli, çeşitli uygulama alanlarında dikkate değer başarılar elde etmiş bir makine öğrenimi algoritmasıdır. Natekin ve Knoll (2013) tarafından yapılan araştırmaya göre, GBM modelleri, uygulamanın belirli gereksinimlerine uygun olarak ayarlanabilir ve çeşitli kayıp fonksiyonları kullanılarak eğitilebilir. GBM, zayıf tahminicileri iteratif olarak geliştirerek güçlü tahmin modelleri üretme prensibine dayanmaktadır. Her iterasyonda, modelin mevcut hatalarını minimize edecek yeni bir tahminci entegre edilir. Bu işlem, seçilen kayıp fonksiyonunu minimize etme amacıyla yönetilir ve böylece modelin tahmin kabiliyeti iyileştirilir. GBM'nin etkinliği, model karmaşıklığının etkin yönetimi ile yakından ilişkilidir. Modelin aşırı uyumunu

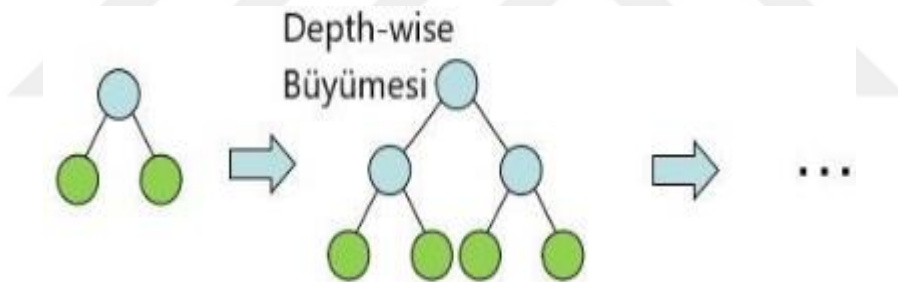
önlemek ve genelleştirme kapasitesini muhafaza etmek adına, karmaşıklık üzerinde özenli bir denge sağlanmalıdır [72].

GBM modelinin ana denklemi şu şekilde ifade edilebilir:

$$F(x) = F_0(x) + \sum_{m=1}^M \gamma_m h_m(x) \quad (2.112)$$

2.4.3.10 XGBoost Modeli

XGBoost, makine öğrenimi alanında verimli ve etkili bir model oluşturma süreci için tasarlanmıştır. Bu algoritma, özellikle büyük veri setleri üzerinde çalışırken kaynak kullanımını optimize eder ve modelin genelleme yeteneğini artıran düzenleme teknikleri içerir. LightGBM ve CATBoost gibi diğer algoritmalarla karşılaştırıldığında, XGBoost'un aşırı uyuma karşı daha dirençli olmasını sağlayan yenilikçi düzenleme yöntemleri bulunmaktadır. Bu sayede, model daha hızlı bir şekilde eğitilebilir ve daha yüksek performans gösterebilir.



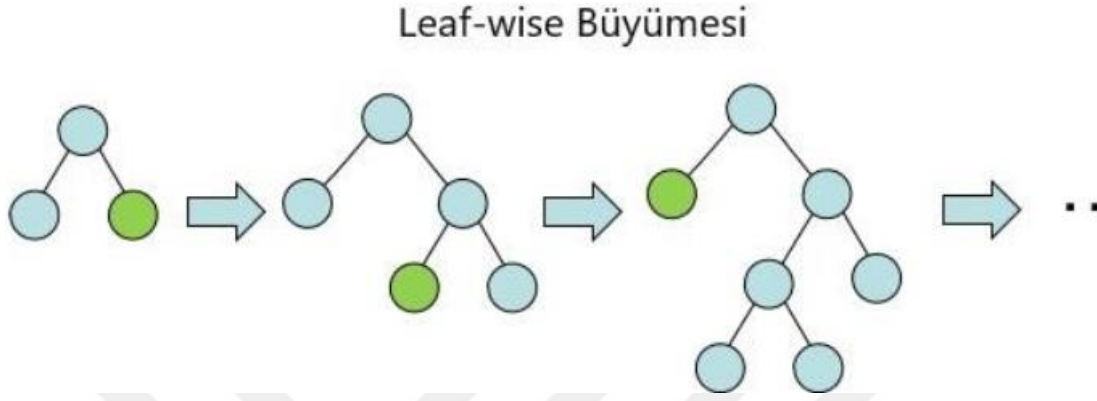
Şekil 2.14 XGBoost modeli

XGBoost, geniş bir uygulama yelpazesine sahip olan ve yüksek düzeyde performans sergileyen bir kütüphanedir. Makine öğrenimi projelerinde sıklıkla tercih edilen bu kütüphane, algoritma geliştirme sürecinde önemli bir rol oynar ve kullanıcıların veri modellerini daha hızlı ve etkin bir şekilde eğitmelerine olanak tanır [73].

2.4.3.11 LightGBM Modeli

LightGBM, karar ağaçlarına dayalı, hızlı ve yüksek performans gösteren bir gradient boosting çatısı olarak nitelendirilebilir. Diğer karar ağacı tabanlı algoritmaların aksine, LightGBM'de ağaçlar dikey olarak büyür; bu da onun özellikle sınıflandırma ve sıralama görevlerinde tercih

edilmesini sağlar. Temel alınan ve üzerine inşa edilen konsept, XGBoost metodudur. LightGBM, Microsoft'un gradient boosting altyapısını kullanarak XGBoost'un eğitim sürecinin performansını iyileştirmek amacıyla geliştirilmiştir ve level-wise büyüme yerine leaf-wise büyüme stratejisini benimser.



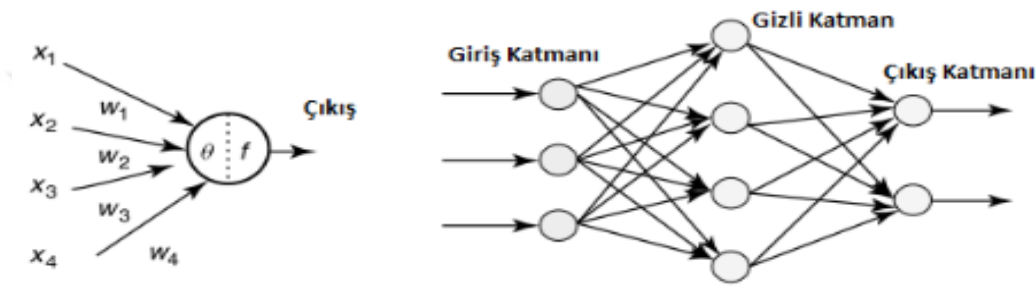
Şekil 2.15 LightGBM modeli

Veri miktarının artışıyla birlikte, LightGBM'nin hızı, geçmişten günümüze geliştirilen veri bilimi algoritmalarını geride bırakmıştır ve özellikle sınıflandırma işlemlerinde kullanılmaktadır. Büyük veri setleri için ideal olan LightGBM, küçük veri setlerinde de kullanılabilir; ancak burada beklenen etkin sonuçları sağlamayabilir. Kullanımı nispeten kolay olan LightGBM için parametre ayarlaması ise zorlayıcıdır; zira yaklaşık yüz parametreye sahiptir. En yüksek performansı elde etmek için hangi parametrelerin seçileceği ve değerlerinin ne olacağına dair tahminlerde bulunmak gerekmektedir, bu da çok sayıda kombinasyonun hesaplanmasını gerektirir ve önemli ölçüde zaman alabilir [73].

2.4.3.12 ANN (MLP) Modeli

Yapay Sinir Ağları(ANN), makine öğrenimi alanında kullanılan bir metodolojidir. İnsan beyninin bilgi işleme yeteneğini taklit etmeye çalışan matematiksel modellerdir. Bu modeller, öğrenme sürecinde veriler arasındaki karmaşık ilişkileri ve desenleri tanımlayabilir. Bir ANN, birbiriyle bağlantılı düğümlerden (yani nöronlardan) oluşur ve bu düğümler genellikle katmanlar halinde düzenlenir: bir giriş katmanı, bir veya daha fazla gizli katman ve bir çıkış katmanı. Her nöron, bir aktivasyon fonksiyonu kullanarak girdileri işler ve bir çıktı üretir. Bu işlem, ağız eğitim verilerinden öğrenmesini sağlar. ANN'ler, sınıflandırma, regresyon, desen tanıma ve tahmin gibi birçok farklı problem türünde kullanılır.

ANN modelinin başarısı, mimarisine, aktivasyon fonksiyonuna ve öğrenme algoritmasına bağlıdır. Öğrenme süreci sırasında, ağırlıklar geri yayılım algoritması kullanılarak güncellenir. Bu algoritma, çıktı katmanından başlayarak hata oranını azaltmak için ağırlıkların her katmandaki ağırlıklarını ayarlar. ANN'ler, doğrusal olmayan ve yüksek boyutlu veri setlerinde özellikle etkilidir. Ayrıca, genelleme kabiliyetleri ve adaptasyon yetenekleri sayesinde, karmaşık problemleri çözmede güçlü araçlar olarak kabul edilirler. ANN'ler, finansal tahminlerden tıbbi teşhise, robotikten pazar analizine kadar geniş bir uygulama yelpazesine sahiptir. MLP (Çok Katmanlı Algılayıcı) ise, ANN'nin en yaygın ve temel formlarından biri olduğu bilinmektedir. [74]



Şekil 2.16 Çok katmanlı algılayıcı yapısı

MLP'nin en belirgin özelliği, doğrusal olmayan problemleri çözme kapasitesidir. Bu kapasite, gizli katmanlardaki nöronların doğrusal olmayan aktivasyon fonksiyonlarını kullanmalarından ileri gelir. Aktivasyon fonksiyonları sayesinde, ağ karmaşık veri yapılarını modelleyebilir ve doğrusal olarak ayrıştırılamayan problemleri başarıyla çözebilir. MLP'nin eğitim süreci, genellikle geri yayılım algoritması aracılığıyla yürütülür. Bu süreçte, ağırlıkların çıkışındaki hata miktarı, ağırlıkların güncelleyerek düşürülmeye çalışılır. Hata, beklenen çıkış ile elde edilen çıkış arasındaki fark olarak ifade edilir ve gradyan iniş metodu ile minimize edilmeye çalışılır. Bu metod, bir fonksiyonun değişim yönlerini belirleyen gradyan değerlerini kullanır.

MLP'nin eğitimi, zorlu problemler karşısında binlerce hatta on binlerce iterasyon gerektirebilir. Eğitim sürecini ivmelendirmek için kullanılan yöntemler arasında momentum tekniği ve adaptif öğrenme oranı yer alır. Momentum tekniği, geçmiş ağırlık güncellemelerinin bir kısmını mevcut güncellemeye ekleyerek ağırlıkların yerel minimumlarda sıkışmasını önler. Adaptif öğrenme hızı, öğrenme sürecinin farklı evrelerinde öğrenme hızını ayarlayarak en iyi ağırlıklara daha hızlı ve verimli bir şekilde ulaşmayı hedefler.

MLP modelleri, karar verme bölgelerinin detaylandırılması için çok katmanlı yapıları kullanır. Tek katmanlı bir algılayıcı, sadece düzlemsel karar bölgeleri oluşturabilirken, çok katmanlı bir yapı ile her nöron, önceki katmandaki çıkışlara göre standart bir algılayıcı gibi işlev görür. Bu sayede, ağın çıkışı, nöronlar tarafından oluşturulan düzlemsel karar bölgelerinin kombinasyonlarından elde edilen dışbükey karar bölgelerini öngörebilir. Üç katmanlı bir algılayıcı, daha karmaşık karar alanları oluşturabilir. MLP modelleri, yapay zekâ ve makine öğrenimi disiplinlerinde kritik bir rol oynar. [75]

MLP'nin matematiksel temsili için, ağın her katmanındaki nöronların aktivasyonlarını hesaplamak üzere kullanılan temel denklemleri şu şekildedir:

Giriş Katmanı için:

$$x_i = \text{Girdi Değerleri}$$

Gizli Katmanlar için:

$$z_j^{(l)} = \sum_i w_{ij}^{(l)} x_i + b_j^{(l)} \quad (2.113)$$

$$a_j^{(l)} = f(z_j^{(l)}) \quad (2.114)$$

Burada $Z_j^{(l)}$ i katmanındaki j nöronun ağırlıklı toplamını, $w_{ij}^{(l)} x_i$ i girdisinden j nöronuna olanağırlığı $b_j^{(l)}$ ise bias değerini, $a_j^{(l)}$ ise aktivasyon fonksiyonu sonucunu temsil eder.

Çıkış Katmanı için:

$$y_k = f\left(\sum_j w_{jk}^{(L)} a_j^{(L-1)} + b_k^{(L)}\right) \quad (2.115)$$

y_k çıkış katmanındaki k nöronun çıkışını, L toplam katman sayısını, $a_j^{(L-1)}$ ise son gizli katmandaki aktivasyonları ifade eder.

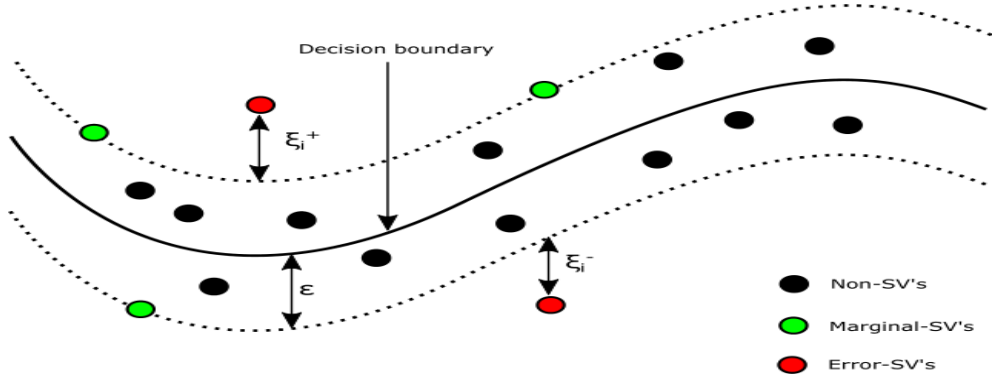
MLP'nin eğitimi sırasında kullanılan geri yayılım ve gradyan iniş algoritmaları, bu denklemler üzerinden iteratif olarak ağırlıkların güncelleyerek hata miktarını azaltmayı amaçlar. MLP modelleri, yapay zekâ ve makine öğrenimi disiplinlerinde kritik bir rol oynar ve özellikle örüntü tanıma, sınıflandırma ve regresyon problemlerinde yaygın olarak kullanılır.

2.4.3.13 SVR Modeli

Destek Vektör Regresyonu (SVR), destek vektör makinelerinin regresyon problemlerine uygulanmış bir versiyonudur. Hem lineer hem de lineer olmayan sınıflandırma modellerinin oluşturulmasına imkân tanır. Lineer sınıflandırma durumunda, hedef, sınıfları ayıran hiperdüzlemler ile destek vektörleri arasındaki marjı maksimize etmektir. Destek vektörleri, sınıflandırma hiperdüzlemlerine en yakın veri noktalarını temsil eder. Lineer olmayan sınıflandırma için ise, verileri daha yüksek boyutlu bir uzaya çekirdek fonksiyonu yardımıyla taşıyarak sınıflandırma problemi çözülmeye çalışılır. Bu dönüşüm sırasında da amaç, sınıfları ayıran hiperdüzlemler ile destek vektörleri arasındaki marjı maksimize etmektir. Modelin kullandığı denklem 2.108'de yer aldığı gibi ifade edilir:

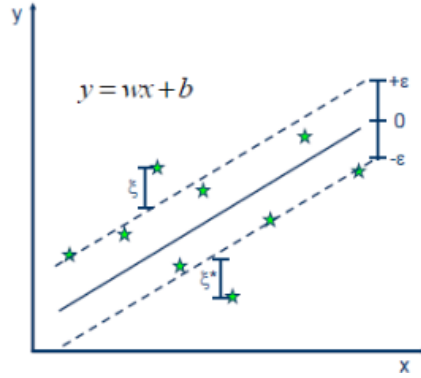
$$\text{MIN } \sum_{i=1}^n (y_i - w_i \cdot x_i)^2 \quad (2.116)$$

SVR, epsilon duyarlılık kaybı fonksiyonunu kullanarak, belirli bir epsilon değeri içinde kalan hataları sıfır olarak kabul eder. SVR algoritmasının uygulanması sırasında, tahmin performansını iyileştirmek için dört ana parametre ayarlanmalıdır. İlk olarak, kullanılacak çekirdek fonksiyonun tipi belirlenmelidir. İkinci parametre olan C, düzenleme parametresi olarak adlandırılır ve değeri arttıkça, ayrılamayan veri noktaları için daha büyük cezalar uygulanarak modelin aşırı öğrenmesine yol açabilirken, çok düşük değerler modelin yetersiz öğrenmesine sebep olabilir. Üçüncü parametre olan Epsilon, belirlenen aralıkta hata değerleri için herhangi bir ceza uygulanmamasını sağlar. Son olarak, radial çekirdek fonksiyonunda kullanılan Gamma parametresi, bu fonksiyonun standart sapma değeri olarak düşünülebilir ve modelin ne kadar esnek olacağını belirler. SVR, finansal tahminlerden tıbbi görüntü analizine kadar çeşitli alanlarda kullanılmaktadır ve makine öğrenmesi modelleri arasında önemli bir yere sahiptir. [76]

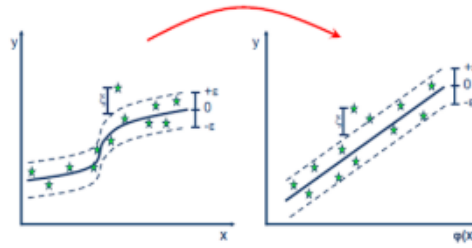


Şekil 2.17 Destek vektör regresyonunun yapısı

SVR’de kullanılan dört ana parametrenin artırılması SVR modelinin performansını doğrudan etkiler ve en iyi sonuçları almak için dikkatli bir şekilde seçilmelidir. [77]



Şekil 2.18 Lineer SVR modeli



Şekil 2.19 Lineer Olmayan SVR modeli

- Çekirdek Fonksiyonu (K): Veriyi yüksek boyutlu bir uzaya taşımak için kullanılır. Lineer olmayan problemler için popüler çekirdek fonksiyonlarından biri Radial Basis Function (RBF) çekirdeğidir.

$$K(x_i, x_j) = e^{-\gamma \|x_i - x_j\|^2} \quad (2.117)$$

- Düzenleme Parametresi C: Modelin karmaşıklığını kontrol eder. Çok büyük değerler aşırı öğrenmeye, çok küçük değerler ise yetersiz öğrenmeye yol açabilir.

$$C > 0 \quad (2.118)$$

- Epsilon (ε): Hata toleransını belirler. Epsilon değeri içindeki hatalar için model ceza uygulamaz.

$$|y_i - f(x_i)| < \varepsilon \quad (2.119)$$

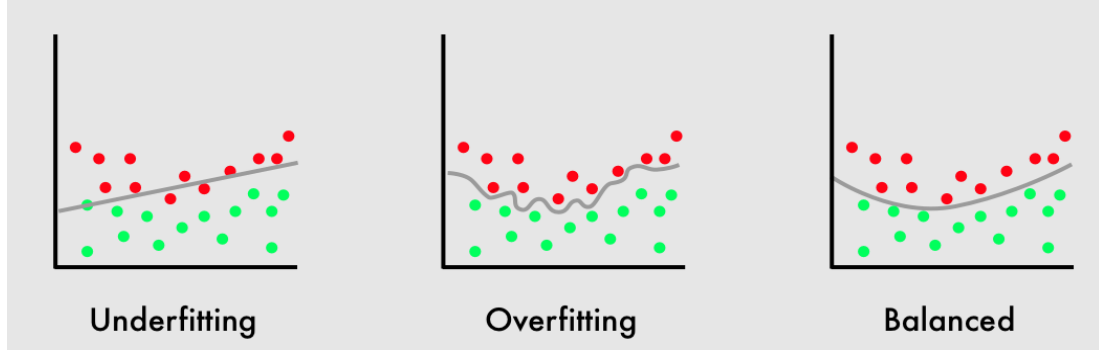
- Gamma (γ): RBF çekirdeğinde kullanılır ve çekirdek fonksiyonunun ne kadar etkili olacağını belirler.

$$\gamma > 0 \quad (2.120)$$

2.4.3.14 Makine Öğreniminde Aşırı Öğrenme Sorunu

Makine öğrenimi disiplini, modelin eğitim verilerine aşırı uyum sağlaması ve yeni, görünmeyen verilere genelleme yapamaması durumu olan overfitting, önemli bir sorun olarak karşımıza çıkar. Overfitting, modelin eğitim verilerindeki gürültüyü ve rastgele özellikleri öğrenmesine yol açarak, gerçek dünya verilerine uygulanabilirliğini azaltır. Diğer yandan, underfitting ise modelin veri setinin içerdiği yapısal karmaşıklığı ve öğrenme kapasitesini yeterince yakalayamaması durumudur.

Dietterich, overfitting ve underfitting ile mücadele etmek için çeşitli stratejiler önerir. Ancak, bu stratejiler gerçek veri setlerinde test edildiğinde, genellikle sezgisel algoritmalar (örneğin, gradyan inişi veya ağgözlü arama) daha kötü performans gösterir. En iyi model uyumunu bulma çabası, verilerdeki gürültüyü ve rastgele özellikleri öğrenerek, modelin genelleme yeteneğini azaltabilir.



Şekil 2.20 Makine öğreniminde aşırı uyum, yetersiz uyum ve dengelenmiş

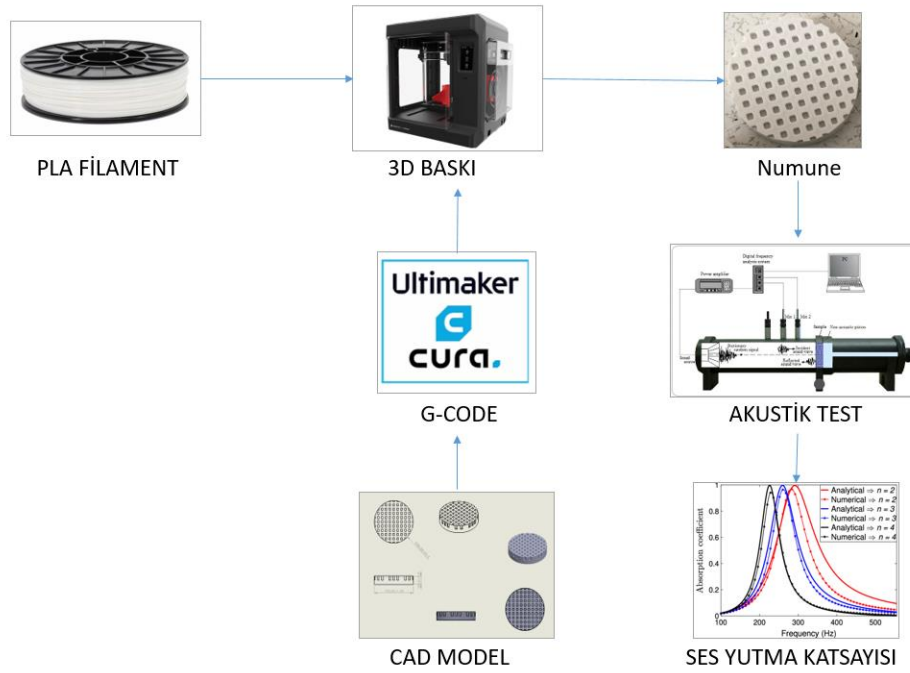
Makine öğrenimi araştırmalarında istatistiksel yöntemlerin kullanımı, bu paradoksu çözmekte kritik bir rol oynar. Öğrenme algoritmalarının, eğitim verilerindeki performansını değil, yeni veri noktalarındaki tahmin doğruluğunu maksimize etmesi gerektiği vurgulanır. Eğitim verilerine aşırı uyum sağlamak, modelin genelleme yeteneğini olumsuz etkileyebilir ve bu nedenle dikkatle ele alınması gereken bir konudur. [78]

BÖLÜM 3

MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 MATERYAL

Bu bölümde, akustik özelliklerin belirlenmesi amacıyla kullanılacak numunelerin tasarımı incelenecek, uygun malzeme seçimi üzerinde durulacak ve numunelerin üretim süreci adım adım açıklanacaktır. Bu süreçte, numunelerin geometrik özellikleri, malzeme özellikleri, üretim yöntemleri gibi önemli detaylar üzerinde durulacaktır. Şekil 3.1’de bu aşamalar görülmektedir.



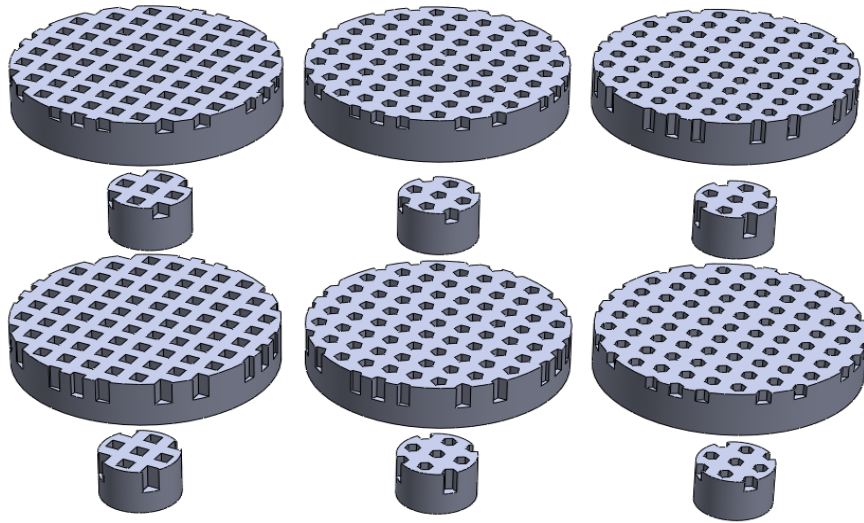
Şekil 3.1 Akustik özelliklerin belirlenmesi şematiği

3.1.1 Numunelerin Geometrik Yüzey Tasarımlarının Modellenmesi

Akustik malzeme tasarımında yüzey geometrisinin ses yutma kapasitesi üzerindeki kritik etkisi, bilinen bir gerçektir. Bu bağlamda, kaynaklarda mevcut bilgi boşluğunu doldurmak adına,

arttırılmış çokgen geometrilerin akustik performans üzerindeki potansiyel etkilerini incelemek üzere yeni tasarımlar geliştirilmiştir. Bu geometrilerin modellenmesi için SolidWorks yazılımı kullanılmıştır. SolidWorks'ün sağladığı hassas modelleme yetenekleri, karmaşık geometrilerin ve yüzey tasarımlarının oluşturulmasını kolaylaştırmaktadır. Modellenen geometrilerde, ses dalgalarının yüzey ile etkileşimini ve malzemenin ses yutma katsayısının belirlenebilmesi için mevcut geometrilerde 5 mm ve 10 mm derinliklerinde yüzey çukurları oluşturulmuştur. Ayrıca, empedans tüpü deney standartlarına uygun olarak, 100mm ve 29mm çaplarında numuneler tasarlanmıştır, böylece elde edilen sonuçlar endüstri standartları ile uyumlu hale getirilmiştir.

Şekil 3.2'de gösterilen tasarımlar, akustik performansın hassas geometrik yapılandırmalar aracılığıyla nasıl uygulanabileceğini göstermek üzere özel olarak geliştirilmiştir. Dörtgen, beşgen ve altıgen gibi çeşitli çokgen formlarının, yüzey derinliklerinin artmasıyla akustik verimlilik üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Her bir geometri, akustik performansı en üst düzeye çıkarmak amacıyla, yüzey derinliklerinin farklılıklarını dikkate alarak üretilmiştir.



Şekil 3.2 Numunelerin CAD görüntüleri

3.1.2. Numunelerin Akustik Malzeme Seçimi ve Özellikleri

Bu çalışmada, PLA temel malzeme olarak tercih edilmiştir. Yenilenebilir kaynaklardan türetilen ve endüstriyel kompostlama koşullarında biyolojik olarak parçalanabilen bu termoplastik alifatik poliestere, sürdürülebilir çevresel uygulamalar ve üstün akustik performans için önemli faydalar sağlamaktadır. PLA'nın yüksek dayanım ve sertlik özellikleri, ses

dalgalarının yansıtılmasını, kırılmasını ve emilimini etkin bir şekilde yönetme kapasitesine katkıda bulunur, bu da akustik dalga şeklinin hassas bir şekilde düzenlenmesine olanak tanır.

PLA'nın akustik uygulamalardaki tercih sebepleri, mekanik dayanıklılığı ve işlenme kolaylığı ile ilişkilendirilebilir. Bu özellikler, geometrik yüzey tasarımlarının hassasiyetle oluşturulmasını mümkün kılar. Ayrıca, PLA'nın ses yalıtımı ve emilimi gibi akustik özellikleri, malzemenin yoğunluğu ve elastik modülü gibi temel fiziksel parametrelerle doğrudan bağlantılıdır. Bu parametreler, ses dalgalarının malzeme içerisindeki iletim hızını ve yansıma, kırılma, emilim gibi davranışları belirleyici bir şekilde etkiler. Numune tasarım sürecinde, ses dalgalarının dağılımını ve emilimini iyileştirecek şekilde düzenli veya düzensiz geometrik yüzey desenlerinin entegrasyonu da önem arz eder.

Bu çalışmalar kapsamında, bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımları aracılığıyla modellenen tasarımlar, 3D baskı teknolojisi kullanılarak Polilaktik Asit (PLA) malzemesinden hassas bir şekilde üretilmektedir. PLA'nın düşük erime noktası ve mükemmel akışkanlık özellikleri, karmaşık yüzey geometrilerinin ve tasarımlarının detaylı bir şekilde gerçekleştirilmesini sağlar. Ekonomik açıdan, PLA, diğer termoplastik polimerlere kıyasla etkin bir alternatif sunmakta olup, prototipleme ve küçük ölçekli üretim faaliyetleri için özellikle tercih edilmektedir.

Bu çalışmada PLA'nın akustik malzeme olarak kullanılması, malzemenin mekanik ve fiziksel niteliklerinin yanı sıra numunelerin geometrik yüzey tasarımları ile sinerjik bir etkileşim içinde maksimum akustik verimliliğe ulaşmayı amaçlanmaktadır. Bu süreç, akustik mühendisliği ve malzeme bilimi alanlarının birleştiği, multidisipliner bir yaklaşımı gerektirir. Tasarım aşamasında, ses dalgalarının davranışını etkileyebilecek yüzey desenleri, boyutlar ve şekiller gibi çeşitli faktörler dikkate alınmaktadır. PLA'nın seçilmesi, malzemenin fiziksel ve mekanik özelliklerinin yanı sıra ekonomik ve çevresel sürdürülebilirlik yönünden de avantajlar sunmaktadır. Bu avantajlar, akustik performansın iyileştirilmesine katkıda bulunurken, üretim sürecinin verimliliğini ve çevresel uygunluğunu da arttırmaktadır.

eSUN tarafından üretilen PLA+ filament, teknik özellikleriyle istenen performans standartlarını karşıladığı için üretim süreçlerinde tercih edilen malzeme olmuştur. Yoğunluğu 1.23 g/cm^3 olan bu filament, hafifliğiyle dikkat çeker ve enerji verimliliği sağlar. Çekme mukavemeti 63 MPa ile yüksek dayanıklılık sunar ve bu sayede baskılar uzun ömürlü olur. %20 kopmada

uzama oranı, malzemenin esnek olduğunu ve darbelere karşı bir miktar esneyebileceğini gösterir.

74 MPa eğilme mukavemeti ve 1973 MPa eğilme modülü, bükülme ve eğilme streslerine karşı yüksek direnç sunar. 9 kJ/m² IZOD darbe dayanımı ile ani darbelere karşı dayanıklılık sergiler. Baskı parametreleri açısından, 210 - 230°C ekstruder sıcaklığı PLA+ filamentinin geniş bir sıcaklık aralığında işlenebilir olmasını sağlar. 45 - 60°C yapı platformu sıcaklığı, baskının tablaya iyi yapışmasını ve soğuma sırasında çarpılmanın önlenmesine yardımcı olur. %100 fan hızı, baskının soğutulmasını ve daha iyi detaylandırma ile sonuçlanmasını sağlar. 40 - 100 mm/s baskı hızı ise hızlı ve verimli baskı süreçlerine olanak tanır.

3.1.3 Numunelerin Yüzey Tasarımlarının PLA Malzemesi ile Üretimi

Tasarlanan numunelerin 3D yazıcıya transferi ve yazdırma parametrelerinin ayarlanması için, G-kodu dosyasına dönüştürülmesi zorunludur. G-kodu, 3D yazıcıların hareketlerini ve diğer fonksiyonlarını yöneten bir sayısal kontrol programlama dilidir. Bu kodlar, yazıcının hareket zamanını ve konumunu, çalışma hızını, uygulanacak sıcaklıkları ve diğer birçok parametreyi tanımlar. SolidWorks programından tasarımı gerçekleştirilen numunelerin STL uzantılı dosyaları UltiMaker Cura 5.7.1 programına aktarılarak G-kodları oluşturulmuştur. Ardından G-kodları Creality Ender-3 V2 Neo model yazıcıya aktarılarak üretim gerçekleştirilmiştir. Numuneler %100 fan hızında, 220°C ekstruder, 50°C yapı platformu sıcaklığında, 40 mm/s baskı hızında, %80 doluluk oranında üretilmiştir. Üretimi gerçekleştirilen numunelerin görüntüleri şekil 3.3'da yer almaktadır.



Şekil 3.3 Üretilen numuneler

3.1.4 Numunelerin Adlandırılması

Dörtgen, beşgen ve altıgen yüzey geometrileri modellenerek numunelerin üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretimi gerçekleştirilen numunelerin adlandırmaları sahip olduğu yüzey geometrisi ilk ismi, yüzey geometri derinliği ise, ikincil ismini temsil edecek şekilde yapılmıştır. Çizelge 3.1’de aynı bölüm içerisinde yer alan numuneler aynı deney düzeneğine sokularak değerlendirilmesi sebebi ile Genel Adlandırmaları ile anılacaklardır.

Çizelge 3.1 Numunelerin Adlandırılması

Geometri	Derinlik (mm)	Çap (mm)	Adlandırma	Genel Adlandırma
Dörtgen	5	29	4×5×29	4×5
Dörtgen	5	100	4×5×100	
Dörtgen	10	29	4×10×29	4×10
Dörtgen	10	100	4×10×100	
Beşgen	5	29	5×5×29	5×5
Beşgen	5	100	5×5×100	
Beşgen	10	29	5×10×29	5×10
Beşgen	10	100	5×10×100	
Altıgen	5	29	6×5×29	6×5
Altıgen	5	100	6×5×100	
Altıgen	10	29	6×10×29	6×10
Altıgen	10	100	6×10×100	

3.2 YÖNTEM

3.2.1 Akustik Özelliklerinin Belirlenmesi

Bu bölümde, malzemelerin akustik özelliklerinin nasıl belirlendiğini ayrıntılı bir şekilde ele alınacaktır. İlk olarak, empedans tüpü kullanılarak malzemenin frekans değerlerine göre ses yutma katsayıları ölçülecektir. Bu yöntem, malzemenin akustik performansını değerlendirmek için kritik öneme sahiptir.

Daha sonra, modal analiz yöntemiyle malzemenin doğal frekansları ve titreşim modları incelenecektir. Bu analiz sayesinde, malzemenin yapısal bütünlüğü ve ses yalıtımı kapasitesi hakkında önemli bilgiler elde edilmesi hedeflenmektedir. Son olarak, yapay zekâ teknikleri ile malzemenin akustik özellikleri üzerine makine öğrenimi modelleri eğitilecek ve bu modeller, malzemenin akustik davranışını tahmin etmek için kullanılacaktır. Yapay zekânın, büyük veri

setlerinden tahminle malzemenin akustik performansının değeriendirilebileceği ve yeni malzemelerin geliştirilmesinde yardımcı olabileceği ön görülmektedir.

3.2.1.1 Empedans Tüpü Deney Uygulaması

Empedans tüpü test düzeneğinde, iki farklı ölçüm tüpü kullanılmaktadır: Büyük t p 50-1600 Hz, k  k t p ise 200-6400 Hz frekans aralıklarında ölçümler için tercih edilmektedir. Her iki tüpte de kullanılan numune boyutları farklılık göstermektedir; büyük tüpte numuneler 100 mm, k  k tüpte ise 29 mm çapında hazırlanmaktadır. PLA malzemesinden üretilen 12 adet test numunesinin 6 adedi büyük tüpe göre 100 mm çapında, diğer 6 adedi ise k  k tüpe göre 29 mm çapında üretilmiştir. Bu yöntem, geniş bir frekans aralığında test yapabilme olanağı sağlamaktadır.

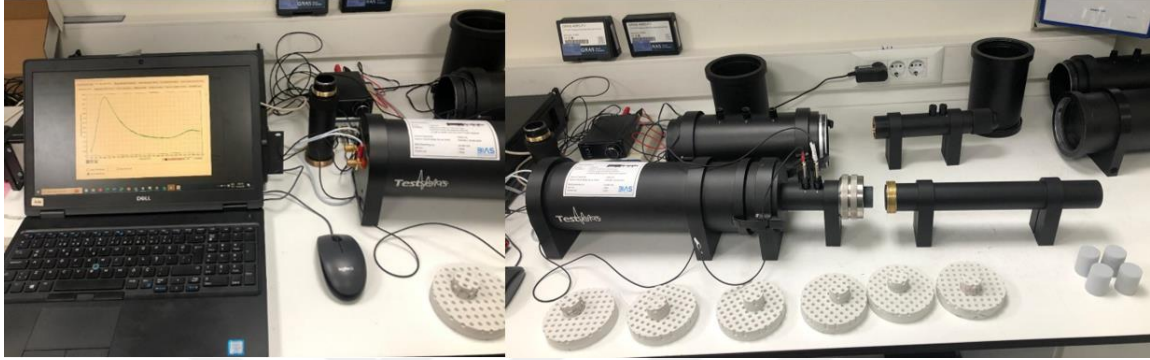
Test numune örneğinin, empedans tüpü içerisindeki piston mekanizması aracılığıyla hareket ettirilen rijit plakaya uygun bir konumlandırma ile yerleştirilmesi esastır. Örneğin aşırı derecede sıkı ya da gevşek monte edilmesi, deney sonuçları üzerinde negatif etkilere yol açabilir; gevşek montaj durumunda, empedans tüpünün i  yüzeyleri ile örnek arasında boşluklar meydana gelebilirken sıkı montaj durumunda ise yüzey gerilmeleri oluşabilir. Bu bağlamda, numune ile tüpün iç yüzeyi arasına, izolasyon malzemesi olarak macun yapıştırıcı yerleştirilebilir. Akustik emilim katsayısının ölçümüne başlamadan önce test bilgisayarından, empedans tüpünün boyutlarının seçimi, frekans sınırlarının belirlenmesi, sinyal jeneratöründen uygun dalga formunun seçimi ve çevresel koşulların deney öncesinde kaydedilmesi gereken önemli işlemler arasındadır. Ölçümler, 25 C ortam sıcaklığında ve %60 göreceli nem oranında gerçekleştirilmiştir.

 l  m işlemlerine başlamadan önce, gerekli ayarlamaların yapılması, kablo bağlantılarının kontrol edilmesi ve mikrofonlar arası faz uyumunun sağlanması için kalibrasyon işleminin titizlikle uygulanması deneylerin stabil olarak ger ekleştireilebilmesi için şarttır.

Empedans tüpünün bir ucunda ses kaynağı bulunmakta, diğer ucunda ise test edilecek numune yerleştirilmektedir.  l  m bilgisayarındaki yazılım aracılığıyla beyaz gürültü sinyali amplifikatöre iletilir ve burada güçlendirilerek ses kaynağına aktarılır. Hoparlör, t p içerisinde düzlem dalgaların numuneye çarpması ve yansıması sonucu geniş bantlı ve sabit rastgele ses dalgaları yayar. İki sabit konumdaki mikrofonlar, ses basıncını ölçer ve elde edilen veriler iki

kanallı bir dijital frekans analizörüne aktarılır. Transfer fonksiyonunun hesaplanmasıyla ses yutum katsayısı belirlenir. Dalgaların tüp içinde ileri ve geri hareket ederek üst üste binmesi, duran dalga girişim desenine yol açar.

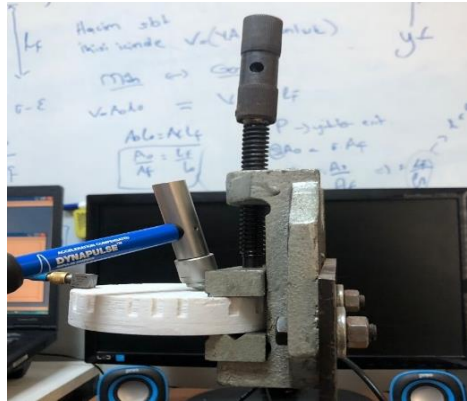
Ses yutum katsayısı ölçümlerinde kullanılan empedans tüplerinin deney düzeneği detaylı tasviri ilgili Şekil 3.4’de sunulmuştur.



Şekil 3.4 Empedans tüpü deney düzeneği ve veri toplama işlemi

3.2.1.2 Modal Analiz Deney Uygulaması

Bu bölüm, modal analiz test sürecinde kullanılan ölçüm cihazları ve analiz sürecinde tercih edilen yazılım paketleri hakkında temel bilgileri içermektedir. Analiz edilen test örneklerinin modal davranışları, ankastre durumda gerçekleştirilen titreşim analizleri ile tespit edilmiştir. Test örnekleri, bir kirişin ankastre-serbest sınır koşullarını sağlayacak biçimde, bir uçtan mengene ile sabitlenerek test edilmiştir. Numunelerin bağlandığı yapı, yapısal sönümlmeleri minimize etmek için eşit derecede sıkılaştırılmıştır. Test görseli Şekil 3.5’de sunulmuştur.



Şekil 3.5 Modal analiz test düzeneği

Numunelerin eğilme titreşimlerini uyarmak amacıyla Dytran marka 5800B5 model darbe çekici kullanılmıştır. Darbe çekicinin teknik detayları Çizelge 3.2’de yer almaktadır.

Çizelge 3.2 Darbe Çekiç Özellikleri

Özellik	5800B5	Birim
Hassasiyet	1	mV/N
Maximum Kuvvet	8900	N
Çalışma Sıcaklığı	-40/60	°C
Toplam Kütle	0.2	Kg
Toplam Uzunluk	221	mm

Uyarılan numunelerin titreşim yanıtlarını kaydetmek için üç eksenli ivmeölçer (Model No: 3093B, Dytran Instruments, Inc., USA) kullanılmıştır. Sensörler, uyarı ve yanıt sinyallerini toplamak ve analog verileri dijital formata çevirmek için Somat e DAQ lite model dinamik analizör kullanılarak entegre edilmiştir. Bu cihaz, bilgisayar ile iletişimi sağlamakta ve sinyal alımını gerçekleştirmektedir. Bilgisayarda ise, İnfield yazılımı aracılığıyla toplanan verilerin görselleştirilmesi ve analizi yapılmaktadır.



Şekil 3.6 Modal analiz veri toplama sistemi

3.2.1.3 Yapay Zekâ Algoritmalarının Uygulaması

Bu çalışmada, özgün olarak oluşturduğumuz veri seti üzerinde detaylı bir keşifsel veri analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışma python programlama dili kullanılarak JupyterLab ortamında geliştirilmiştir. Scikit-learn kütüphanesi kullanılmıştır. Analiz edilen veri seti, biri bağımlı

değişken olmak üzere toplam yedi özellik içermekte ve 7 sütun ile 3101 satırdan oluşmaktadır. İlk aşamada, veri seti yapay zekâ modellerinin gereksinimlerine uygun bir formata dönüştürülmüştür. Modelin eğitimi için seçilen veri seti, numunelerin ses yutma katsayısı değerleri ve frekans değerlerini içeren bir bağımsız değişken ve bir bağımlı değişken olarak tanımlanmıştır. Veri seti, modelin eğitim ve test süreçlerine uygun olacak biçimde ayrıştırılmış ve veri ölçekleme işlemleri titizlikle yürütülmüştür. Farklı özellikler arasındaki ölçek farklılıklarını dengelemek amacıyla StandardScaler yöntemi tercih edilmiştir. Bu sayede, modelin performansının artırılması ve elde edilen sonuçların tutarlılığının sağlanması hedeflenmiştir.

Modellerin oluşturulması aşamasında, GridsearchCV, RidgeCV, ElasticNetCV ve LassoCV metodları kullanılarak modellerin hiperparametrelerinin optimizasyonu sağlanmıştır. Her bir numune ve model için bu işlemler özel olarak uygulanmıştır. Çalışmada başvuru kütüphaneler arasında; veri manipülasyonu ve analizi için NumPy ve Pandas, görselleştirme için matplotlib, makine öğrenimi algoritmaları için scikit-learn, ve gelişmiş ensemble yöntemleri için XGBoost, Lightgbm, Catboost bulunmaktadır. Bu kütüphaneler, çalışmanın veri işleme ve modelleme aşamalarında temel yapı taşları olarak işlev görmüştür.

Veri ölçeklendirme işlemleri, Şekil 3.7’de gösterildiği üzere, StandardScaler yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu süreçte, eğitim ve test veri setleri standartlaştırılmış, ve modelin tahmin performansını değerlendirmek için henüz görülmemiş veriler (hz_tahmin) aynı dönüşüm işleminden geçirilmiştir.

```
std_scaler = StandardScaler()  
X_train = std_scaler.fit_transform(X_train)  
X_test = std_scaler.transform(X_test)  
  
hz_tahmin = std_scaler.transform(hz_tahmin)
```

Şekil 3.7 Veri ölçeklendirme işlemi

Lineer regresyon modeli, Şekil 3.9’da belirtildiği gibi oluşturulmuştur. Modelin eğitimi sırasında, test_size ve random_state parametreleri, veri setinin bölünmesinde ve modelin tutarlılığının sağlanmasında uygulanabilir hale getirilmiştir. Şekil 3.8’de sunulan son yapılandırma ile veri seti, belirtilen öznitelikler çıkarılarak ve belirlenen parametrelerle bölünmüştür.

```
X = df.drop(columns = ['4X5', '4X10', '5X5', '5X10', '6X5', '6X10'], axis = 1)
y = df['4X5']
X_train, X_test, y_train, y_test = train_test_split(X, y, test_size=0.2, random_state=100)
```

Şekil 3.8 Veri setinin bölünmesi

```
# Modelin oluşturulması
lr_model = LinearRegression()
lr_model.fit(X_train, y_train)
lr_pred = lr_model.predict(X_test)
lr_r2 = r2_score(y_test, lr_pred)
```

Şekil 3.9 Lineer regresyon modelinin oluşturulması

PLS regresyon modeli Şekil 3.10'daki gibi oluşturulmuş ve GridSearchCV metodu kullanılarak çapraz doğrulama ile en uygun bileşen sayısı belirlenmiştir; bu optimizasyon sonucunda elde edilen model, eğitim veri seti üzerinde ayarlanmış ve test veri seti üzerinde tahminlerde bulunarak, R-kare skoru ile modelin tahmin başarısı değerlendirilmiştir.

```
# Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
pls_params = {"n_components": np.arange(1,195,1)}
# Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle GridSearchCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
# Modelin tune edilmesi
pls_model = PLSRegression()
pls_cv_model = GridSearchCV(pls_model, pls_params, cv=10, n_jobs=-1)
pls_cv_model.fit(X_train,y_train)
pls_tuned_model = PLSRegression(n_components = pls_cv_model.best_params_["n_components"] )
pls_tuned_model.fit(X_train,y_train)
# Modelin tahmin değerlerinin alınması
pls_model_pred = pls_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
pls_r2 = r2_score(y_test,pls_model_pred)
```

Şekil 3.10 PLS regresyon modelinin oluşturulması

Ridge regresyon modeli Şekil 3.11'deki gibi oluşturulmuştur. RidgeCV metodu kullanılarak en uygun lambda parametresi seçilmiştir. Geniş bir aralıkta tanımlanan lambda değerleri arasından, modelin R-kare skorunu maksimize eden değer, çapraz doğrulama ile belirlenmiştir.

```
# Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
lambdas = 10*np.linspace(10,-2,100)*0.5
# Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle RidgeCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
# Modelin tune edilmesi
ridge_cv_model = RidgeCV(alphas = lambdas, scoring = "r2")
ridge_cv_model.fit(X_train, y_train)
# Modelin oluşturulması
ridge_tuned_model = Ridge(alpha = ridge_cv_model.alpha_).fit(X_train, y_train)
ridge_pred = ridge_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
ridge_r2 = r2_score(y_test, ridge_pred)
```

Şekil 3.11 Ridge regresyon modelinin oluşturulması

Lasso regresyon modeli, en uygun parametreleri belirlemek için LassoCV metodu ile optimize edilmiştir. Bu süreçte, çok geniş bir parametre yelpazesi üzerinden en iyi parametreler seçilmiştir. Daha sonra, çapraz doğrulama yöntemi kullanılarak bu parametreler arasından en uygun olanı tespit edilmiştir. Modelin ayarlanması aşamasında, belirlenen parametreler kullanılarak Şekil 3.12'deki gibi bir Lasso modeli oluşturulmuştur.

```
# Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
lambdas = 10*np.linspace(10,-10,100)*0.5
# Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle LassoCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
# Modelin tune edilmesi
lasso_cv_model = LassoCV(alphas = lambdas, max_iter = 1000)
lasso_cv_model.fit(X_train, y_train)
# Modelin oluşturulması
lasso_tuned_model = Lasso(alpha = lasso_cv_model.alpha_, max_iter = 1000)
lasso_tuned_model.fit(X_train, y_train)
lasso_pred = lasso_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
lasso_r2 = r2_score(y_test,lasso_pred)
```

Şekil 3.12 Lasso regresyon modelinin oluşturulması

ElasticNet regresyon modelinin Şekil 3.13'deki gibi oluşturulması sürecinde, ElasticNetCV metodu ile modelin en uygun parametreleri belirlenmiştir. Bu işlem, modelin doğruluğunu artırmak ve aşırı öğrenmeyi önlemek için yapılmıştır. İlk adımda, model için muhtemel parametre değerlerinin bir listesi oluşturulmuş ve bu değerler arasından en iyi sonucu verecek olanlar seçilmiştir. Model, bu parametre ile tekrar eğitilmiş ve test veri seti üzerinde tahminlerde bulunmuştur. Modelin tahmin başarısı, gerçek değerlerle tahmin edilen değerlerin karşılaştırılmasıyla elde edilen R kare skoru ile ölçülmüştür.

```
# Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
lambdas = 10*np.linspace(10,-10,100)*0.5
# Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle ElasticNetCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
# Modelin tune edilmesi
enet_cv_model = ElasticNetCV(alphas = lambdas, cv = 10)
enet_cv_model.fit(X_train, y_train)
# Modelin oluşturulması
enet_tuned_model = ElasticNet(alpha = enet_cv_model.alpha_)
enet_tuned_model.fit(X_train, y_train)
enet_pred = enet_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
enet_r2 = r2_score(y_test,enet_pred)
```

Şekil 3.13 ElasticNet regresyon modelinin oluşturulması

KNN modeli, modelin performansını en üst düzeye çıkarmak için en uygun hiperparametreleri belirlemek amacıyla GridSearchCV yöntemi kullanılarak geliştirilmiştir. Bu süreçte, model için olası tüm parametrelerin bir aralığı tanımlanmış ve bu parametreler arasından en iyi sonucu veren değer seçilmiştir.

Öncelikle, KNN modeli için potansiyel hiperparametrelerin bir listesi oluşturulmuştur. Bu liste, `n_neighbors` parametresi için 1’den 30’a kadar olan tüm tam sayı değerlerini içermektedir. Daha sonra, belirlenen parametre aralığı ile 10 katlı çapraz doğrulama yöntemi kullanılarak en iyi parametreler aranmıştır. Bu işlem sonucunda, model için en uygun `n_neighbors` değeri bulunmuştur.

Bulunan en iyi `n_neighbors` değeri ile KNN modeli yeniden eğitilmiş ve bu model test veri seti üzerinde tahminler yapmak için Şekil 3.14’deki gibi kullanılmıştır. Modelin tahmin ettiği değerler, gerçek değerlerle karşılaştırılmış ve R-kare skoru ölçülmüştür.

```
# Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
knn_params = {"n_neighbors": np.arange(1,30,1)}

knn = KNeighborsRegressor()
# Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle GridSearchCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
# Modelin tune edilmesi
knn_cv_model = GridSearchCV(knn, knn_params, cv = 10)
knn_cv_model.fit(X_train, y_train)
# Modelin oluşturulması
knn_tuned_model = KNeighborsRegressor(n_neighbors = knn_cv_model.best_params_["n_neighbors"]).fit(X_train, y_train)
knn_model_pred = knn_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
knn_r2 = r2_score(y_test, knn_pred)
error = np.sqrt(mean_squared_error(y_test, knn_model_pred))
```

Şekil 3.14 KNN modelinin oluşturulması

CART modeli, Şekil 4.13.’deki gibi oluşturulmuş ve GridSearchCV metoduyla Şekil 3.15’deki gibi en iyi parametreler araştırılmıştır. En iyi parametreleri belirlemek için, `min_samples_split` ve `max_leaf_nodes` değerleri için bir aralık tanımlanmıştır. CART modeli eğitim verileriyle eğitilmiş ve GridSearchCV metoduyla çapraz doğrulama yöntemi kullanılarak en iyi parametreler seçilmiştir. Seçilen en iyi parametrelerle CART modeli yeniden ayarlanarak eğitim verileriyle uyum sağlanmıştır. Modelin tahmin yeteneği, test veri seti üzerinde değerlendirilmiş ve R-kare skoru ile modelin performansı ölçülmüştür.

```
#### Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
cart_params = {"min_samples_split": range(2,20),
               "max_leaf_nodes": range(2,10)}

cart_model = DecisionTreeRegressor()
cart_model.fit(X_train, y_train)
#### Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle GridSearchCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
#### Modelin tune edilmesi
cart_cv_model = GridSearchCV(cart_model, cart_params, cv = 10, n_jobs = -1)
cart_cv_model.fit(X_train, y_train)
cart_cv_model.best_params
```

Şekil 3.15 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu

```
# Modelin oluşturulması
cart_tuned_model = DecisionTreeRegressor(max_leaf_nodes = 9, min_samples_split = 2)
cart_tuned_model.fit(X_train, y_train)

cart_pred = cart_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
cart_r2 = r2_score(y_test, cart_pred)
```

şekil 3.16 CART modelinin oluşturulması

Random Forest regresyon modeli, modelin performansını artırmak için en uygun parametre kombinasyonlarını belirlemek amacıyla GridSearchCV metodu şekil 3.16'daki gibi kullanılarak optimize edilmiştir. Bu süreçte, model için çeşitli parametre değerleri denenmiştir: maksimum derinlik (max_depth), dikkate alınacak maksimum özellik sayısı (max_features) ve bulunacak ağaç sayısı (n_estimators). Bu parametrelerin her biri için farklı değerler belirlenmiş ve bu değerlerin bir aralığı oluşturulmuştur.

Daha sonra, bu parametre aralıkları kullanılarak, Random Forest modeli eğitim veri seti üzerinde eğitilmiş ve çapraz doğrulama yöntemiyle en iyi parametreler seçilmiştir. Bu işlem, modelin genel başarısını ve tahmin edici gücünü artırmak için yapılmıştır.

En iyi parametreler belirlendikten sonra, model bu parametrelerle şekil 3.18'deki gibi tekrar eğitilmiştir. Modelin tahmin başarısı, gerçek değerlerle tahmin edilen değerlerin karşılaştırılmasıyla ölçülmüş ve R-kare skoru hesaplanmıştır.

```
## Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametlerin belirlenmesi
rf_params = {"max_depth": list(range(1,10)),
             "max_features": [3,5,10,15],
             "n_estimators": [100,200,500,1000,2000]}

rf_model = RandomForestRegressor()
rf_model.fit(X_train, y_train)
## Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle GridSearchCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
## Modelin tune edilmesi
rf_cv_model = GridSearchCV(rf_model,
                           rf_params,
                           cv = 10,
                           n_jobs = -1,
                           verbose = 3)
rf_cv_model.fit(X_train,y_train)
rf_cv_model.best_params_
```

şekil 3.17 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu

```
# Modelin oluşturulması
rf_tuned_model = RandomForestRegressor(max_depth = 9, max_features = 10, n_estimators = 500)
rf_tuned_model.fit(X_train, y_train)
rf_pred = rf_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
rf_r2 = r2_score(y_test, rf_pred)
```

şekil 3.18 Random Forest modelinin oluşturulması

GBM modelinin optimizasyonu, çeşitli hiperparametrelerin kombinasyonlarını değerlendirerek en uygun ayarlar yapılmıştır. Bu süreçte, learning_rate, max_depth, n_estimators ve subsample gibi parametrelerin farklı değerleri için Şekil 3.19'daki gibi model performansı GridSearchCV ile 10 katlı çapraz doğrulama kullanılarak incelenmiştir.

```
#### Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
gbm_params = {"learning_rate": [0.001, 0.01, 0.1, 0.2],
              "max_depth": [3,5,8,50,100],
              "n_estimators": [200,500,1000,2000],
              "subsample": [1,0.5,0.75]}

gbm_model = GradientBoostingRegressor()
#### Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle GridSearchCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
#### Modelin tune edilmesi
gbm_cv_model = GridSearchCV(gbm_model, gbm_params, cv=10, n_jobs = -1, verbose = 2)
gbm_cv_model.fit(X_train, y_train)
gbm_cv_model.best_params_
```

Şekil 3.19 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu

Optimizasyon sonucunda elde edilen en iyi parametrelerle Şekil 3.19'daki gibi GBM modeli eğitilmiş ve test veri seti üzerinde tahminler gerçekleştirilmiştir. Modelin başarısı, tahmin edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılmış ve R-kare skoru hesaplanmıştır.

```
gbm_model = GradientBoostingRegressor()
# Modelin oluşturulması
gbm_tuned_model = GradientBoostingRegressor(learning_rate = 0.001, max_depth = 5, n_estimators = 1000, subsample = 0.5)
gbm_tuned_model.fit(X_train, y_train)
gbm_pred = gbm_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
gbm_r2 = r2_score(y_test, gbm_pred)
```

Şekil 3.20 GBM modelinin oluşturulması

XGBoost algoritması kullanılarak bir regresyon modeli geliştirilmiş ve Şekil 3.21'deki gibi GridSearchCV metodu ile bu modelin en uygun parametreleri belirlenmiştir. Bu süreçte, farklı "colsample_bytree", "n_estimators", "max_depth" ve "learning_rate" değerleri içeren geniş bir parametre seti üzerinde çapraz doğrulama yöntemi uygulanarak en iyi sonuç veren parametre kombinasyonu tespit edilmiştir.

```
#### Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
xgb_params = {"colsample_bytree": [0.4, 0.5, 0.6, 0.9, 1],
              "n_estimators": [100,200,500,1000],
              "max_depth": [2,3,4,5,6],
              "learning_rate": [0.1,0.01,0.5]}

xgb_model = XGBRegressor()
#### Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle GridSearchCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
#### Modelin tune edilmesi
xgb_cv_model = GridSearchCV(xgb_model, xgb_params, cv = 10, n_jobs = -1, verbose = 3)
xgb_cv_model.fit(X_train,y_train)
xgb_cv_model.best_params_
```

Şekil 3.21 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu

Belirlenen en uygun parametreler kullanılarak Şekil 3.22'deki gibi model yeniden eğitilmiş ve test veri seti üzerinde tahminlerde bulunulmuştur. Modelin tahmin başarısı, gerçek değerler ile tahmin edilen değerler karşılaştırılarak ve R kare skoru hesaplanmıştır.

```
# Modelin oluşturulması
xgb_tuned_model = XGBRegressor(colsample_bytree = 0.4,
                               learning_rate = 0.01,
                               max_depth = 6,
                               n_estimators = 1000)
xgb_tuned_model.fit(X_train,y_train)
xgb_pred = xgb_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
xgb_r2 = r2_score(y_test, xgb_pred)
```

3.22 XGBoost modelinin oluşturulması

LightGBM regresyon modelinin geliştirilmesi sürecinde, Şekil 3.23'deki gibi GridSearchCV metodu kullanılarak en uygun hiperparametreler seçilmiştir. Belirlenen parametre aralıkları içerisinde, çapraz doğrulama yöntemiyle en iyi sonuçları veren parametre kombinasyonları tespit edilmiştir.

```
#### Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
lgbm_params = { "colsample_bytree": [0.4, 0.5, 0.6, 0.9, 1],
                "learning_rate": [0.01, 0.1, 0.5, 1],
                "n_estimators": [20, 40, 100, 200, 500, 1000],
                "max_depth": [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]}

lgbm_model = LGBMRegressor()
#### Modelin kurulması ve cross-validation yöntemiyle GridSearchCV metoduyla en iyi parametrelerin bulunması
#### Modelin tune edilmesi
lgbm_cv_model = GridSearchCV(lgbm_model,
                             lgbm_params,
                             cv=10,
                             n_jobs = -1,
                             verbose = 2)
lgbm_cv_model.fit(X_train,y_train)
lgbm_cv_model.best_params_
```

Şekil 3.23 GridsearchCV metoduyla parametre optimizasyonu

Şekil 3.24'deki gibi modelin ayarlanması sonrasında, test veri seti üzerinde yapılan tahminlerle modelin performansı R-kare skoru ile ölçülmüştür.

```
# Modelin oluşturulması
lgbm_tuned_model = LGBMRegressor(colsample_bytree = 0.4,
                                  learning_rate = 0.1,
                                  max_depth = 6,
                                  n_estimators = 200)
lgbm_tuned_model.fit(X_train,y_train)
lgbm_pred = lgbm_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
lgbm_r2 = r2_score(y_test, lgbm_pred)
```

Şekil 3.24 LightGBM modelinin oluşturulması

MLP modeli başarıyla oluşturulmuş ve GridSearchCV metodu kullanılarak en uygun hiperparametrelerin belirlenmesi süreci tamamlanmıştır. İlk olarak, model için potansiyel hiperparametrelerin bir aralığı tanımlanmıştır. Şekil 3.25'deki gibi bu parametreler, modelin eğitim verileri üzerindeki performansını optimize etmek için çeşitli kombinasyonlarda denenmiştir.

```
first_layer_neurons = np.arange(10, 200, 10)
second_layer_neurons = np.arange(10, 200, 10)
third_layer_neurons = np.arange(10, 200, 10)
hidden_layer_sizes = list(product(first_layer_neurons, second_layer_neurons, third_layer_neurons))

activation = ['identity', 'tanh', 'relu', 'logistic']

### Model için en iyi parametrelerin bulunması için olabilecek parametrelerin belirlenmesi
mlp_params = {"alpha": [0.1, 0.2, 0.01, 0.005, 0.04],
              "hidden_layer_sizes": hidden_layer_sizes,
              "activation": activation,
              "solver": ['lbfgs', 'sgd', 'adam']}
```

Şekil 3.25 Oluşturulan MLP modeli hiperparametreleri

MLP modeli, MLPRegressor sınıfı kullanılarak tanımlanmış ve eğitim veri seti x_train ile y_train üzerinde eğitilmiştir. Hiperparametre Optimizasyonu: Modelin hiperparametrelerini ayarlamak için çapraz doğrulama yöntemiyle birlikte Şekil 3.26'daki gibi GridSearchCV metodu uygulanmıştır. Bu süreçte, belirlenen parametre aralıkları içerisinde en iyi sonucu veren kombinasyonun seçilmiştir.

```
GridSearchCV(MLPRegressor(), mlp_params, refit = True, verbose = 3, n_jobs = -1)
```

Şekil 3.26 GridsearchCV metoduyla MLP parametre optimizasyonu

En iyi hiperparametreler kullanılarak, optimize edilmiş bir MLP modeli Şekil 3.27'deki gibi oluşturulmuştur. Tahmin edilen değerler (mlp_pred) ile gerçek değerler (y_test) karşılaştırılarak modelin R kare skoru hesaplanmıştır.

```
# Modelin oluşturulması
mlp_tuned_model = MLPRegressor(alpha = 0.005, hidden_layer_sizes = (160, 200, 70), activation = 'relu')
mlp_tuned_model.fit(X_train, y_train)

mlp_pred = mlp_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
ann_r2 = r2_score(y_test, mlp_pred)
```

Şekil 3.27 MLP modelinin oluşturulması

Destek Vektör Regresyonu (SVR) modeli oluşturulmuştur. Modelin performansını en üst düzeye çıkarmak için, hiperparametre optimizasyonu GridSearchCV metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hiperparametre aralığı, farklı 'C' (düzenleştirme parametresi), 'gamma' (çekirdek katsayısı), 'kernel' (çekirdek tipi) ve 'epsilon' (hata marjı) değerlerini içerecek şekilde, Şekil 3.28'deki gibi tanımlanmıştır.

```
param_grid = {'C': [0.1, 1, 10, 100, 1000],
              'gamma': [2, 1, 0.1, 0.01, 0.001, 0.0001],
              'kernel': ['rbf', 'linear'],
              'epsilon': [2, 1, 0.1, 0.01, 0.001, 0.0001]}
```

Şekil 3.28 Oluşturulan SVR modeli hiperparametreleri

Şekil 3.29'da görüldüğü gibi GridSearchCV, SVR() modeli üzerinde belirlenen parametre aralığı ile başlatılmış ve en iyi parametreler bulunduğundan sonra model yeniden eğitilmiştir. 'Verbose' seviyesi 3 olarak ayarlanmıştır. Optimize edilmiş SVR modeli, GridSearchCV tarafından belirlenen en iyi parametrelerle Şekil 3.30'daki gibi oluşturulmuştur.

Model, eğitim veri seti (X_train, y_train) üzerinde eğitilmiş ve test veri seti (X_test) üzerinde tahminlerde bulunmuştur. Modelin tahmin değerleri, gerçek değerler (y_test) ile karşılaştırılarak modelin performansı R kare skoru ile ölçülmüştür.

```
GridSearchCV(SVR(), param_grid, refit = True, verbose = 3)
```

Şekil 3.29 GridsearchCV metoduyla SVR parametre optimizasyonu

```
svr_rbf = SVR()
# Modelin oluşturulması
svr_tuned_model = SVR(C= 100, epsilon= 0.001, gamma= 2, kernel= 'rbf')
svr_tuned_model.fit(X_train, y_train)
svr_pred = svr_tuned_model.predict(X_test)
# Modelin tahmin değerleriyle gerçek değerlerinin karşılaştırılıp skor ve hatanın çıkarılması
svr_r2 = r2_score(y_test, svr_pred)
```

Şekil 3.30 SVR modelinin oluşturulması

Mevcut araştırmada, oluşturulan makine öğrenimi modelleri için performans ölçümü olarak R-kare istatistiği tercih edilmiştir. R-kare değeri, modelin, veri setinde gözlenen değişkenliğin ne oranda açıklandığını ortaya koyar. Bu değer 0'dan 1'e kadar bir skalada yer alır; 1 değeri modelin veri setindeki değişkenliği tam olarak aıkkladığını, 0 ise hiçbir açıklama yapmadığını belirtir. Dolayısıyla, yüksek bir R-kare değeri, modelin gözlemlediği veriler üzerinde yüksek bir açıklama gücüne sahip olduğunu ve dolayısıyla tahminlerin güvenilir olduğuna işaret eder. Bununla birlikte, R-kare değerinin her zaman kesin olmadığı ve özellikle modelin aşırı uyum riskine karşı dikkatli bir şekilde değerlendirilmesi gerektiği akılda tutulmalıdır.



BÖLÜM 4

BULGULAR

Bu bölümde, Polilaktik Asit PLA kullanılarak üretilen numuneler üzerinde yürütülen modal analiz ve empedans tüpü testlerinin sonuçlarını görselleştirerek grafiksel biçimde sunulmaktadır. Elde edilen veriler, makine öğrenimi yöntemleri kullanılarak analiz edilmiş ve bu sonuçlar da grafiksel olarak gösterilmiştir. ‘Empedans Tüpü Deneysel Test Sonuçları’ ‘Modal Analiz Test Sonuçları’, ‘Makine Öğrenimi Test Sonuçları’ başlıkları altında değerlendirilen bulgular, ‘Araştırma Bulgularının Karşılaştırılması’ başlığı altında kıyaslanmıştır.

4.1. EMPEDANS TÜPÜ DENEYSEL TEST SONUÇLARI

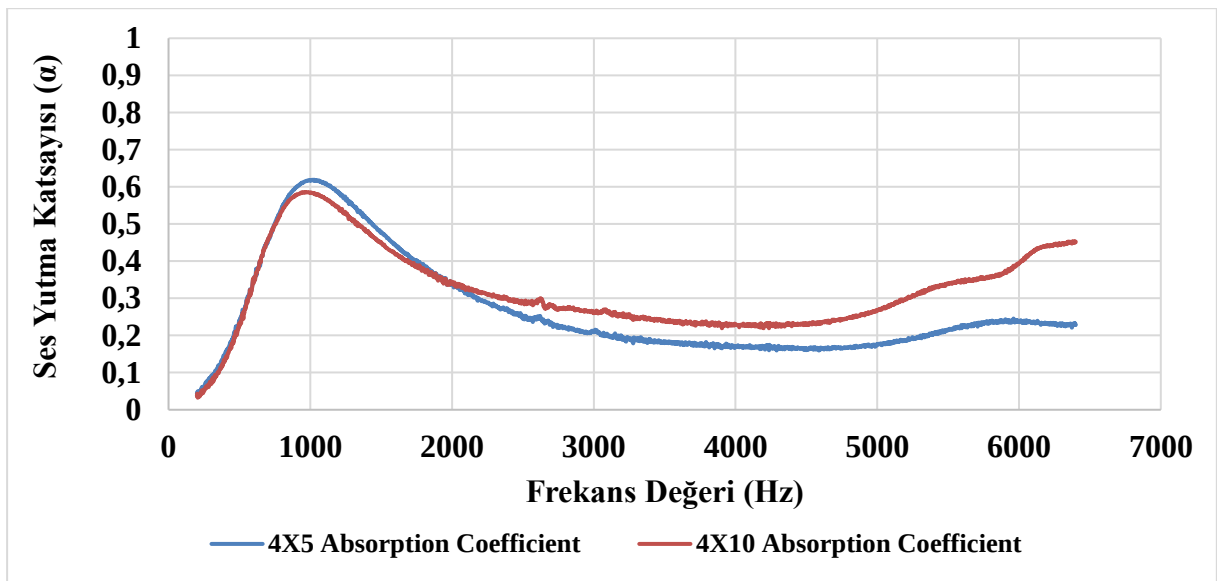
Üretimi gerçekleştirilen, 29 mm çapına sahip olan empedans tüp ile 400-6400 Hz aralığındaki frekans değerlerinde ses yutum katsayıları elde edilmiştir. 100 mm çapına sahip olan empedans tüpü ile 50-1600 Hz aralığındaki frekans değerlerinde ses yutum katsayıları elde edilmiştir. Ölçümler sonucunda, 29 mm ve 100 mm çaplarındaki her bir örnek numunenin ses yutum katsayı değerleri, 200-6400 Hz frekans aralığında birleştirilerek ayrı spektrumlar elde edilmiştir.

Böylece, her bir numune için minimum üç (3) adet frekans-ses yutum katsayısı spektrumu elde edilmiştir. Bu spektrumlar, iki (2) Hz’lik ardışık frekans değişimine bağlı olarak hesaplanan ses yutum katsayı değerlerini içerir. Her bir frekans değerine karşılık gelen üç (3) ayrı katsayı değerinin aritmetik ortalaması alınarak tek bir spektrum elde edilmiştir. Bu sayede ölçüm sonuçlarının doğruluğu artırılmıştır.

Tez çalışmasının bu bölümünde, üretimi gerçekleştirilen üç (3) farklı geometrik tasarıma ve iki (2) farklı yüzey geometri derinliğine sahip altı (6) farklı numunenin empedans tüp metoduyla belirlenen ses yutma katsayısı değerleri verilmiştir.

4.1.1. Aynı Yüzey Sonuçları

Bu bölümde sırasıyla dörtgen, beşgen ve altıgen numunelerinin ses yutma katsayısı sonuçları, 200-6400 Hz aralığında gösterilmektedir. Şekil 4.1’de dörtgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×5 ve 4×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri empedans tüpü ölçüm grafiği sunulmuştur. Bu grafikler, numunelerin davranışlarını ve ilgili parametrelerin etkileşimini detaylı bir şekilde göstermektedir.



Şekil 4.1 4×5 ve 4×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği

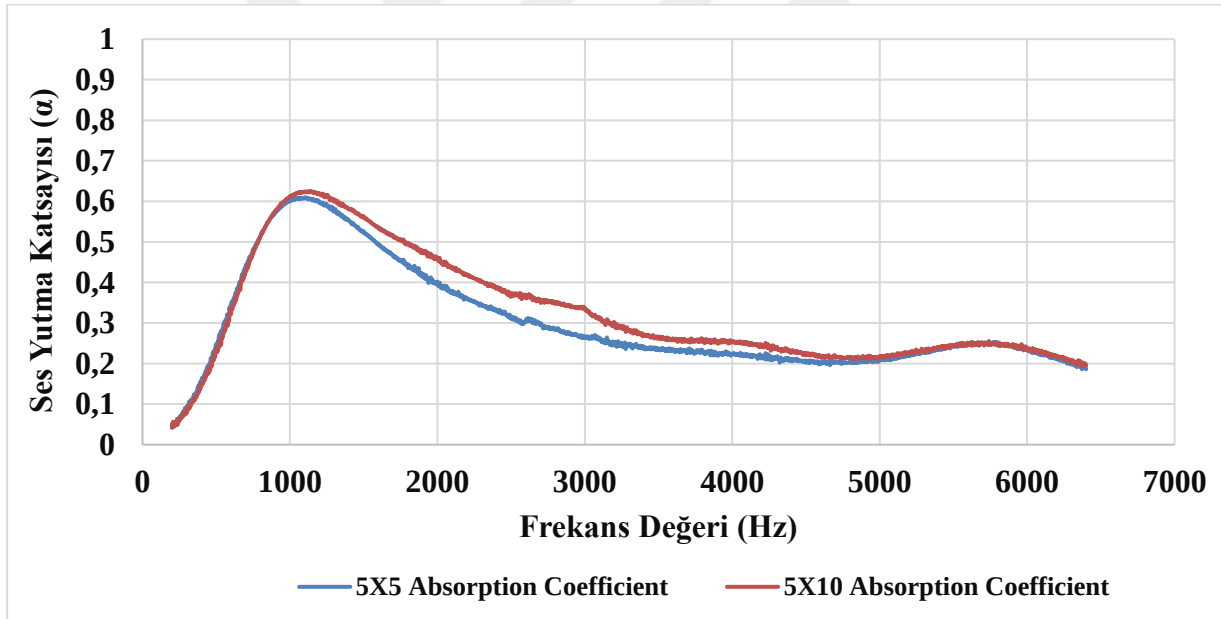
Çizelge 3.3’de dörtgen, 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip PLA numunelerin (4×5 ve 4×10) 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri grafiği numune davranışını daha rahat değerlendirebilmek amacıyla frekans davranışı referans alınarak dört (4) parçaya bölünmüştür. Ve her bir aralığın ortalama ses yutma katsayısı belirlenmiştir

Çizelge 3.3 4×5 ve 4×10 Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı

	Hz Aralığı	4×5	4×10	Performans
Düşük Frekans	200-1350	0.417223	0.39759425	4×5>4×10
Düşük Orta Frekans	1350-3500	0.293184	0.318426653	4×5<4×10
Yüksek Orta Frekans	3500-4500	0.171524	0.230459861	4×5<4×10
Yüksek Frekans	4500-6400	0.204676	0.330985858	4×5<4×10

Grafik ve Çizelge beraber incelenecek olursa 200-1000 Hz aralığında ses yutma katsayısı değerinin her iki numune için de genellikle artmakta olduğu ve birbirlerine çok yakın ses yutma performansı sergiledikleri gözlemlenebilmektedir. 4×10 olarak adlandırılan numune 1000-2000 Hz frekans değerleri arasında 4×5 adlı numunenin ses yutma performansı altında seyretmiş olsa da yüksek frekans değerlerinde ses yutma performansının da diğer numune ile kıyasla belirgin bir artış performansı gösterdiği çıkarımı yapılabilir. Düşük frekans değerlerinde 4×5 numunesinin kullanımı yüksek frekanslarda ise 4×10 adlı numunenin kullanımı ses yutma performansı bakımından daha uygun olacaktır.

Şekil 4.2’de beşgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 5×5 ve 5×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri empedans tüpü ölçüm grafiği sunulmuştur. Bu grafik, numunelerin davranışlarını ve ilgili parametrelerin etkileşimini detaylı bir şekilde göstermektedir.



Şekil 4.2 5×5 ve 5×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği

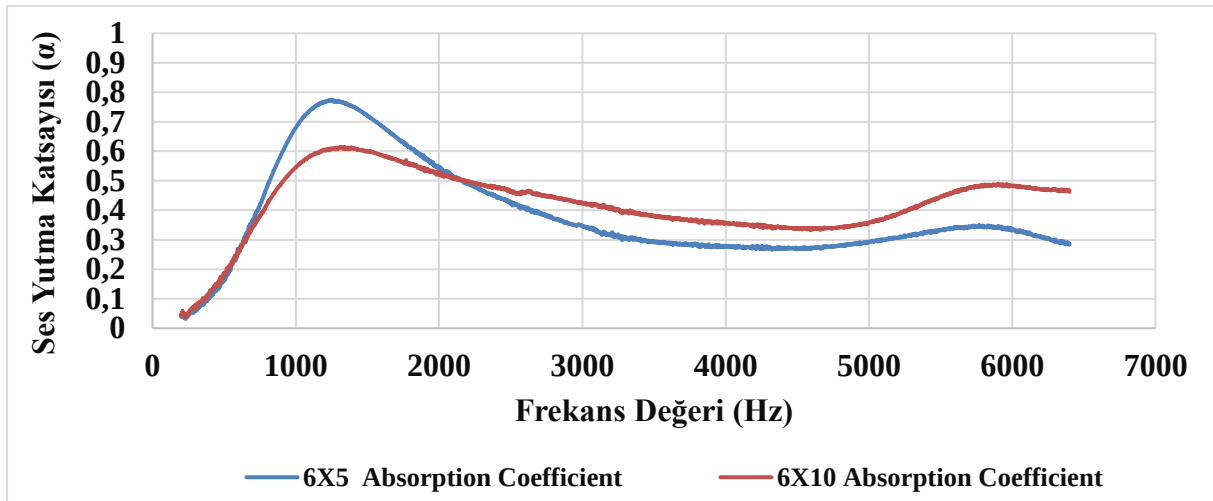
Çizelge 3.4’de beşgen, 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip PLA numunelerin (5×5 ve 5×10) 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri grafiği numune davranışını daha rahat değerlendirebilmek amacıyla frekans davranışı referans alınarak dört (4) parçaya bölünmüştür. Ve her bir aralığın ortalama ses yutma katsayısı belirlenmiştir.

Çizelge 3.4 5×5 ve 5×10 Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı

	Hz Aralığı	5×5	5×10	Performans
Düşük Frekans	200-1350	0.413964163	0.39759425	5×5>5×10
Düşük Orta Frekans	1350-3500	0.350922199	0.318426653	5×5>5×10
Yüksek Orta Frekans	3500-4500	0.221755518	0.248467516	5×5<5×10
Yüksek Frekans	4500-6400	0.222066304	0.227972269	5×5<5×10

Grafik ve Çizelge beraber incelenecek olursa 200-1000 Hz aralığında ses yutma katsayısı değerinin her iki numune için de genellikle artmakta olduğu ve performanlarının neredeyse aynı olduğu gözlemlenebilmektedir. 5×10 olarak adlandırılan numune 1000-5000 Hz frekans değerleri arasında 5×5 adlı numunenin ses yutma performansının minimal olarak üzerinde seyretmiş olsa da yüksek frekanslarda ses yutma performansları grafikten de görüldüğü üzere yaklaşık olarak aynı yutma davranışlarında bulunmuşlardır.

Şekil 4.3’de altıgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 6×5 ve 6×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri empedans tüpü ölçüm grafiği sunulmuştur. Bu grafik, numunelerin davranışlarını ve ilgili parametrelerin etkileşimini detaylı bir şekilde göstermektedir.



Şekil 4.3 6×5 ve 6×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği

Çizelge 3.5’de altıgen, 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip PLA numunelerin (6×5 ve 6×10) 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri grafiği numune davranışını daha rahat değerlendirebilmek amacıyla frekans davranışı referans alınarak dört (4) parçaya bölünmüştür. Ve her bir aralığın ortalama ses yutma katsayısı belirlenmiştir.

Çizelge 3.5 6×5 ve 6×10 Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı

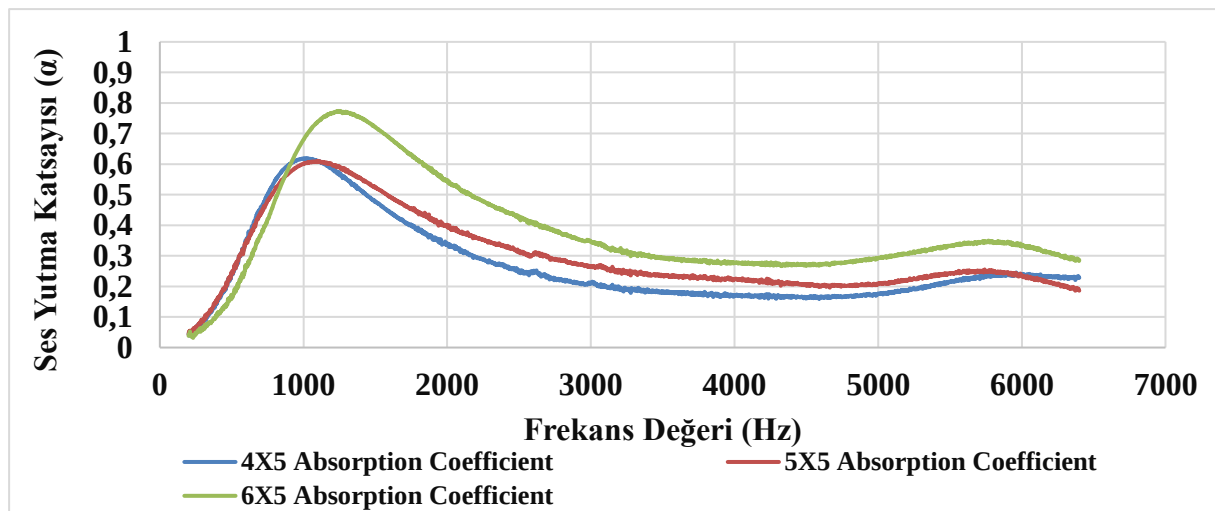
	Hz Aralığı	6×5	6×10	Performans
Düşük Frekans	200-1350	0.435401559	0.370022818	6×5>6×10
Düşük Orta Frekans	1350-3500	0.471697293	0.485085691	6×5<6×10
Yüksek Orta Frekans	3500-4500	0.278361108	0.356788000	6×5<6×10
Yüksek Frekans	4500-6400	0.310523672	0.419696129	6×5<6×10

Grafik ve Çizelge beraber değerlendirilecek olursa 200-650 Hz aralığında ses yutma katsayısı değerinin her iki numune için de artmakta olduğu ve performanlarının neredeyse aynı olduğu gözlemlenebilmektedir. 6×5 olarak adlandırılan numune 650-2000 Hz frekans değerleri arasında 6×10 adlı numunenin yaklaşık olarak %17 üzerinde ses yutma performansı sergilemiştir. Frekansın artırılması numunelerin ses yutma performanslarına zıt bir etki yaratmıştır. 6×10 adlı numune 6×5 adlı numuneye oranla ses yutma performansında yüksek seyretme davranışında bulunmuştur.

4.1.2. Farklı Yüzey Sonuçları

Bu bölümde sırasıyla dörtgen, beşgen ve altıgen numunelerinin ses yutma katsayısı karşılaştırmalı olarak 200-6400 Hz aralığında gösterilmektedir.

Şekil 4.4’de dörtgen, beşgen ve altıgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×5, 5×5 ve 6×5 adlı numunelerin 200-6400 Hz aralığında ses yutma katsayıları empedans tüpü ölçüm grafiği sunulmuştur. Bu grafikler, numunelerin davranışlarını ve ilgili parametrelerin etkileşimini detaylı bir şekilde göstermektedir.



Şekil 4.4 4×5, 5×5 ve 6×5 Empedans tüpü ses yutma grafiği

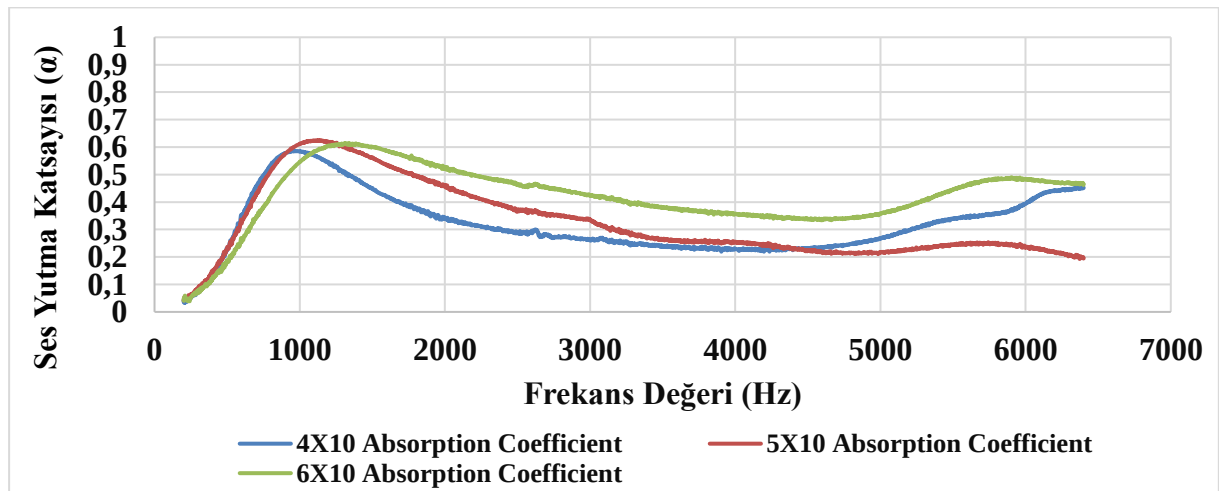
Çizelge 3.6’da dörtgen, beşgen ve altıgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip PLA numunelerin (4×5, 5×5, 6×5) 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri grafiği numune davranışını daha rahat değerlendirebilmek amacıyla frekans davranışı referans alınarak dört (4) parçaya bölünmüştür. Ve her bir aralığın ortalama ses yutma katsayısı belirlenmiştir.

Çizelge 3.6 4×5, 5×5 ve 6×5 Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı

	Hz Aralığı	4×5	5×5	6×5	Performans
Düşük Frekans	200-1350	0.417223	0.413964	0.435402	6×5>4×5>5×5
Düşük Orta Frekans	1350-3500	0.293184	0.350922	0.471697	6×5>5×5>4×5
Yüksek Orta Frekans	3500-4500	0.171524	0.221756	0.278361	6×5>5×5>4×5
Yüksek Frekans	4500-6400	0.204676	0.222066	0.310524	6×5>5×5>4×5

Grafik ve Çizelge beraber değerlendirilcek olursa 200-1000 Hz frekans aralığında ses yutma katsayısı değerinin 6×5 adlı numune için diğer iki numuneye oranla daha düşük olduğu gözlemlenebilmektedir. Frekans değerinin artması ile beraber görülmektedir ki 6×5 olarak adlandırılan numune 5×5 adlı numunenin %30, 4×5 adlı numunenin %50 üzerinde yutma performansı sergilemiştir. 4×5 adlı numunenin düşük frekans değerlerinde 5×5 adlı numuneye kıyasla daha iyi ses yutma performansı sergilediği ancak 1000-6000 Hz değerine kadar 5×5 adlı numunenin göstermiş olduğu ses yutma performansının 4×5 adlı numuneye kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 4.5’de dörtgen, beşgen ve altıgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×10, 5×10 ve 6×10 adlı numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayıları empedans tüpü ölçüm grafiği sunulmuştur.



Şekil 4.5 4×10, 5×10 ve 6×10 Empedans tüpü ses yutma grafiği

Çizelge 3.7’de dörtgen, beşgen ve altıgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip PLA numunelerin (4×10, 5×10, 6×10) 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri grafiği numune davranışını daha rahat değerlendirebilmek amacıyla frekans davranışı referans alınarak dört (4) parçaya bölünmüştür. Ve her bir aralığın ortalama ses yutma katsayısı belirlenmiştir.

Çizelge 3.7 4×10, 5×10 ve 6×10 Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı

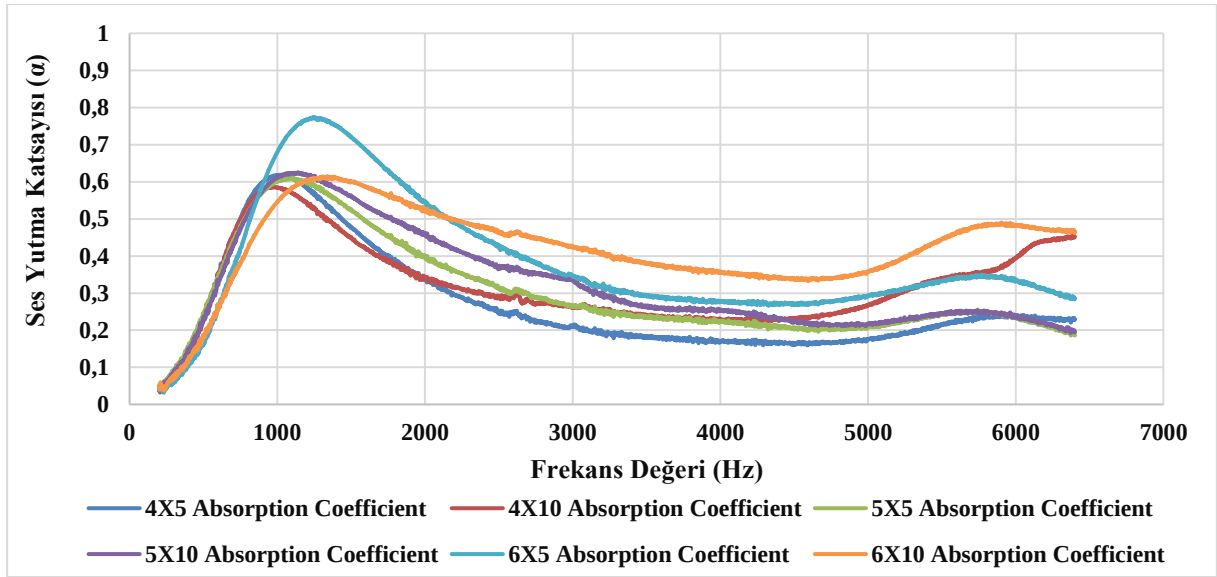
	Hz Aralığı	4×10	5×10	6×10	Performans
Düşük Frekans	200-1350	0.397594	0.415294	0.370023	5×10>4×10>6×10
Düşük Orta Frekans	1350-3500	0.318427	0.403059	0.485086	6×10>5×10>4×10
Yüksek Orta Frekans	3500-4500	0.23046	0.248468	0.356788	6×10>5×10>4×10
Yüksek Frekans	4500-6400	0.330986	0.227972	0.419696	6×10>4×10>5×10

Grafik ve Çizelge beraber değerlendirilcek olursa 200-1000 Hz frekans aralığında ses yutma katsayısı değerinin 6×10 adlı numune için diğer iki numuneye oranla, 4×10 adlı numunenin ise 5×10 adlı numuneye oranla daha düşük olduğu gözlemlenebilmektedir.

Ancak frekans değerinin yüksek orta frekans olarak tanımlayabildiğimiz 4500 Hz değerlerine kadar artması ile beraber görülmektedir ki 4×10 adlı numune 5×10 adlı numuneye kıyasla, 5×10 adlı numune ise 6×10 adlı numuneye kıyasla daha düşük yutma performansı sergilemişlerdir. 4500- 6400 Hz frekans değerleri arasında ise 4×10 adlı numune davranışını pozitif yönlü değiştirerek neredeyse 6×10 adlı numune ile aynı yutma performansı sergileyecek konuma gelmiştir. 5×10 adlı numune yüksek negatif yönlü bir davranışa geçmiştir. Sonuç olarak 4×10 adlı numunenin dikkat çekici bir şekilde yüksek frekans değerlerinde ses yutuculuk performansında artış olduğu çıkartımı yapılabilmektedir.

4.1.3. Tüm Numunelerin Sonuçları

Bu bölümde tüm numunelerin numunelerinin ses yutma katsayısı karşılaştırmalı olarak 200-6400 Hz aralığında gösterilmektedir. Şekil 4.6’da tüm numunelerin (4×5, 4×10, 5×5, 5×10, 6×5, 6×10) 200-6400 Hz aralığındaki numunelerin ses yutma katsayısı verileri empedans tüpü ölçüm grafiği sunulmuştur. Bu grafik, numunelerin davranışlarını ve ilgili parametrelerin etkileşimini detaylı bir şekilde göstermektedir.



Şekil 4.6 Tüm Empedans tüpü ses yutma grafiği

Çizelge 3.8’de tüm numunelerin (4×5, 4×10, 5×5, 5×10, 6×5, 6×10) 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri grafiği numune davranışını daha rahat değerlendirebilmek amacıyla frekans davranışı referans alınarak dört (4) parçaya bölünmüştür. Ve her bir aralığın ortalama ses yutma katsayısı belirlenmiştir.

Çizelge 3.8 Tüm Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı

Frekans	Hz Aralığı	4×5	4×10	5×5	5×10	6×5	6×10
Düşük	200-1350	0.4172	0.3975	0.4139	0.4152	0.4354	0,3700
Düşük Orta	1350-3500	0.2931	0.3184	0.3509	0.4030	0.4716	0,4850
Yüksek Orta	3500-4500	0.1715	0.230	0.2217	0.2484	0.2783	0,3567
Yüksek	4500-6400	0.2046	0.3309	0.2220	0.2279	0.3105	0,4196

Tüm numunelerin ortalama ses yutma katsayıları belirlenen aralıklara göre büyükten küçüğe göre Çizelge 3.9’da sıralanmıştır.

Çizelge 3.9 Tüm Numunelerin belirtilen aralıkta ortalama ses yutma katsayısı sıralaması

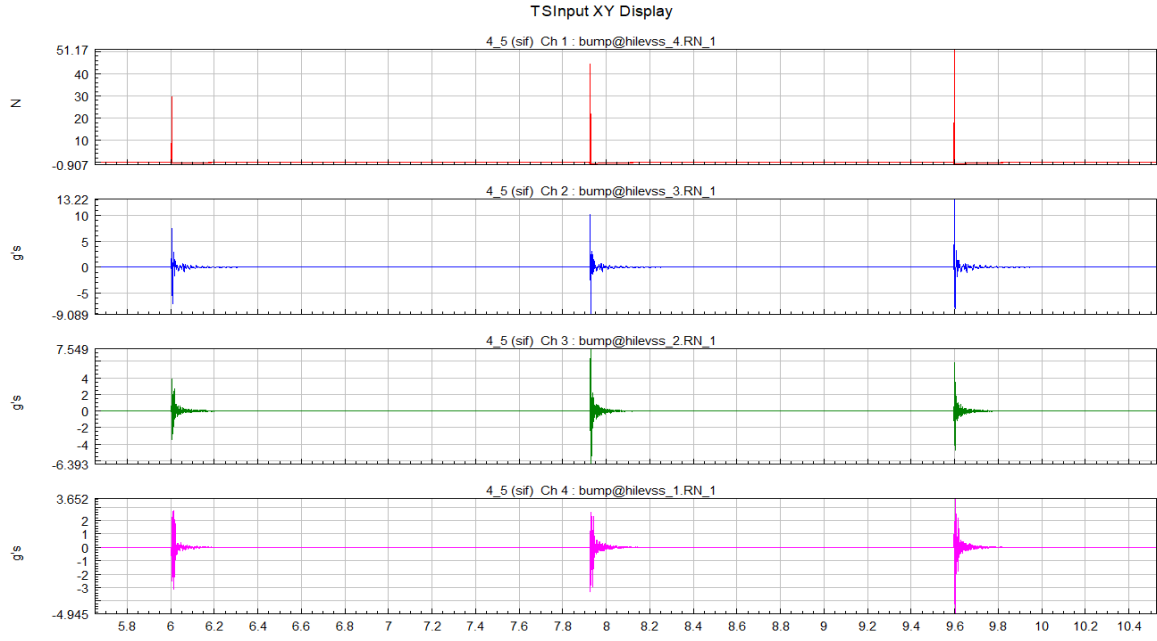
Frekans	Hz Aralığı	Sıralama
Düşük Frekans	200-1350	6×5>4×5>5×5>5×10>4×10>6×10
Düşük Orta Frekans	1350-3500	6×10>6×5>5×10>5×5>4×10>4×5
Yüksek Orta Frekans	3500-4500	6×10>6×5>5×10>4×10>5×5>4×5
Yüksek Frekans	4500-6400	6×10>4×10>6×5>5×10>5×5>4×5

Grafik ve Çizelge beraber değerlendirilcek olursa 200-1000 Hz frekans aralığında ses yutma katsayısı değerinin 6×5 ve 6×10 adlı numunelerin diğer numunelere kıyasla daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. 1000-4500 Hz arasında 6×5 adlı numunenin diğer tüm numunelere kıyasla, 2000-6400 Hz arasında ise 6×10 adlı numunenin diğer tüm numunelere kıyasla daha çok daha iyi bir ses yutma performansı göstermesi dikkat çekici bir unsurdur. 1000-4000 Hz frekans aralığında 5×10 adlı numune 4×5 , 4×10 ve 5×5 adlı numunelerden yüksek performans göstermiş 5500-6400 Hz aralığında 5×5 adlı numune ile neredeyse aynı yutma performansı göstermiştir. 5×5 adlı numune genel olarak diğer numunelere kıyasla tüm frekans değerlerinde ortalama bir ses yutma performansı sergilemiş olsa da düşük frekans değerlerinde minimal olarak daha iyi bir performans sergilediği gözlemlenebilmektedir. 4×10 adlı numune de düşük frekanslarda 5×5 adlı numune gibi iyi bir performans göstermiştir. 4000 Hz frekans değerine kadar ortalama bir ses yutma performansı göstermiş olsa da frekansın daha da yükselmesi ile beraber ses yutma performansından dikkate değer bir artış yaşanmıştır. 4×5 adlı numune ise 200-1000 Hz frekans aralığında en iyi yutma performansını göstermiş, 1000-2000 Hz frekans aralığında 4×10 adlı numuneden yüksek bir yutma performansı göstermiştir. Ancak yükselen frekans değerleri 4×5 adlı numunenin ses yutma performansında, diğer numunelere kıyasla çok daha yüksek oranda düşüş oluşmuştur.

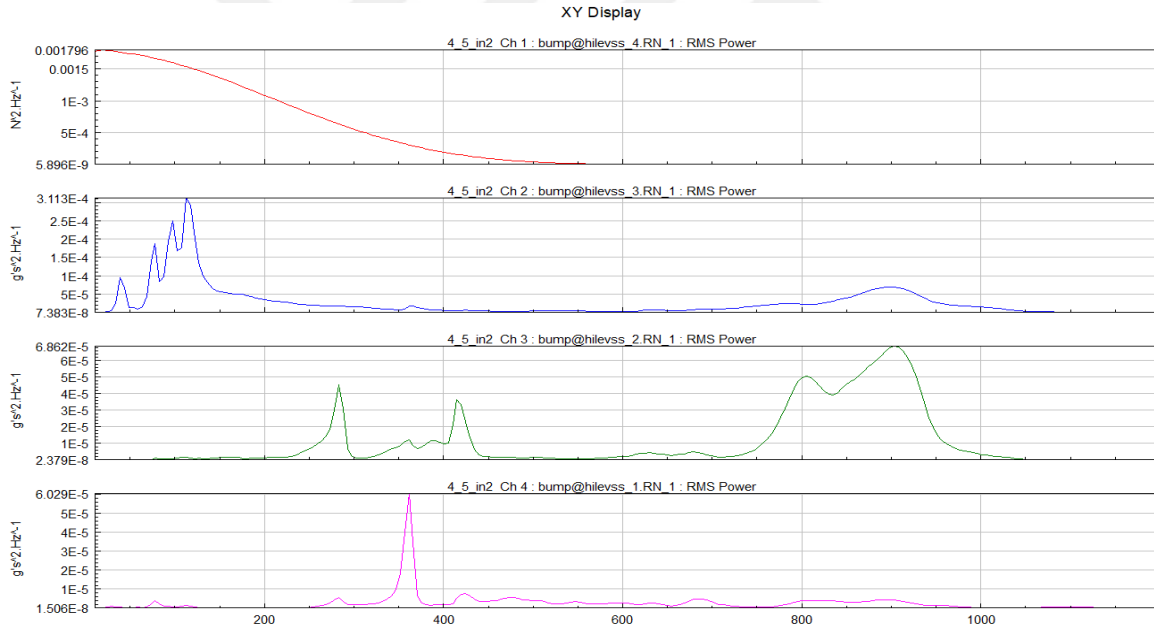
4.2 MODAL ANALİZ TEST SONUÇLARI

Üretimi gerçekleştirilen, çapları 100 mm çaplı numunelerin modal analizi titizlikle yapılmıştır. Analiz sürecinde elde edilen ölçüm verileri, numunelerin doğal frekansları, frekans tepkileri, kuvvet tepkileri, yer değiştirme tepkileri, dinamik sertlikleri ve sönüm oranları gibi önemli parametrelerin belirlenmesinde kullanılmıştır. Her bir numune için dört (4) adet frekans spektrumu elde edilmiştir.

Bu spektrumlar, eşit ve ardışık frekans değişimine bağlı olarak hesaplanan değerleri içerir. Gerçekleştirilen ölçüm işlemleri, zamana bağlı olarak yapıldığı için Fast Fourier dönüşümleri kullanılarak etki, tepki fonksiyonları zaman ortamından (Şekil 4.7) frekans ortamına (Şekil 4.8) gösterildiği gibi dönüştürülmüştür.



Şekil 4.7 Zamana göre etki- tepki grafiği



Şekil 4.8 Frekans ortamında etki-tepki grafiği

Bu çalışmada, üç farklı geometrik tasarıma ve iki farklı yüzey geometri derinliğine sahip altı numunenin modal analiz yöntemi ile modal özellikleri incelenmiştir. Üretilen numunelerin modal analiz sonuçları, Mod I ve Mod II için doğal frekansları, frekans tepkileri, kuvvet tepkileri, yer değiştirme tepkileri, dinamik sertlikler ve sönüm oranları şeklinde grafik başlıkları altında sunulmuştur. (Bkz. Çizelge 3.10 ve Çizelge 3.11)

Çizelge 3.10 Mod I

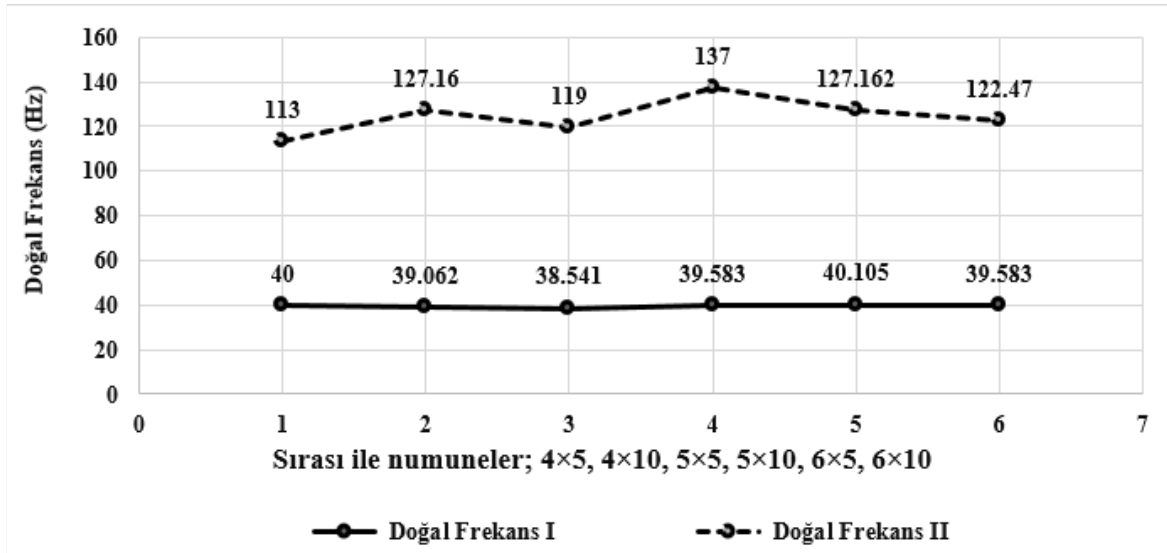
Numune	Doğal Frekans	Frekans Tepkisi	Kuvvet Tepkisi	Yer Değiştirme Tepkisi	Dinamik Sertlik	Sönüm Oranı
4×5	39.583	0.0001	0.001764	1.76E-07	10000.0	0.178
4×10	39.062	0.004743	0.00112	5.31E-06	210.837	0.073
5×5	38.541	0.000116	0.001747	2.03E-07	8620.69	0.081
5×10	39.583	0.008192	0.002058	1.69E-05	122.070	0.079
6×5	40.105	0.008372	0.002229	1.87E-05	119.445	0.079
6×10	39.584	0.000157	0.00269	4.22E-07	6369.42	0.086

Mod I'de, doğal frekanslar 39,062 Hz ile 40,105 Hz arasında değişmektedir. En düşük doğal frekans, 5 x 5 adlı numunede, en yüksek doğal frekans ise 6 x 5 adlı numunede görülmektedir. Dinamik sertlik oranları ise 10000-119.445 arasında değişmektedir. En yüksek dinamik sertlik değeri 4 x 5 adlı numunede, en düşük dinamik sertlik değeri ise 6 x 5 adlı numunede görülmektedir.

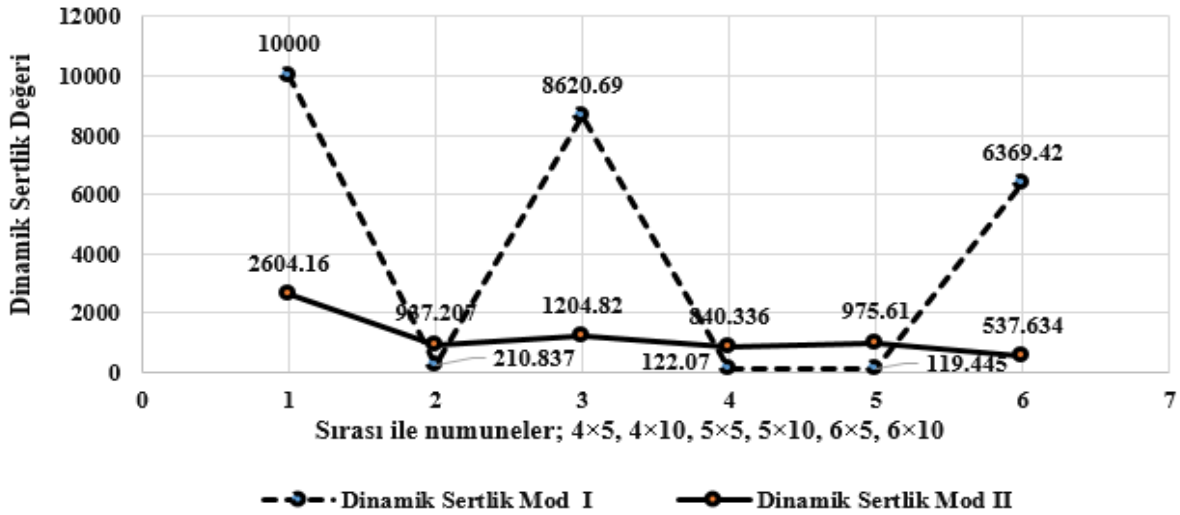
Çizelge 3.11 Mod II

Numune	Doğal Frekans	Frekans Tepkisi	Kuvvet Tepkisi	Yer Değiştirme Tepkisi	Dinamik Sertlik	Sönüm Oranı
4×5	113.086	0.000384	0.001534	5.89E-07	2604.16	0.023
4×10	127.160	0.001067	0.001020	1.09E-06	937.207	0.023
5×5	119.342	0.000830	0.001462	1.21E-06	1204.82	0.028
5×10	137.066	0.001190	0.001831	2.18E-06	840.336	0.021
6×5	127.162	0.001025	0.001889	1.94E-06	975.610	0.034
6×10	122.470	0.001860	0.002445	4.55E-06	537.634	0.026

Mod II'de, doğal frekanslar 113.086 Hz ile 137.066 Hz arasında değişmektedir. En düşük doğal frekans, 4 x 5 adlı numunede, en yüksek doğal frekans ise 5 x 10 adlı numunede görülmektedir. Dinamik sertlik değeri ise 10000 ile 119.45 arasında değişmektedir. En yüksek dinamik sertlik değeri 4 x 5 adlı numunede, en düşük dinamik sertlik değeri ise 6 x 10 adlı numunede görülmektedir. Deney sonuçları, doğal frekans ve dinamik sertlik olmak üzere iki temel parametreye odaklanılmasını sağlamıştır. Belirlenen Mod I ve Mod II'nin doğal frekans ve dinamik sertlik değerlerinin dikkat çekici olması sebebi ile karşılaştırma grafikleri oluşturulmuştur. (Bkz. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10)



Şekil 4.9 Mod I ve Mod II' nin doğal frekanslarının karşılaştırılması

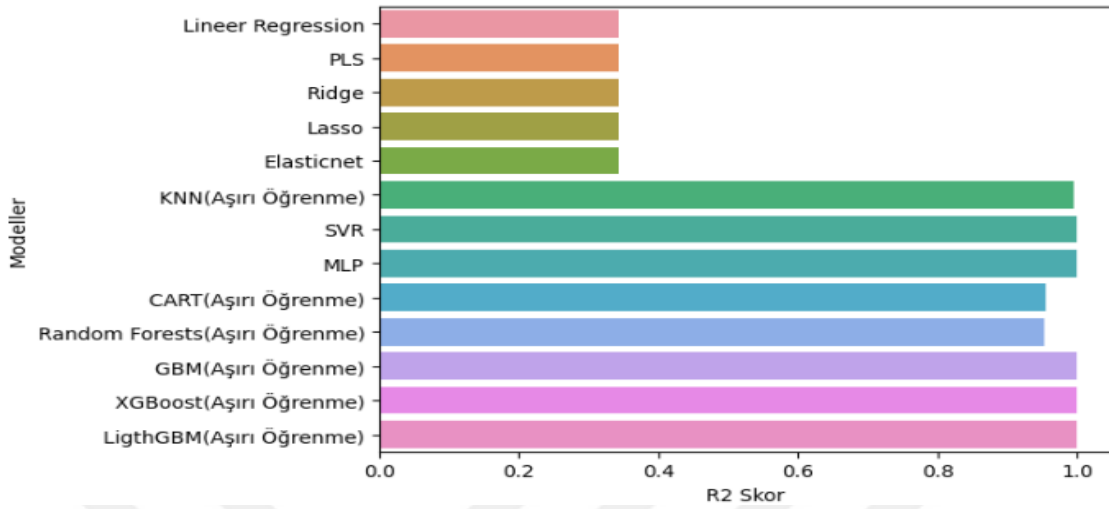


Şekil 4.10 Mod I ve Mod II' nin dinamik sertliklerinin karşılaştırılması

4.3 MAKİNE ÖĞRENİMİ TEST SONUÇLARI

Çalışmada geliştirilen makine öğrenimi modellerinin performans değerlendirmesi, R-kare skorlarına dayanarak gerçekleştirilmiştir. Söz konusu R-kare skorları, modelin tahminlerinin gözlemlenen gerçek değerlere ne derece uyum sağladığının bir ölçütü olarak değerlendirilmektedir. Şekil 4.11'de sergilenen R-kare skorları, modelin veri setini ne kadar iyi yansıttığını ve tahmin yeteneğinin objektif bir biçimde değerlendirilmesine olanak tanır. Ancak, sunulan grafikte, aşırı öğrenme sorunu yaşayan modeller de görülmektedir. Bu sorun, modelin

eğitim veri setine aşırı uyum sağlaması ve genelleştirme yapamaması durumunu ifade eder. Aşırı öğrenme sorunu yaşayan bu modeller, başarısız olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.11 R-kare skor karşılaştırılması

4.3.1 Başarısız Modeller

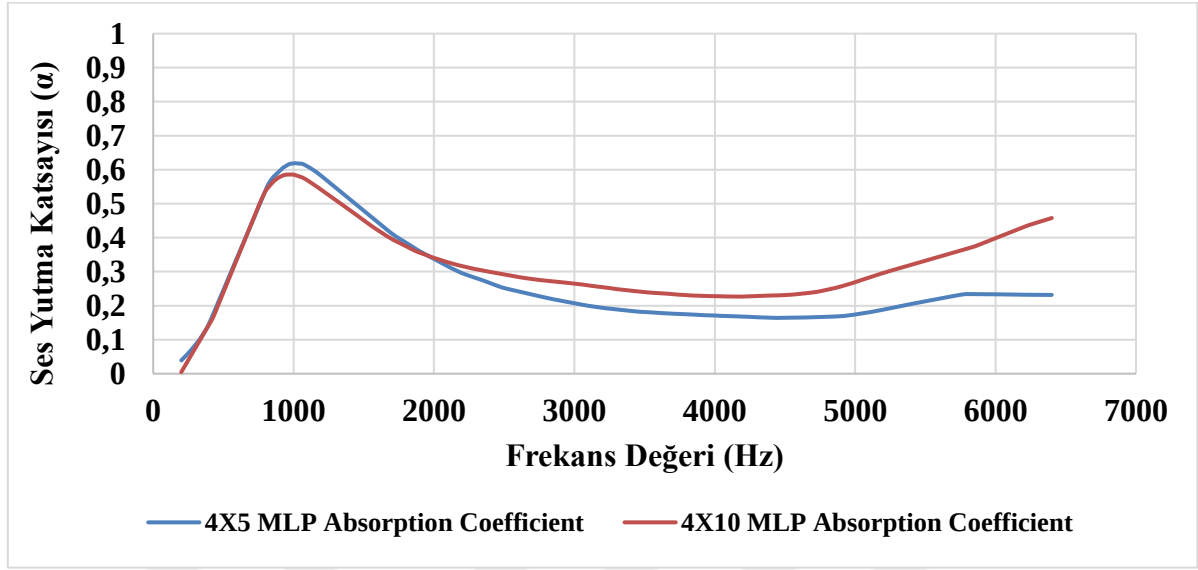
Bu çalışmada incelenen modeller arasında, lineer regresyon, PLS regresyonu, Ridge regresyonu, Lasso regresyonu ve Elasticnet regresyonu modelleri, R-kare değerlerinin düşük olması nedeniyle yetersiz performans gösteren modeller olarak sınıflandırılmıştır. Bu modellerin düşük R-kare skorları, bağımsız değişkenler ile bağımlı değişken arasındaki ilişkiyi yeterince açıklamadığını ve dolayısıyla veri setinin varyansını tatmin edici bir düzeyde yakalayamadığını göstermektedir.

Diğer yandan, KNN, CART, GBM, XGBoost, LightGBM ve Random Forest modelleri, aşırı öğrenme sorununun üstesinden gelinememesi sebebiyle başarısız olarak değerlendirilmiştir. Aşırı öğrenme durumu, modelin yeni verilere karşı düşük tahmin başarımını sergileyeceği anlamına gelir.

4.3.2 MLP Modeli

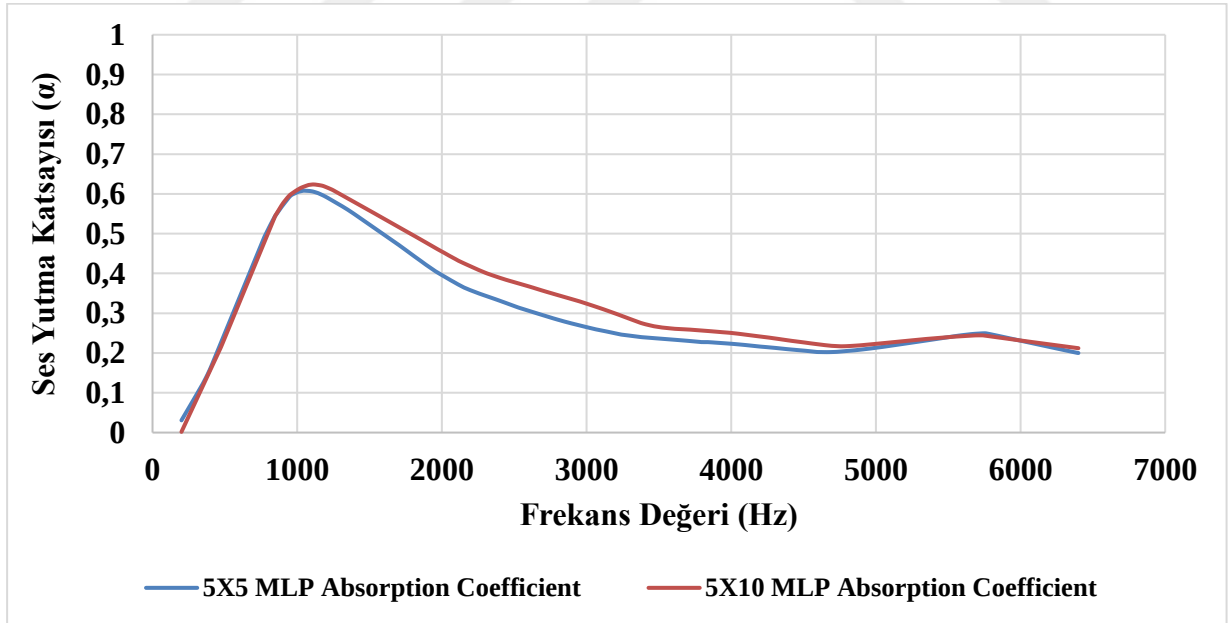
Bu bölümde sırasıyla dörtgen, beşgen ve altıgen numunelerinin MLP modelinde tahmini ses yutma katsayısı sonuçları 200-6400 Hz aralığında gösterilmektedir. Bu grafik, numunenin öngörülen davranışını ve ilgili parametrelerin etkileşimini detaylı bir şekilde göstermektedir. Şekil 4.12’de dörtgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×5 ve 4×10 adı verilen

numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri MLP model tahmin grafiği sunulmuştur.



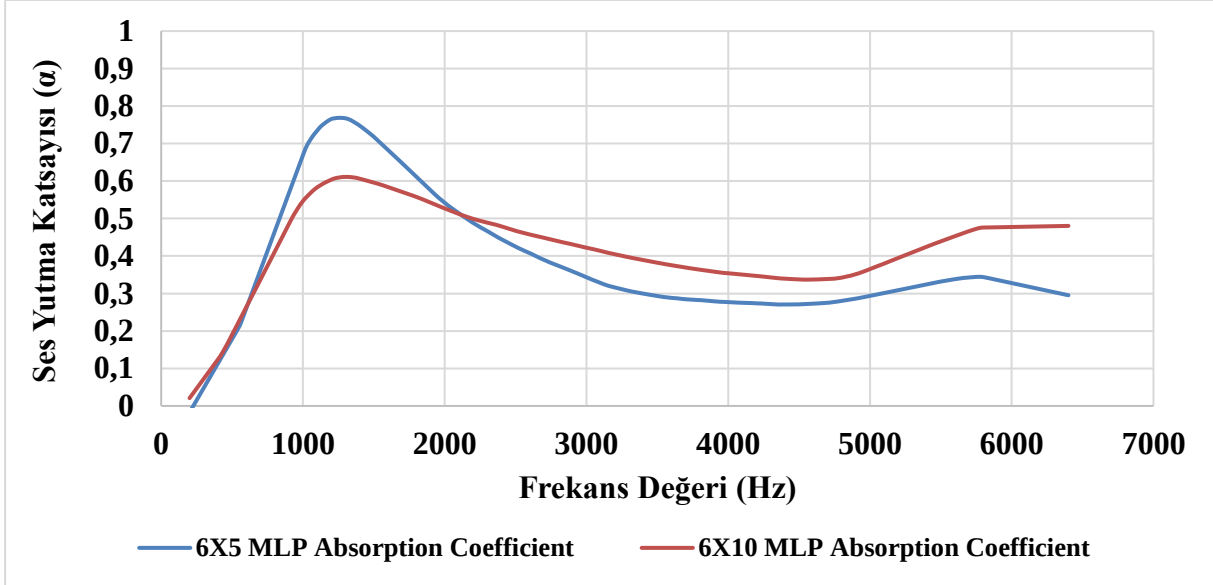
Şekil 4.12 4×5 ve 4×10 MLP modeli tahmin grafiği

Şekil 4.13’de beşgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 5×5 ve 5×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri MLP model tahmin grafiği sunulmuştur.



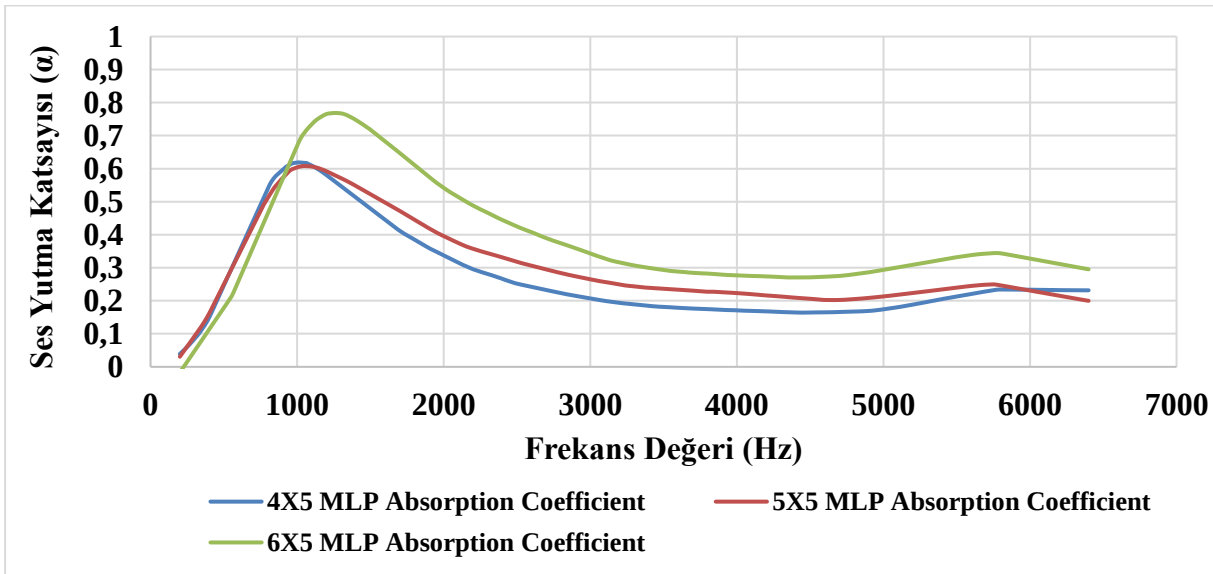
Şekil 4.13 5×5 ve 5×10 MLP modeli tahmin grafiği

Şekil 4.14’de altıgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 6×5 ve 6×10 Adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri MLP model tahmin grafiği sunulmuştur.



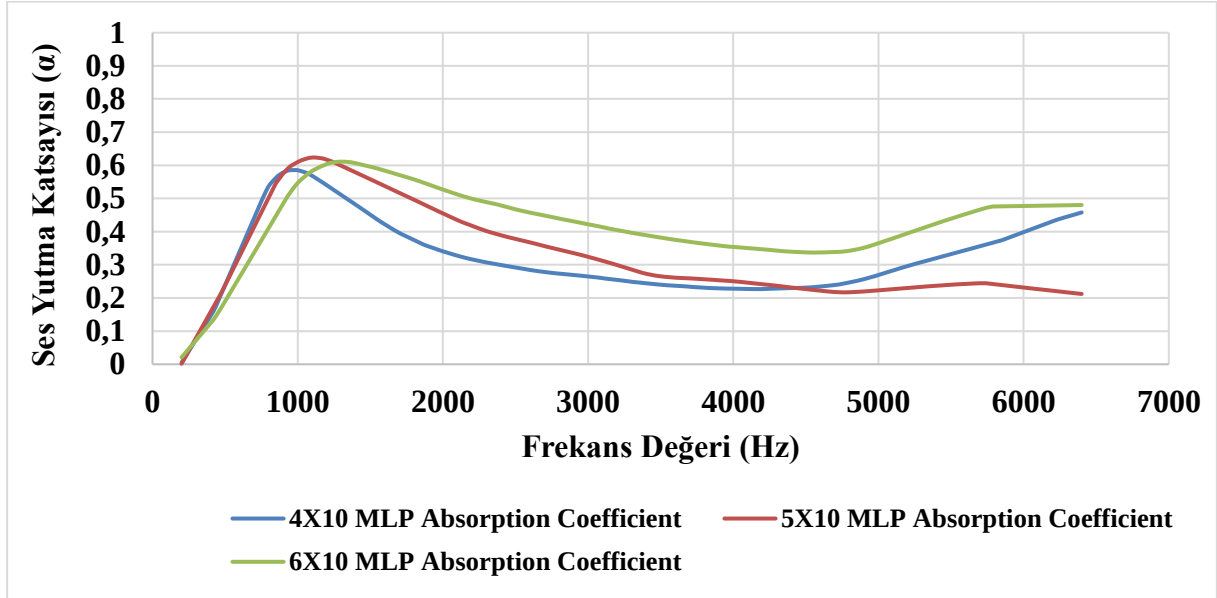
Şekil 4.14 6×5 ve 6×10 MLP modeli tahmin grafiği

Şekil 4.15’de dörtgen, beşgen ve altıgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×5, 5×5 ve 6×5 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri MLP model tahmin grafiği sunulmuştur.



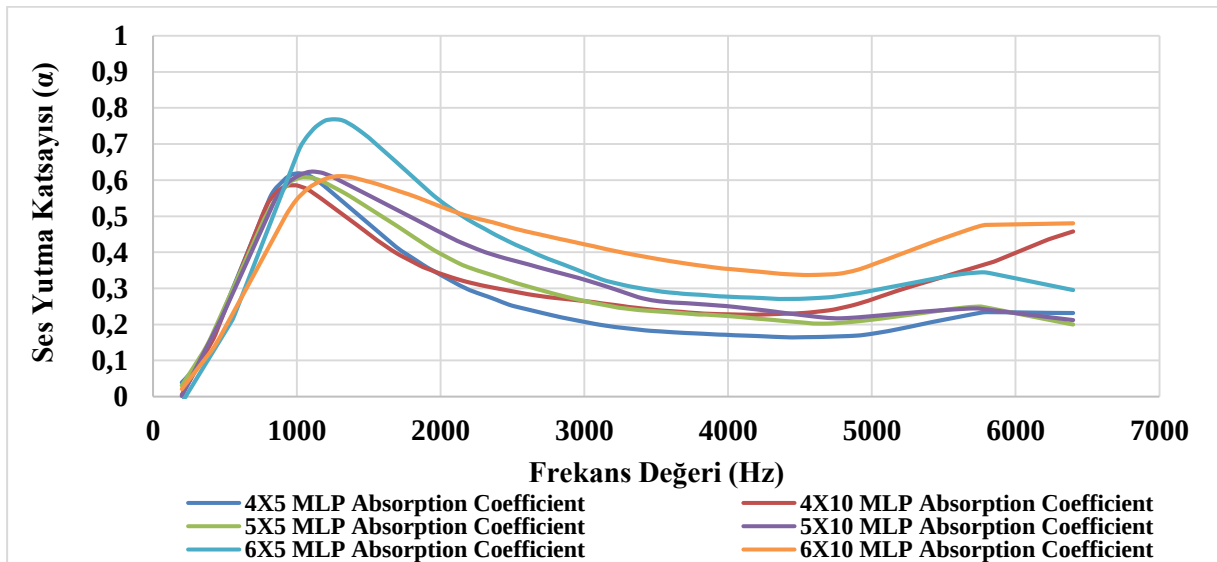
Şekil 4.15 4×5, 5×5 ve 6×5 MLP modeli tahmin grafiği

Şekil 4.16’de dörtgen, beşgen ve altıgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×10, 5×10 ve 6×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri MLP model tahmin grafiği sunulmuştur.



Şekil 4.16 4×10, 5×10 ve 6×10 MLP modeli tahmin grafiği

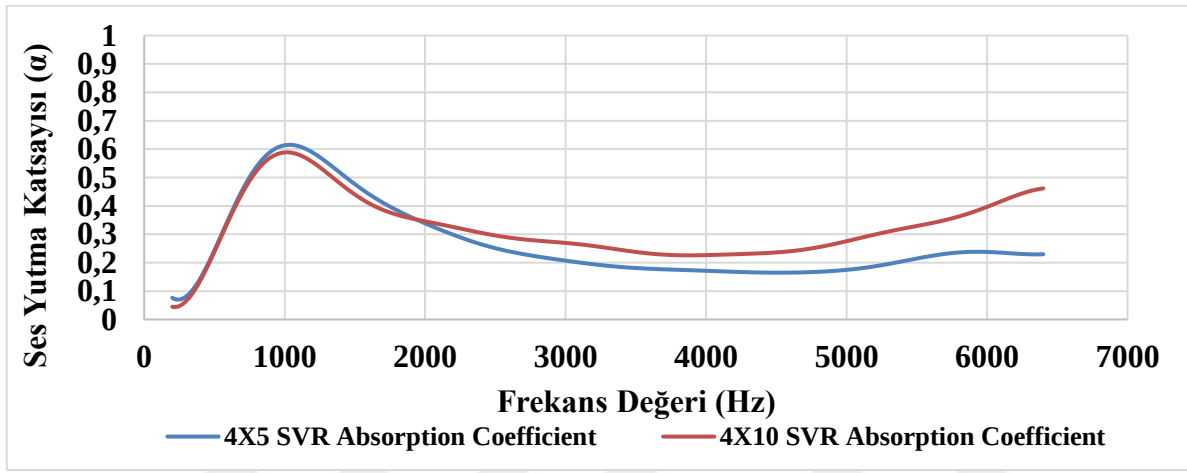
Şekil 4.17’de tüm numunelerin (4×5, 4×10, 5×5, 5×10, 6×5, 6×10) 200-6400 Hz aralığındaki numunelerin ses yutma katsayısı verileri MLP model tahmin grafiği sunulmuştur.



Şekil 4.17 4×5, 5×5, 6×5, 4×10, 5×10 ve 6×10 MLP modeli tahmin grafiği

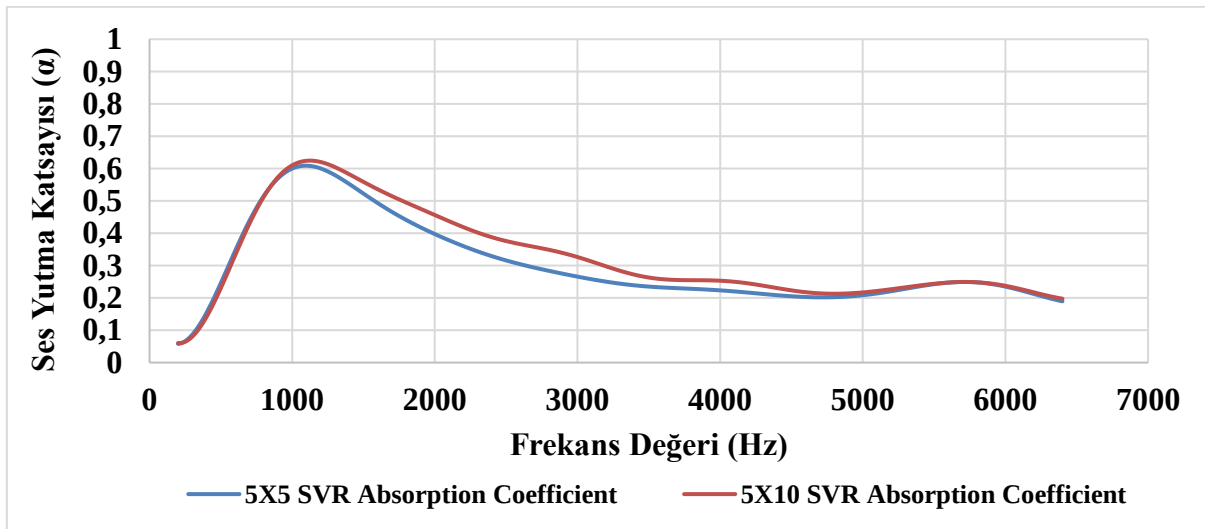
4.3.3 SVR Modeli

Bu bölümde sırasıyla dörtgen, beşgen ve altıgen numunelerinin SVR modelinde tahmini ses yutma katsayısı sonuçları 200-6400 Hz aralığında gösterilmektedir. Bu grafik, numunenin öngörülen davranışını ve ilgili parametrelerin etkileşimini detaylı bir şekilde göstermektedir. Şekil 4.18’de dörtgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×5 ve 4×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri SVR model tahmin grafiği sunulmuştur.



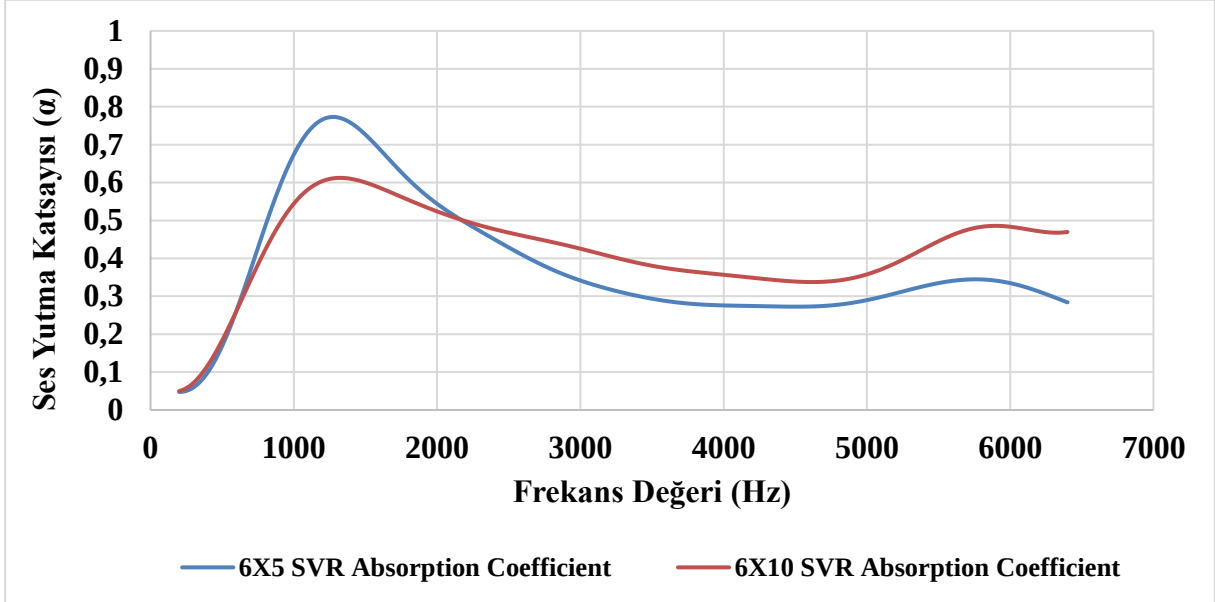
Şekil 4.18 4×5 ve 4×10 SVR modeli tahmin grafiği

Şekil 4.19’da beşgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 5×5 ve 5×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri SVR model tahmin grafiği sunulmuştur.



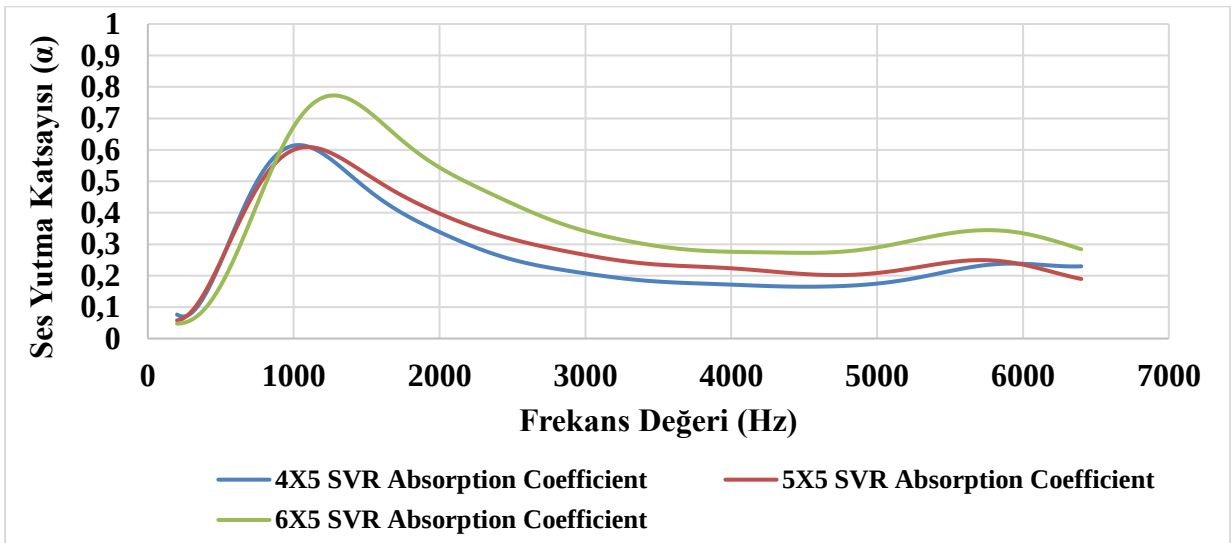
Şekil 4.19 5×5 ve 5×10 SVR modeli tahmin grafiği

Şekil 4.20’de altıgen 5 mm ve 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 6×5 ve 6×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri SVR model tahmin grafiği sunulmuştur.



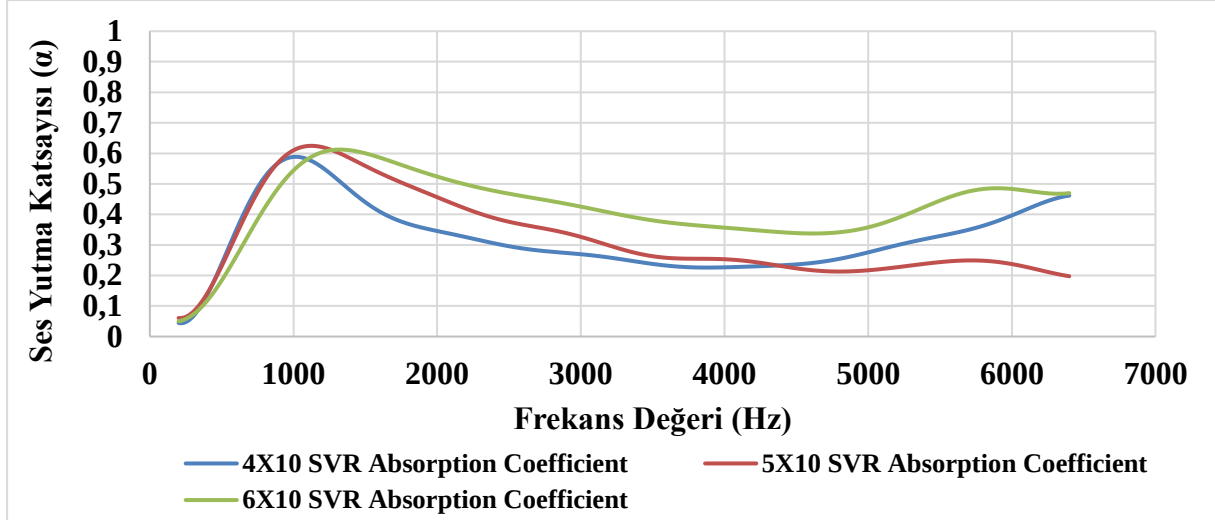
Şekil 4.20 6×5 ve 6×10 SVR modeli tahmin grafiği

Şekil 4.21’de dörtgen, beşgen ve altıgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×5, 5×5 ve 6×5 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri SVR model tahmin grafiği sunulmuştur.



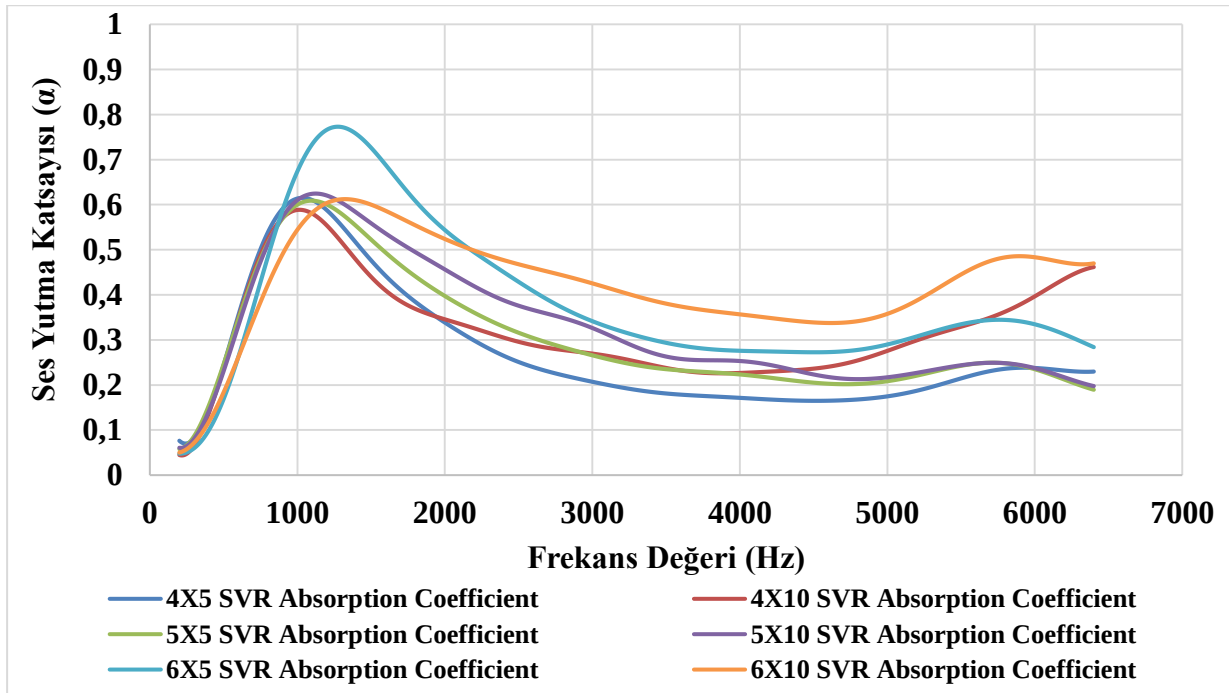
Şekil 4.21 4×5, 5×5 ve 6×5 SVR modeli tahmin grafiği

Şekil 4.22’de dörtgen, beşgen ve altıgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×10, 5×10 ve 6×10 adı verilen numunelerin 200-6400 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri SVR model tahmin grafiği sunulmuştur.



Şekil 4.22 4×10, 5×10 ve 6×10 SVR modeli tahmin grafiği

Şekil 4.23’de tüm numunelerin 4×5, 4×10, 5×5, 5×10, 6×5, 6×10 200-6400 Hz aralığındaki numunelerin ses yutma katsayısı verileri SVR model tahmin grafiği sunulmuştur.



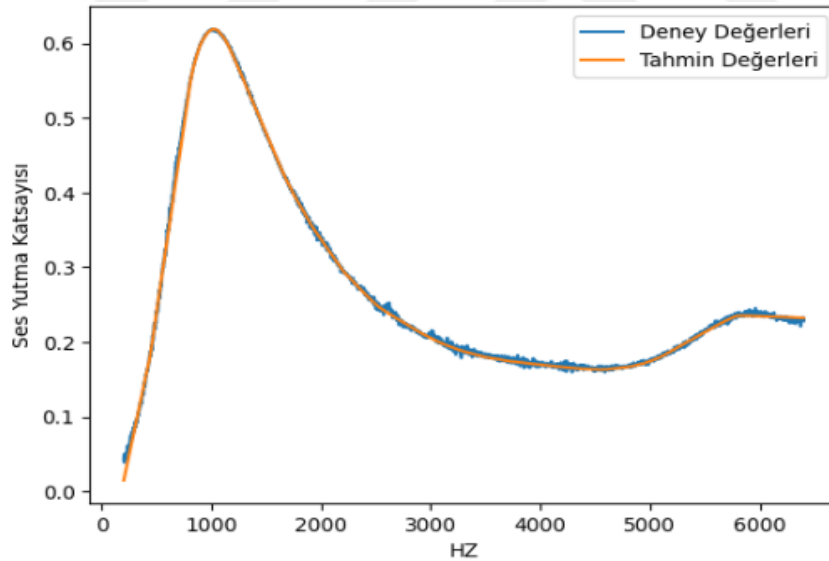
Şekil 4.23 4×5, 5×5, 6×5 4×10, 5×10 ve 6×10 SVR modeli tahmin grafiği

4.4 ARAŞTIRMA BULGULARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Tez çalışmasının bu bölümünde numunelerinin 200-6400 Hz aralığında aralığında elde edilen deneysel sonuçların MLP ve SVR modellerinde tahmin ettirilen ses yutma katsayısı sonuçları ile karşılaştırmalı grafikleri detaylı şekilde gösterilmektedir. MLP ve SVR model ana başlıkları altında her bir numunenin ses yutma katsayısı grafiği eklenmiştir.

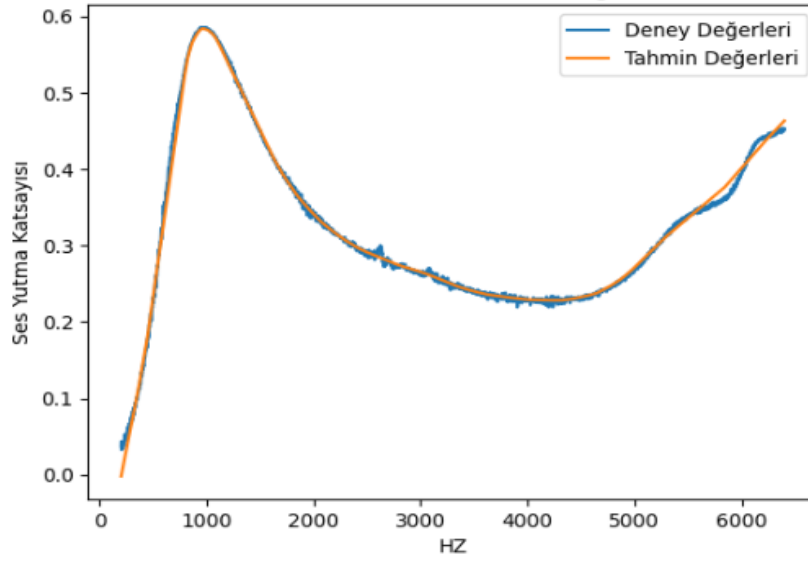
4.4.1 Deney ve MLP Sonuçlarının Karşılaştırılması

Şekil 4.24’de, 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 4×5 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile MLP modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bu grafik, deney sonuçları ile kullanılan makine öğrenimi metodu ile elde edilen sonuçların kıyaslanarak performanslarının değerlendirilmesi ve ses yutma katsayısının tahminindeki başarı oranlarının belirlenmesi amaçlamaktadır.



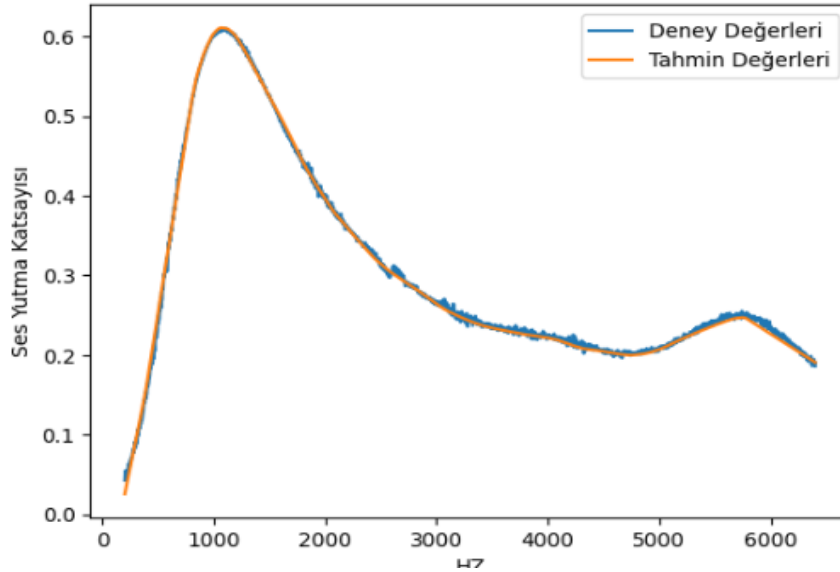
Şekil 4.24 4×5 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 4.25’de, 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 4×10 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile MLP modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



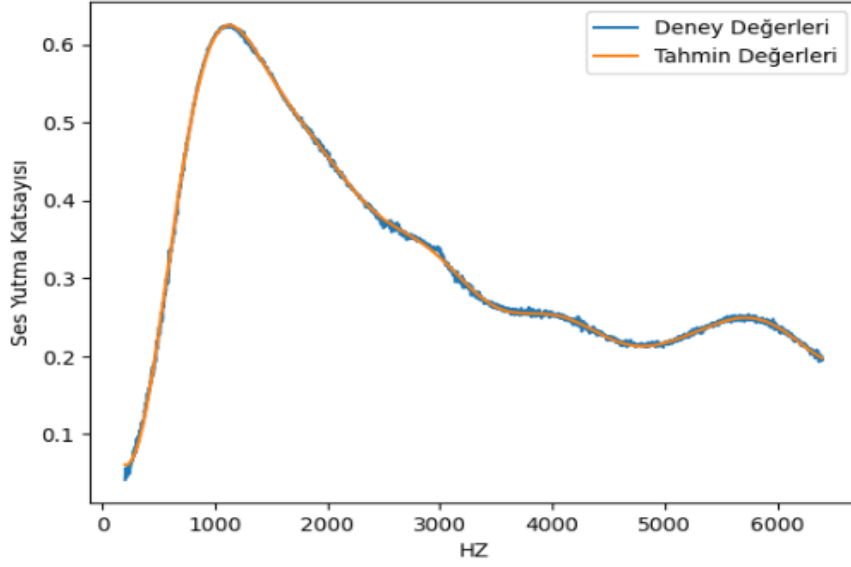
Şekil 4.25 4×10 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 2.26'da, 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 5×5 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile MLP modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



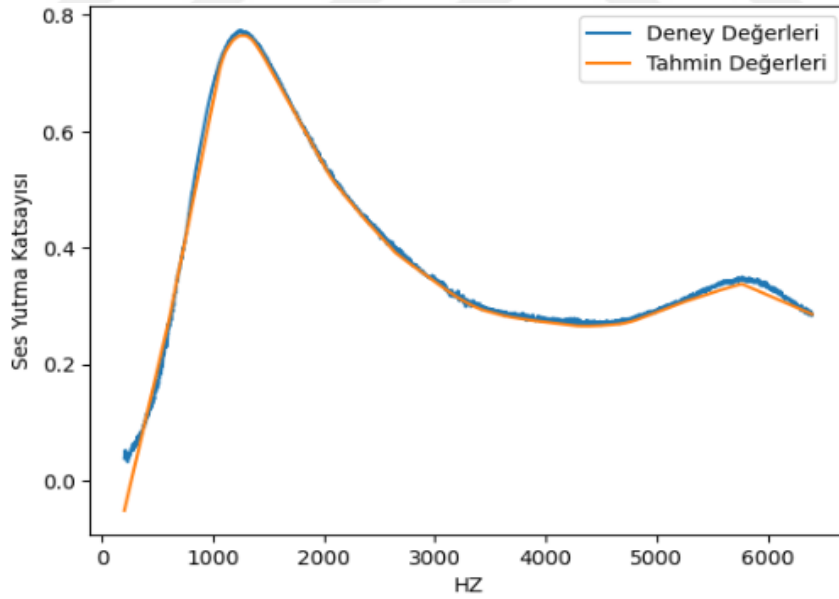
Şekil 4.26 5×5 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 2.27'de, 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 5×10 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile MLP modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



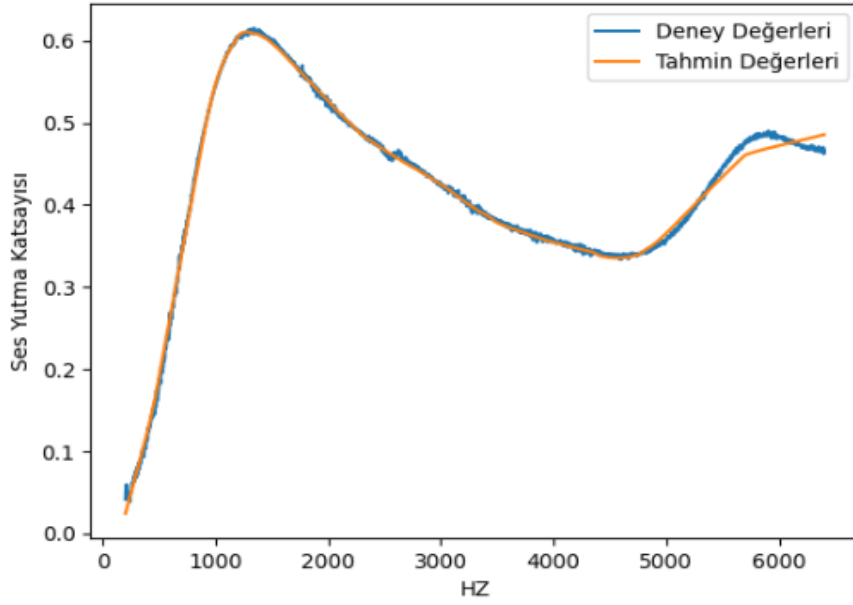
Şekil 4.27 5×10 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 4.28’de, 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 6×5 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile MLP modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 4.28 6×5 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği

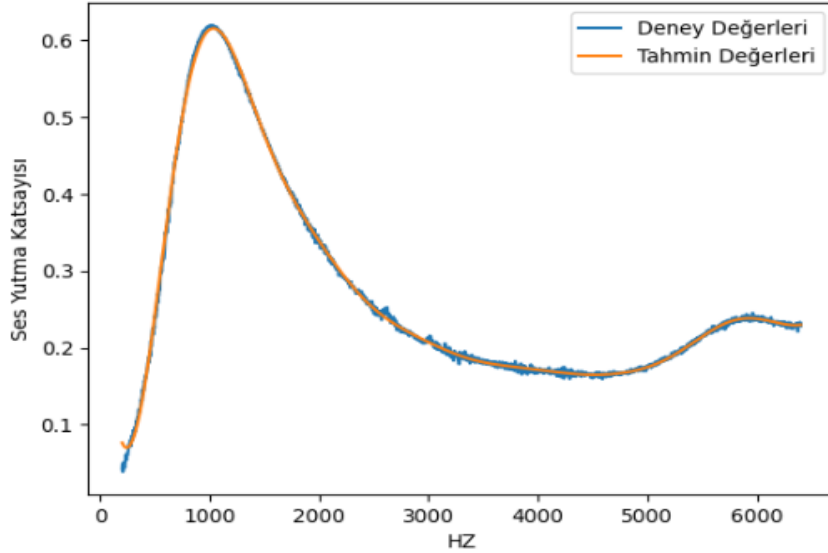
Şekil 4.29’da, 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 6×10 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile MLP modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 4.29 6×10 deney ve MLP model tahmini karşılaştırma grafiği

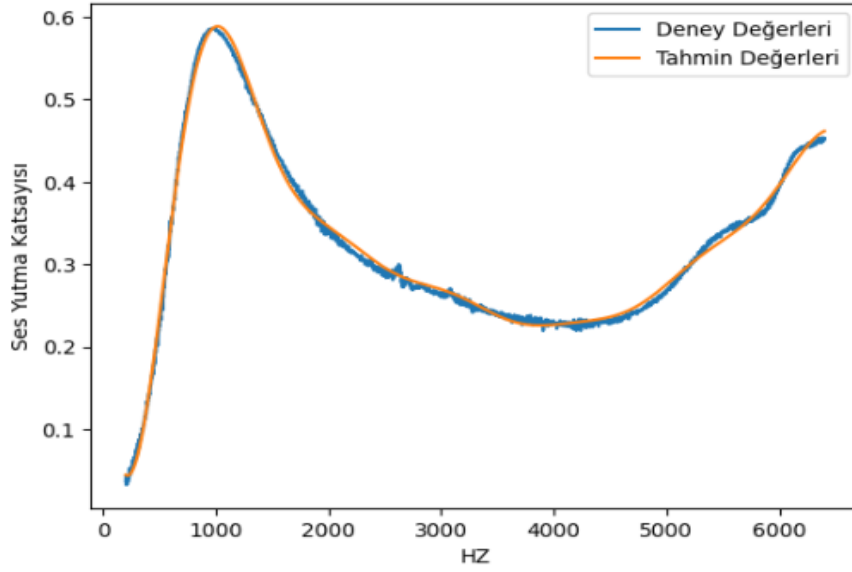
4.4.2 Deney ve SVR Sonuçlarının Karşılaştırılması

Şekil 4.30'da, 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 4×5 adlı numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile SVR modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



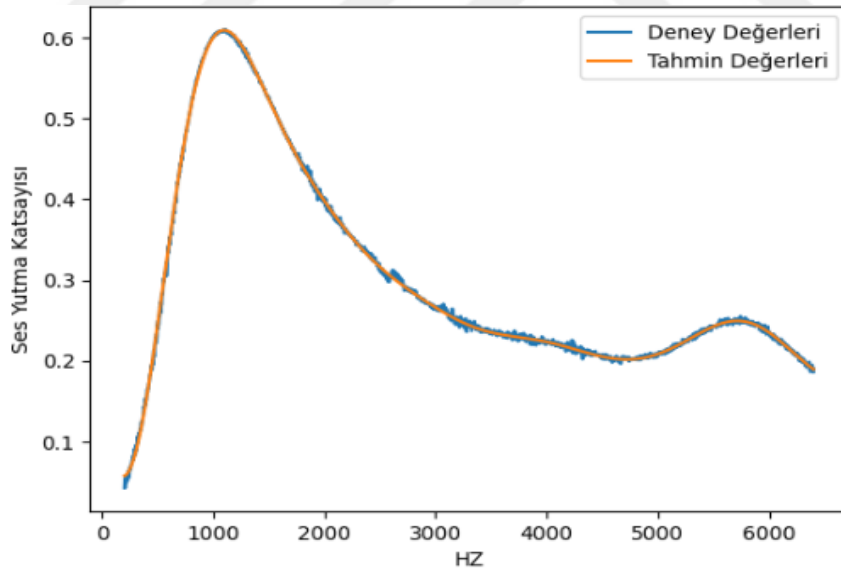
Şekil 4.30 4×5 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 4.31'de, 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 4×10 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile SVR modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



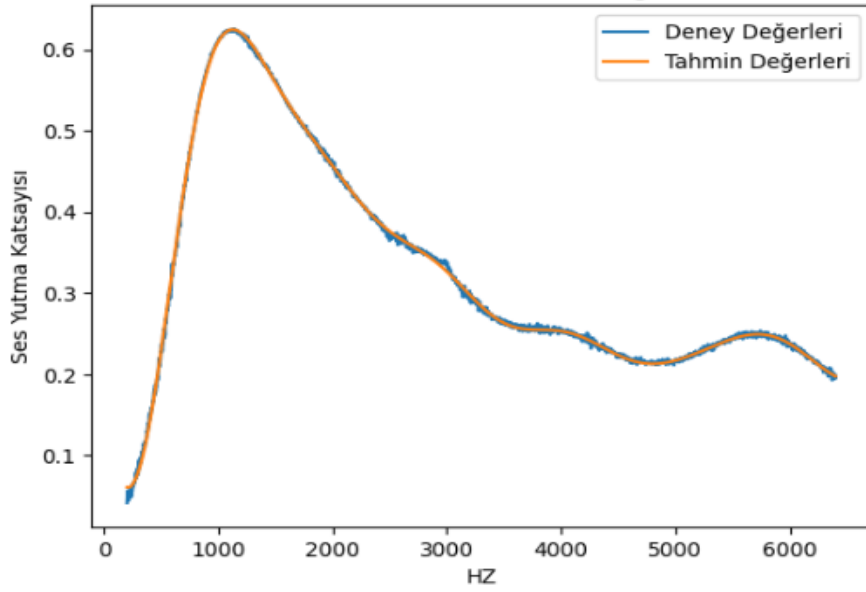
Şekil 4.31 4×10 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 4.32’de, 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 5×5 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile SVR modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



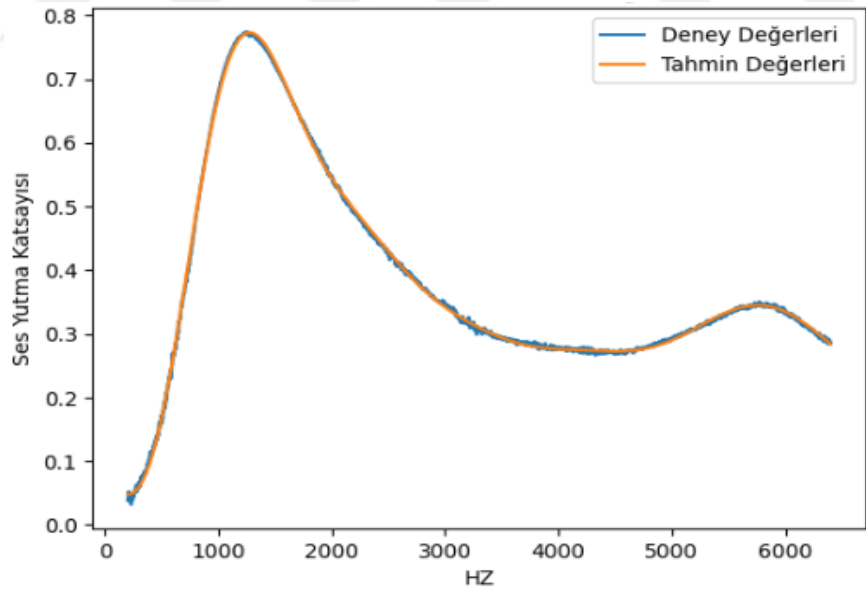
Şekil 4.32 5×5 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 4.33’de, 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 5×10 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile SVR modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



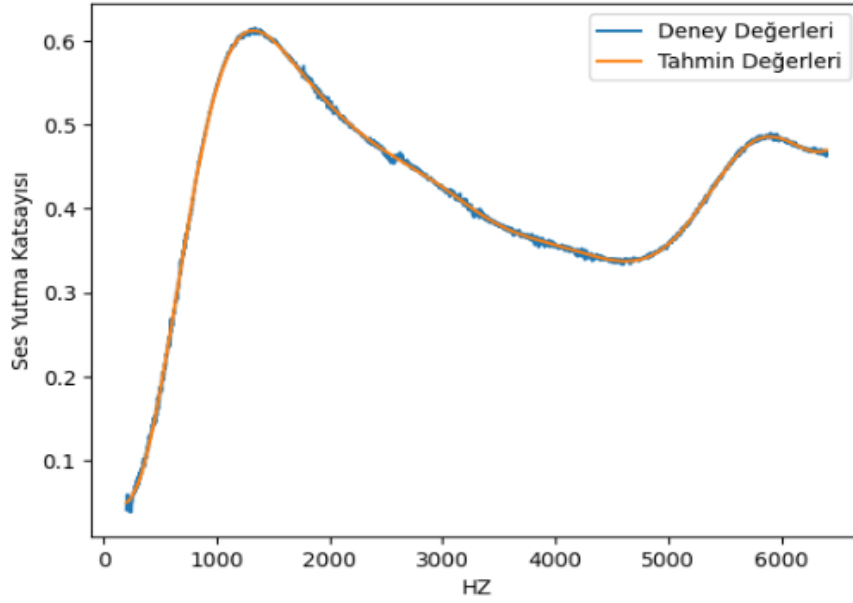
Şekil 4.33 5×10 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 4.34’de, 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 6×5 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile SVR modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 4.34 6×5 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği

Şekil 4.35’de, 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip ve 6×10 olarak adlandırılan numunelerin 200-6400 Hz frekans aralığındaki ses yutma katsayısı verileri, empedans tüpü sonuçları ile SVR modeli tahmin grafiği karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 4.35 6×10 deney ve SVR model tahmini karşılaştırma grafiği

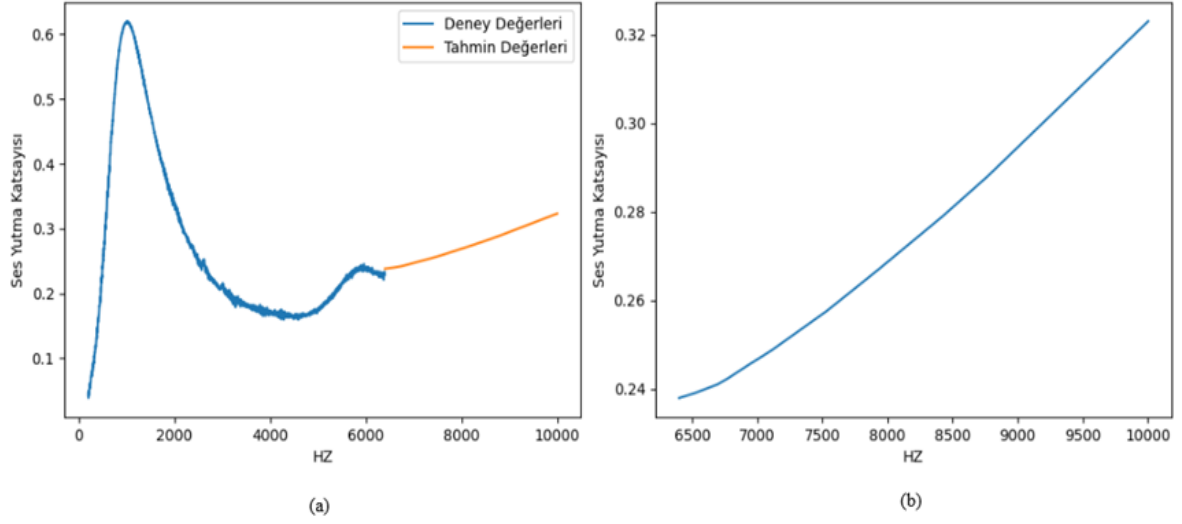
4.5 HEDEF FREKANS TAHMİN SONUÇLARININ ANALİZİ

Deneyssel çalışma olan empedans tüpünün belirlenen uluslararası standartlarına göre ölçüm aralığı, 200-6400 Hz olup, bu sınırlılıklar nedeni ile yüksek frekans değerlerinde akustik ölçümler sırasında yetersizlikler meydana geldiği daha önceden belirtilmiştir. Bu çalışmanın ilgili bölümünde, makine öğrenimi algoritmalarından olan MLP ve SVR modelleri kullanılarak, bu sınırlılıkların aşılması amaçlanmıştır. SVR ve MLP modelleri aracılığıyla, mevcut deneyssel sınırların ötesine geçilmiş ve 6400-10000 Hz frekans aralığında ses yutma katsayısının tahminleri gerçekleştirilerek, sonuçlar grafikler yardımı ile görselleştirilmiştir.

4.5.1. MLP tahmin sonuçlarının analizi

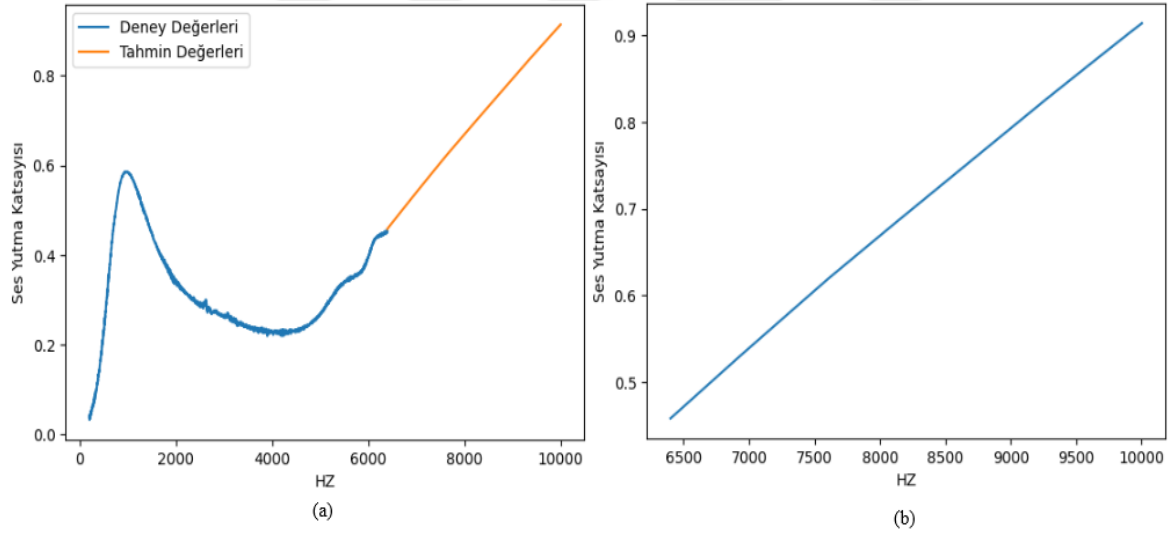
Bu bölümde sırasıyla dörtgen, beşgen ve altıgen yüzey geometrileri aynı geometriye sahip ancak farklı yüzey çukur derinlikleri (5 mm ve 10 mm) sahip numunelerin MLP modeli oluşturularak 6400-10000 Hz aralığında elde edilen tahmini ses yutma katsayısı sonuçları, 200-6400 Hz aralığında ölçümü gerçekleştirilen deneyssel çalışma sonuç grafiği ile birleştirilerek görselleştirilmiştir.

Şekil 4.36'da dörtgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip, 4×5 adı verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı verileri MLP model tahmin grafiği verilmiştir.



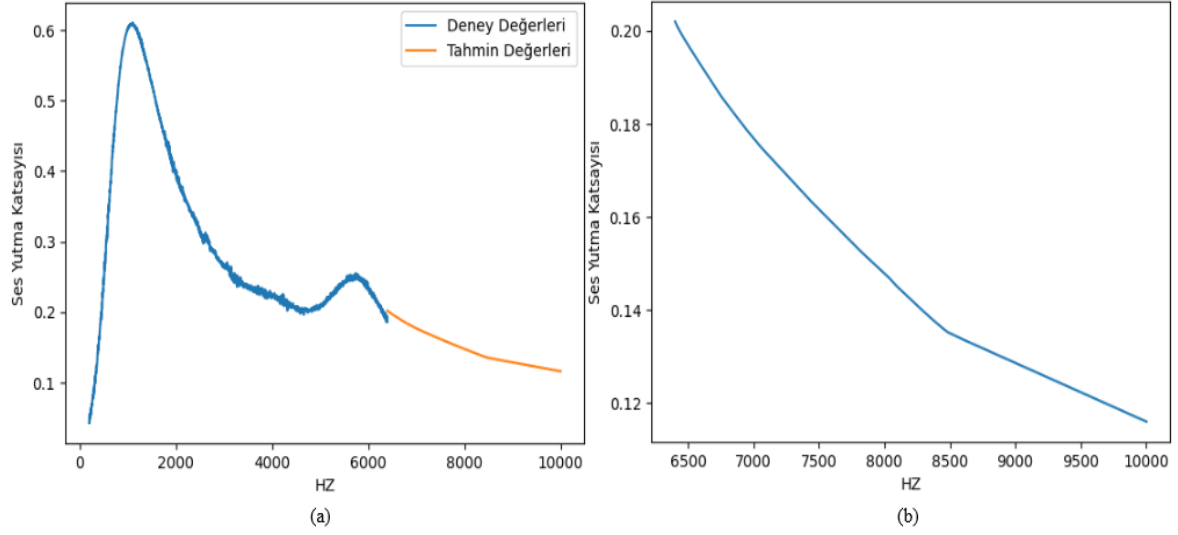
Şekil 4.36 4×5 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.37’de dörtgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×10 verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı MLP model tahmin grafiği verilmiştir.



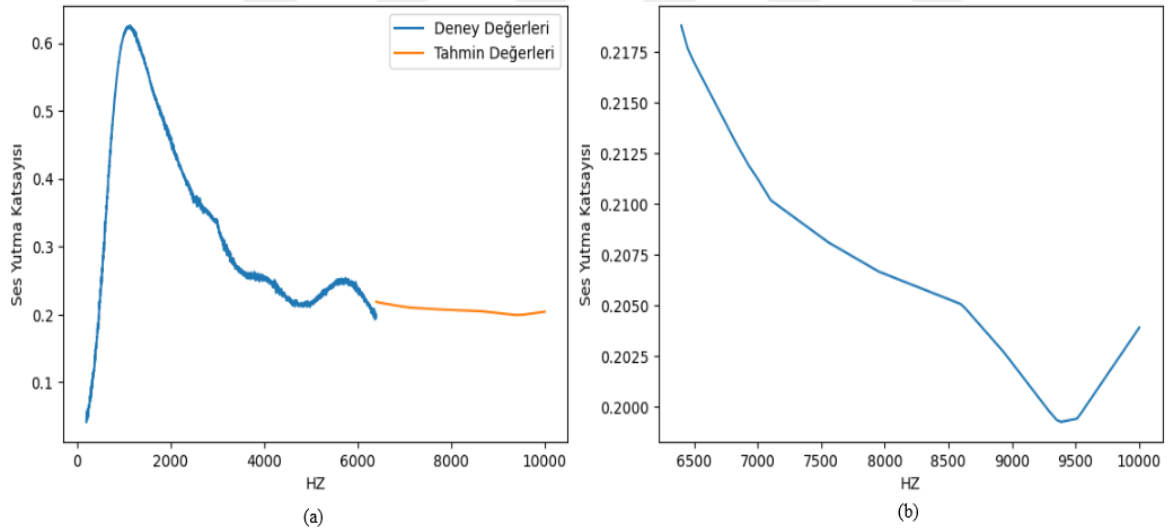
Şekil 4.37 4×10 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.38’de beşgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 5×5 verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı MLP model tahmin grafiği verilmiştir.



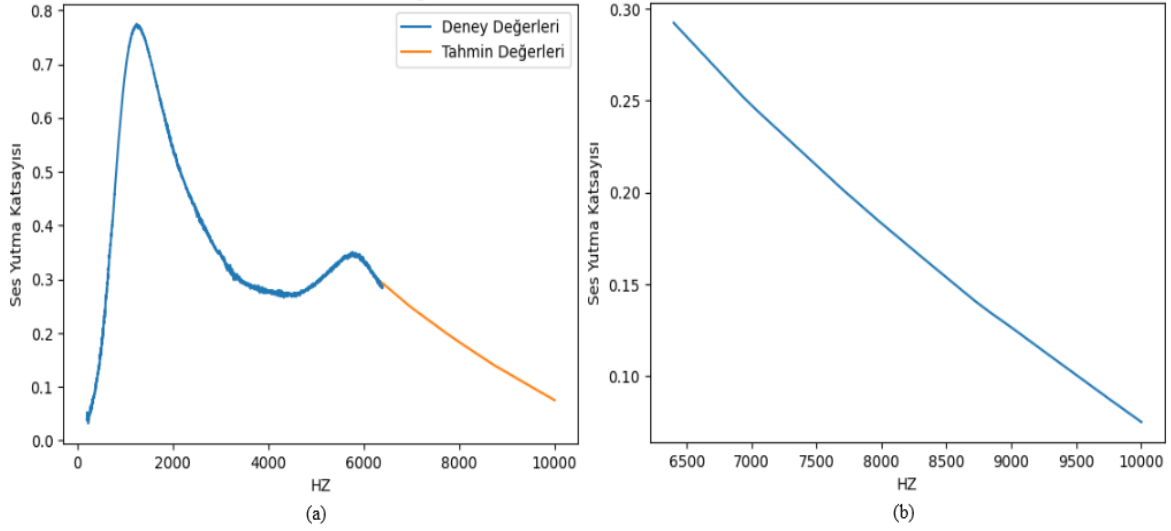
Şekil 4.38 5×5 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.39’da beşgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 5×10 verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı MLP model tahmin grafiği verilmiştir.



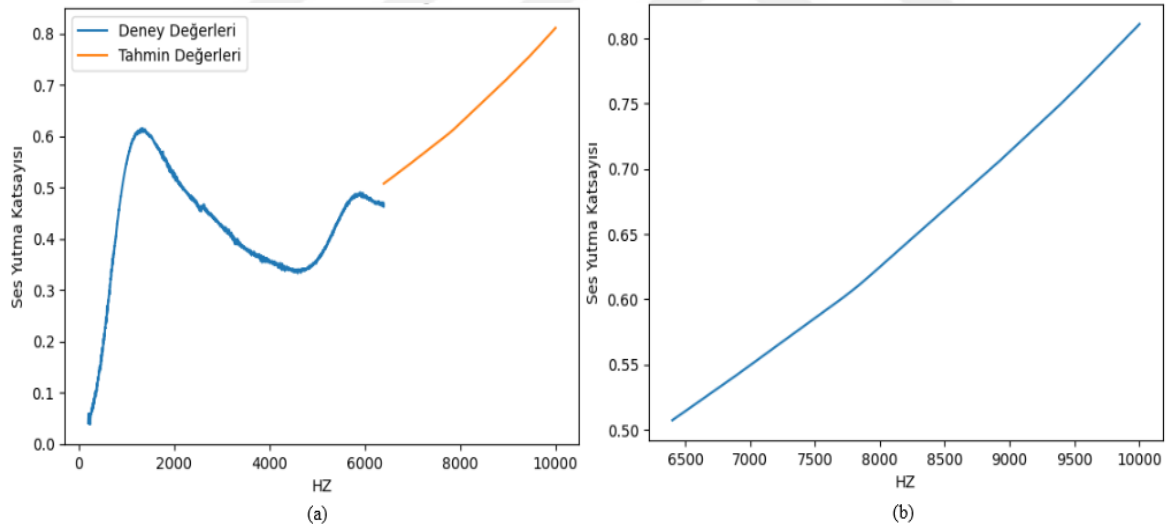
Şekil 4.39 5×10 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.40’da altıgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 6×5 verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı MLP model tahmin grafiği verilmiştir.



Şekil 4.40 6×5 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.41’de altıgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 6×10 verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı MLP model tahmin grafiği verilmiştir.

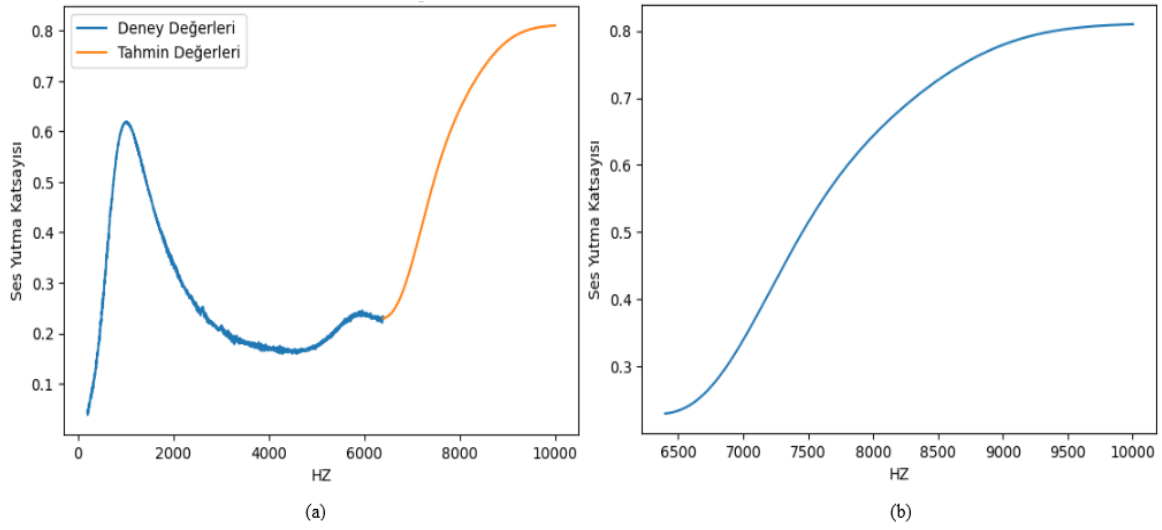


Şekil 4.41 6×10 deneysel sonuç ve MLP model tahmin grafiği (a), MLP model tahmin sonuç grafiği (b)

4.5.2. SVR tahmin sonuçlarının analizi

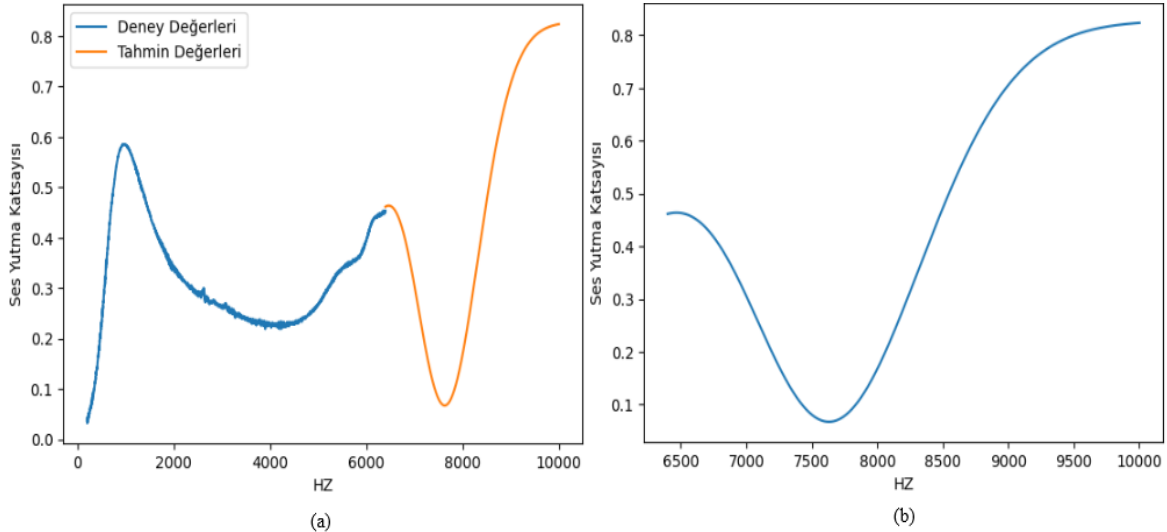
Bu bölümde sırasıyla dörtgen, beşgen ve altıgen numunelerinin SVR modelinde tahmini ses yutma katsayısı sonuçları, 200-6400 Hz deneysel çalışmanın sonuç grafiği ile beraber 6400-10000 Hz model sonuç tahmin aralığı gösterilmiştir.

Şekil 4.42’de dörtgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×5 adı verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı SVR model tahmin grafiği verilmiştir.



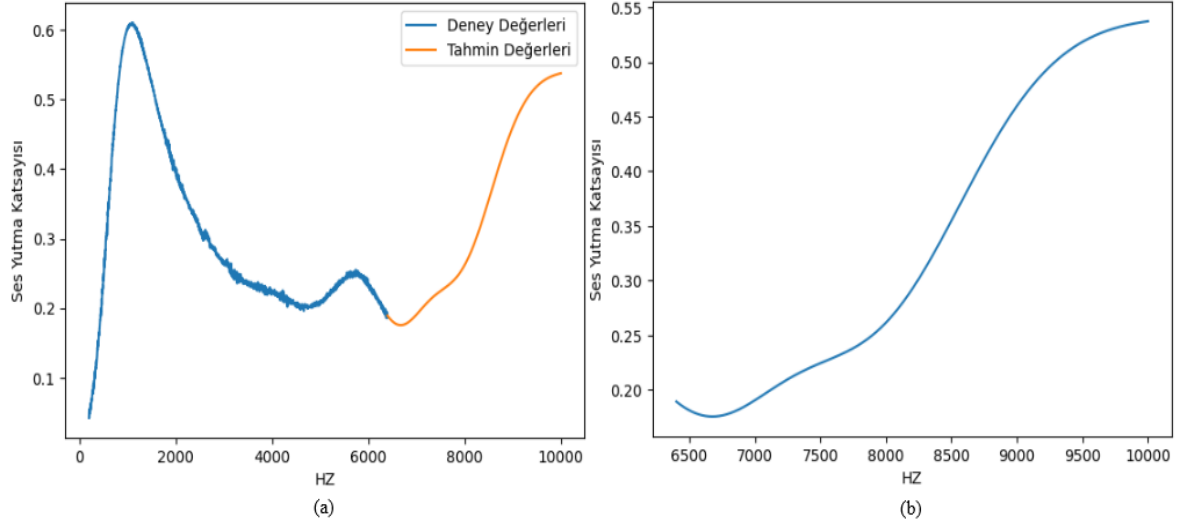
Şekil 4.42 4×5 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.43’de dörtgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 4×10 adı verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı SVR model tahmin grafiği verilmiştir.



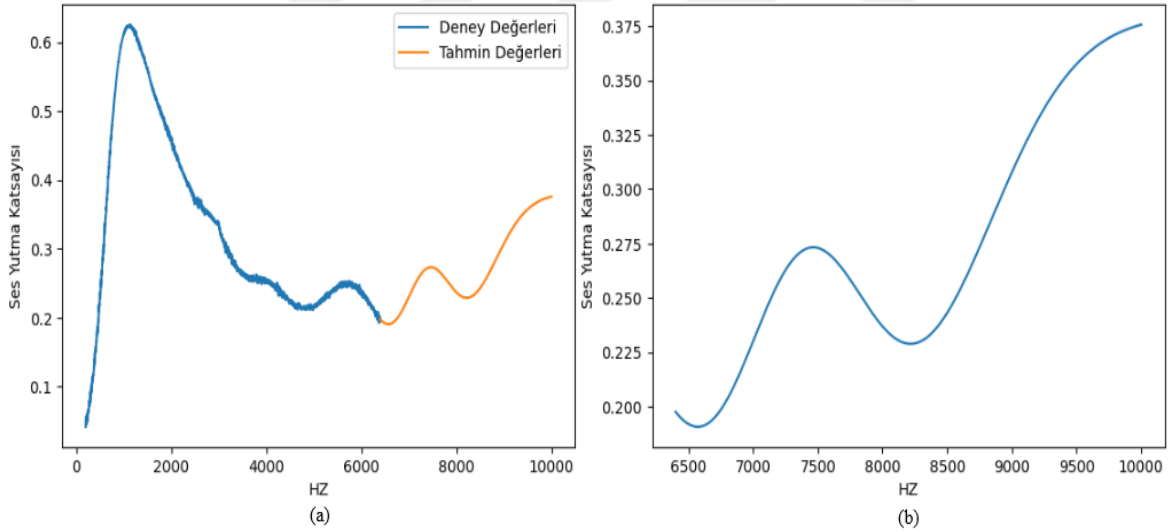
Şekil 4.43 4×10 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.44’de beşgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 5×5 adı verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı SVR model tahmin grafiği verilmiştir.



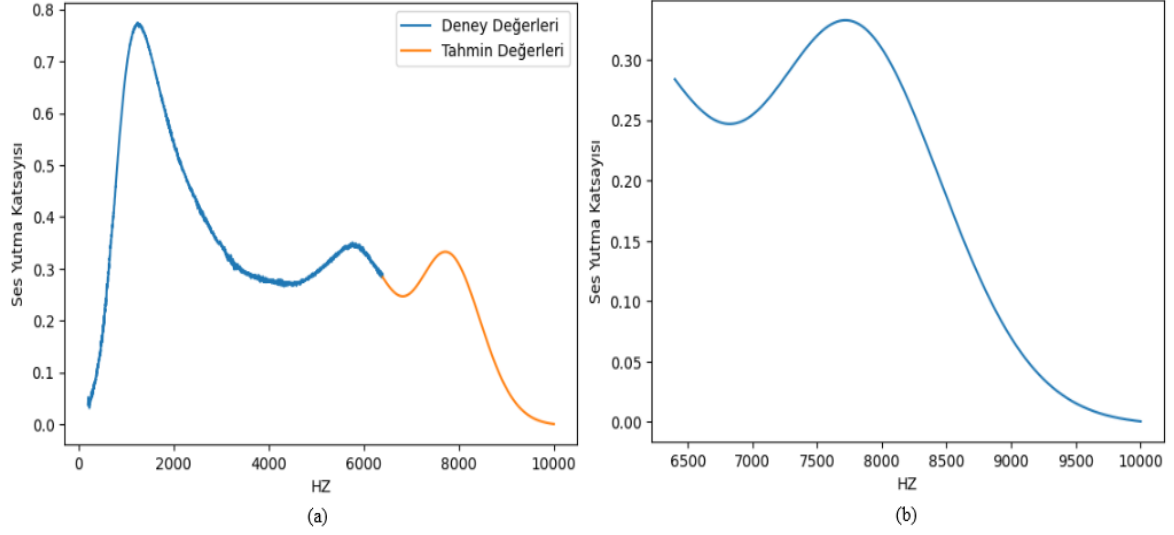
Şekil 4.44 5×5 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.45’de beşgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 5×10 adı verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı SVR model tahmin grafiği verilmiştir.



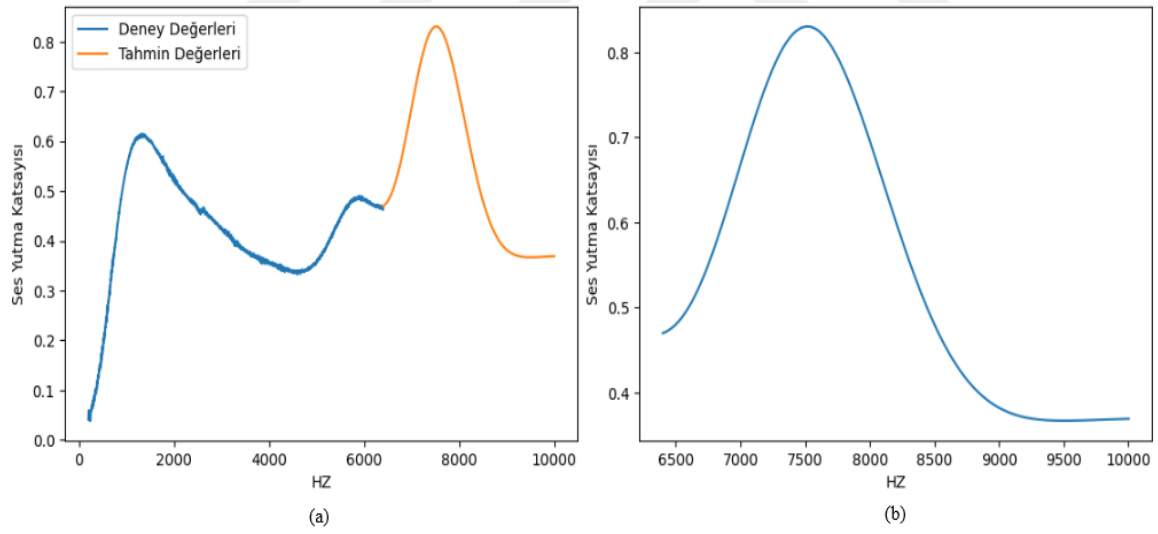
Şekil 4.45 5×10 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.46’da altıgen 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip 6×5 adı verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı SVR model tahmin grafiği verilmiştir.



Şekil 4.46 6×5 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)

Şekil 4.47’de altıgen 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip 6×10 adı verilen numunelerin 6400-10000 Hz aralığındaki ses yutma katsayısı SVR model tahmin grafiği verilmiştir.



Şekil 4.47 6×10 deneysel sonuç ve SVR model tahmin grafiği (a), SVR model tahmin sonuç grafiği (b)

BÖLÜM 5

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Çalışmada, 3D yazıcıyla oluşturulan çeşitli geometrik yüzey tasarımlarına sahip PLA numunelerinin belirli frekans değerlerindeki akustik özelliklerini belirlemek ve bu bağlamda bir makine öğrenmesi yaklaşımı geliştirmek hedeflenmiştir. Deneysel analizde, öncelikli veri değerlendirmesi akustik analiz (empedans tüpleri), sonrasında uyumluluk analizi açısından modal analiz yöntemi kullanılmıştır. Akustik analiz sonucunda test gruplarının ses yutma katsayıları belirlenmiş, sonrasında modal analiz parametreleriyle (doğal frekans, sönümleme oranı, v.b.) sonuçlandırılmıştır.

Modal analiz yöntemiyle yapılan testlerde Mod II, Mod I'e kıyasla daha yüksek doğal frekanslara ve daha düşük dinamik sertlik değerlerine sahiptir. Bu durum, Mod II'nin Mod I'den daha rijit ve daha az sönümlenmiş olduğunu gösterir. Elde edilen bulgular, Mod II için frekans yanıtlarının yeterince hassas olduğunu ve gözlem yapılabilecek seviyede olduğunu göstermektedir.

Mod II için doğal frekans ve dinamik sertlik değerlerinin numune geometrisi ve yüzey geometri derinliği ile istatistiksel açıdan anlamlı ters bir korelasyona sahip olduğunu ortaya koymuştur. Numune çokgen geometrisi arttıkça dinamik sertlik değerinin azaldığı, sönüm oranının ise genel olarak arttığı gözlemlenmektedir. Bu durum, yüzey geometrisinin yapısının değişimi ile daha yüksek rijitliğe ve sönümleme özelliğinin kazandırılabilceğini gösterir. Deney sonuçları, geometrik şeklin dinamik sertlik üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Empedans tüpü ile test edilen dörtgen, beşgen ve altıgen yüzey geometrileri aynı geometriye sahip ancak farklı yüzey çukur derinlikleri (5 mm ve 10 mm) göz önüne alınarak kıyaslanmıştır. Numunelerin ses yutma performansları düşük frekans değerlerinde (200-2500 Hz), 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip numunelerde daha iyi sonuçlar vermiştir. Daha iyi ses yutma

performansı sergilediği gözlemlenmiştir. Düşük frekans değerlerinde, düşük yüzey çukur derinliğine sahip numunelerin tercih edilmesi, yüksek frekans değerlerinde ise daha derin yüzey çukur derinliğine sahip geometrilerin kullanılması ses yutma performansını olumlu etkileyebileceği anlaşılmıştır.

Test edilen dörtgen, beşgen ve altıgen yüzey geometrileri farklı geometriye sahip ancak aynı yüzey çukur derinlikleri olduğu kriteri göz önüne alınarak kıyaslanmıştır. Numunelerin ses yutma performansları 5 mm yüzey geometri derinliğine sahip numunelerde düşük frekans değerlerinde (200-1000 Hz) dörtgen numunenin diğer numuneler ile kıyasla daha iyi bir ses yutma performansı sergilediği tespit edilmiştir. Artan frekans değerlerinde ise altıgen numunenin beşgen numuneden, beşgen numunenin ise dörtgen numuneden daha iyi bir ses yutma performansı sergilediği belirlenmiştir. 10 mm yüzey geometri derinliğine sahip numunelerde ise düşük frekans değerlerinde (200-1000 Hz) dörtgen numune, beşgen numuneden, beşgen numune ise altıgen numunesinden daha iyi bir ses yutma performansı sergilemiştir. Artan frekans değerlerinde ise altıgen numunenin beşgen numuneden, beşgen numunenin ise altıgen numuneden daha iyi bir ses yutma performansı sergilediği belirlenmiştir. Ancak frekans değerinin daha da artması ile beraber dörtgen numunenin yutuculuk performansının yüksek oranda artmaya başladığı dikkat çekmektedir. Sonuç olarak düşük frekans değerlerinde azalan çokgen yüzey geometrisinin ses yutma performansını olumlu etkilediği, yüksek frekans değerlerinde ise artan çokgen yüzey geometrisinin ses yutma performansını olumlu etkilediği analısmıştır. Ancak çok yüksek frekans değerlerinde bu kabul geçerliliğini yitirerek dörtgen gibi numunelerin ses yutma performanlarında olağanüstü bir artış sağlayabileceği tespit edilmiştir.

Elde edilen bu veriler daha sonra çeşitli makine öğrenimi modellerinde test edilerek ses yutma katsayısı davranışlarının tespit edilmeye çalışılmıştır.

Modellerin performansı, R-kare skorları ile değerlendirilmiştir. Lineer regresyon, PLS regresyonu, Ridge regresyonu, Lasso regresyonu ve Elasticnet regresyonu gibi modeller, düşük R-kare değerleri nedeniyle yetersiz modeller olarak kabul edilmiştir. Diğer yandan, KNN, CART, GBM, XGBoost, LightGBM ve Random Forest gibi modeller aşırı öğrenme sorunu yaşamıştır. Ancak MLP ve SVR modelleri, çok başarılı olarak kabul edilebilecek sonuçlar göstermişlerdir. Gerçekleştirilen incelemeler sonucunda, geliştirilen MLP ve SVR modellerinin R-kare değerlerinin 0.99 olarak belirlenmesi, bu modellerin olağanüstü bir performans

sergilediğini göstermektedir. Makine öğrenimi modelinin, her iki yöntem için de gerçekleştirdiği tahminlerin yüksek doğruluk oranlarına sahip olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte, numunelerin ölçülen deneysel düşük frekanslardaki ses yutma performansları göz önüne alınarak, MLP ve SVR modelleri karşılaştırılmıştır. Ardından, ölçümü gerçekleştirilemeyen yüksek frekans değerlerindeki ses yutma katsayılarına yönelik tahminler yapılmıştır. Bu bulgular ışığında, SVR model tahminlerinin parabolik davranışlarda kusursuza yakın hareket etmesi göz önüne alınarak modelin MLP modeline kıyasla daha güvenilir olduğu sonucuna varılmasını ve bu model tercih edilmesini sağlamıştır.

PLA malzemesi ve farklı geometrilere sahip numunelerin akustik performansının değerlendirilmesinde makine öğrenimi modellerinin etkili bir araç olabileceğini tespit edilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan empedans tüplerinin sınırlılıkları göz önünde bulundurulduğunda; Ölçüm aralığının 200-6400 Hz ile sınırlı olması, yüksek frekanslarda akustik ölçümlerde yetersizliklere neden olmaktadır. Bununla birlikte, makine öğrenimi modelleri sayesinde bu sınırlılıkların aşılabileceği ve 6400-10000 Hz gibi çok daha geniş frekans aralıklarında da tahminlerin yapılabileceği tespit edilmiştir. Akustik performansın değerlendirilmesinde ve tahmin edilmesinde makine öğrenimi modellerinin kullanımının potansiyeli ortaya konulmuştur. Özellikle SVR modelinin, yüksek frekans değerlerinde dahi başarılı tahminler yapabildiği sonucuna ulaşılmıştır.

Bu sonuçlar, 3D baskıyla üretilen malzemelerin akustik özelliklerinin değerlendirilmesinde yeni bir yaklaşım sunmaktadır ve endüstriyel tasarım süreçlerinde önemli bir adım olabilir. Gelecekte, daha geniş veri setleriyle ve daha karmaşık modellerle çalışarak tahmin performansının artırılması mümkün olabilir. Ayrıca, farklı malzemelerin ve geometrilerin akustik özelliklerinin makine öğrenimi kullanılarak çok daha detaylı bir şekilde incelenmesi ve karşılaştırılması da önemli bir araştırma alanı olabilir. Bununla birlikte, deneysel çalışmalarda kullanılan ölçüm tekniklerinin geliştirilmesi ve daha geniş frekans aralıklarının kapsanmasıyla ilgili çalışmalar yapılabilir. Empedans tüplerinde kullanılan yazılımların yapay zekâ metodları ile entegre çalışması gibi projelerin geliştirilebileceği ön görülmektedir. Bu çalışmalar akustik malzeme ve yapı tasarımı alanında önemli katkılar sağlayabileceği düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Zhang, S, Yin L & Fang N** (2009) Focusing Ultrasound With an Acoustic Metamaterial *Network Physical Review Letters*, 102 (19): 194301.
- [2] **Cummer S A, Christensen J & Alù A** (2016) Controlling Sound With Acoustic Metamaterials. *Nature Reviews Materials*, 1 (3): 1-13.
- [3] **Pendry J B, Holden A J, Robbins D J, & Stewart W J** (1999). Magnetism From Conductors and Enhanced Nonlinear Phenomena. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 47 (11): 2075-2084.
- [4] **Ma G, & Sheng P** (2016). Acoustic Metamaterials: From Local Resonances to Broad Horizons. *Science Advances*, 2(2): e1501595.
- [5] **Kumar R, Kumar M, Chohan J S & Kumar S** (2022). Overview on Metamaterial: History, Types and Applications. *Materials Today: Proceedings*, 56: 3016-3024.
- [6] **Vasina M, Monkova K, Monka P P, Kozak D, & Tkac J** (2020). Study of the Sound Absorption Properties of 3D-Printed Open-Porous ABS Material Structures. *Polymers*, 12 (5): 1062.
- [7] **Cho S J, Kim B S, Min D K, Cho Y S, & Park J H** (2016). Honeycomb-shaped Meta-Structure for Minimizing Noise Radiation and Resistance to Cooling Fluid Flow of Home Appliances. *Composite Structures*, 155: 1-7.
- [8] **Kennedy J, Flanagan L, Dowling L, Bennett G J, Rice H, & Trimble D** (2019). The Influence of Additive Manufacturing Processes on the Performance of a Periodic Acoustic Metamaterial. *International Journal of Polymer Science*, 2019 (1): 7029143.
- [9] **Jiang C S, Li X H, Cheng W Y, Luo Y, & Xing T** (2020). Acoustic Impedance of Microperforated Plates With Stepwise Apertures. *Applied Acoustics*, 157: 106998.
- [10] **Auriemma F** (2017). Acoustic performance of micro-grooved elements. *Applied Acoustics*, 122: 128-137.
- [11] **Ning J F, Ren S W & Zhao G P.** 2016). Acoustic Properties of Micro-Perforated Panel Absorber Having Arbitrary Cross-Sectional Perforations. *Applied Acoustics*, 111: 135-142.
- [12] **Attenborough K** (2019). Macro-and Micro-structure Designs for Porous Sound Absorbers. *Applied Acoustics*, 145: 349-357.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [13] **Hoang M T, Bonnet G, Luu H T, Perrot C** (2014). Linear Elastic Properties Derivation From Microstructures Representative of Transport Parameters. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 135(6): 3172-3185.
- [14] **Sailesh R, Yuvaraj L, Pitchaimani J, Doddamani M & Chinnapandi L B M.** (2021) Acoustic Behaviour of 3D Printed Bio-degradable Micro-perforated Panels with Varying Perforation Cross-sections. *Applied Acoustics*, 174:107769.
- [15] **Ghaffari M S, Naguib H E, Park C B & Atalla N** (2015) Design and Development of Novel Bio-based Functionally Graded Foams for Enhanced Acoustic Capabilities. *Journal of materials science*, 50: 1248-1256.
- [16] **Derin N** (2018) Meta-malzemelerin Ses İletim Kaybı Davranışlarının İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Makine Dinamiği, Titreşimi ve Akustik Bilim Dalı. İstanbul, 99 s.
- [17] **Surgeon M and Wevers M** (1999) Modal analysis of acoustic emission signals from CFRP laminates. *Ndt & e International*, 32 (6): 311-322.
- [18] **Xu Y F and Huang G L** (2023) Modal Sensitivity Analysis of Acoustic Metamaterials for Structural Damage Detection. *International Journal of Mechanical Sciences*, 259: 108571.
- [19] **Ma F, Huang M and Wu J H** (2017) Acoustic Metamaterials with Synergetic Coupling. *Journal of Applied Physics*, 122 (21): 215102
- [20] **Wu L, Liu L, Wang Y, Zhai Z, Zhuang H, Krishnaraju D, ... and Jiang H** (2020) A Machine Learning-based Method to Design Modular Metamaterials. *Extreme Mechanics Letters*, 36: 100657.
- [21] **Hou J, Lin H, Xu W, Tian Y, Wang Y, Shi, X, ... and Chen L** (2020) Customized Inverse Design of Metamaterial Absorber Based on Target-driven Deep Learning Method. *IEEE Access*, 8: 211849-211859.
- [22] **Stender M, Adams C, Wedler M, Grebel A, and Hoffmann N** (2021) Explainable Machine Learning Determines Effects on the Sound Absorption Coefficient Measured in the Impedance Tube. *The journal of the Acoustical Society of America*, 149 (3): 1932-1945.
- [23] **Fan, J, Zhang L, Wei S, Zhang Z, Choi S K, Song B, and Shi Y** (2021) A Review of Additive Manufacturing of Metamaterials and Developing Trends. *Materials Today*, 50: 303-328.
- [24] **Chen J, Liu X, Tian Y, Zhu W, Yan C, Shi Y, ... and Zhou K** (2022) 3D-Printed Anisotropic Polymer Materials for Functional Applications. *Advanced Materials*, 34 (5): 2102877.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [25] **Choudhury B, and Jha R M** (2013) A Review of Metamaterial Invisibility Cloaks. *Computers, Materials & Continua*, 33 (3): 275-303.
- [26] **Bertoldi, K, Vitelli V, Christensen J, and van Hecke M.** 2017). Flexible Mechanical Metamaterials. *Nature Reviews Materials*, 2 (11): 1-11.
- [27] **Lee S H, Park C M, Seo Y M, Wang Z G, and Kim C K** (2009) Acoustic Metamaterial With Negative Density. *Physics Letters A*, 373 (48): 4464-4469
- [28] **Zhu J, Christensen J, Jung J, Martin-Moreno, L, Yin X, Fok L, ... & Garcia-Vidal, F J** (2011) A Holey-Structured Metamaterial for Acoustic Deep-subwavelength Imaging. *Nature physics*, 7 (1): 52-55
- [29] **Guenneau S, Movchan A, Pétursson G, and Ramakrishna S A** (2007) Acoustic Metamaterials for Sound Focusing and Confinement. *New Journal of Physics*, 9 (11): 399
- [30] **Mei J, Ma G, Yang M, Yang Z, Wen W, and Sheng P** (2012) Dark Acoustic Metamaterials as Super Absorbers for Low-Frequency Sound. *Nature Communications*, 3 (1): 756
- [31] **Seçgin A, ve Baygün T** (2019). İç Boşluklu Akustik Metamalzemelerin Homojenizasyonu ve İletim Kayıplarının Transfer Matris Metodu ile Belirlenmesi. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 21 (62): 449-459.
- [32] **Koç O O.** (2021). Eklemeli üretim yöntemiyle üretilen parçaların farklı yazdırma parametrelerinin akustik özelliklere etkisinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Konya 93s.
- [33] **Erdal B.** (2021). Farklı kesitlere sahip filament fdy iplikler kullanılarak üretilen tekstil yüzeylerinin akustik performanslarının incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekstil Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul. 97 s.
- [34] **Vidinlimen G. T.** (2010). Otomotiv endüstrisinde kullanılan gözenekli malzemelerin akustik özellikleri ve analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul. 149 s.
- [35] **Hassan, T, Jamshaid H, Mishra R, Khan M Q, Petru M, Tichy M, and Muller M** (2021) Factors Affecting Acoustic Properties of Natural-fiber-based Materials and Composites: a review, *Textiles*, 1 (1): 55-85
- [36] **Otaru A J (2020).** Review on the Acoustical Properties and Characterisation Methods of Sound Absorbing Porous Structures: a Focus on Microcellular Structures Made by a Replication Casting Method. *Metals and Materials International*, 26: 915-932.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [37] Şeker N Ç. (2021) Akustik Performansı Etkileyen Geometrik Tasarım Parametreleri ve Farklı Plan Tipi Örnekleri, *Bilge International Journal of Science and Technology Research*, 5 (1): 42-54.
- [38] Özyurt H, ve Özdemir, F. (2023). Ses Yalıtım Performansı Geliştirilmiş Akustik Malzeme Tasarımının Araştırılması. *Rahva Teknik ve Sosyal Araştırmalar Dergisi*, 3 (2): 135-147
- [39] Li X, Chua J. W, Yu X, Li, Z, Zhao M, Wang Z, & Zhai W (2024) 3D-Printed Lattice Structures for Sound Absorption: Current Progress, Mechanisms and Models, Structural-Property Relationships, and Future Outlook. *Advanced Science*, 11 (4): 2305232.
- [40] Mu L, Zulkefli Z A, Jalil N A A, Putra A, Othman M N and Ahmad R M K R (2021). Experimental Investigation of an Acoustic Metamaterial Barrier Design Composed of a Square Prism Within a Hexagonal Recess. *ASEAN Eng J*, 11 (3): 57-70
- [41] Islam S, Bhat G, and Sikdar P (2023) Thermal and Acoustic Performance Evaluation of 3D-Printable PLA Materials. *Journal of Building Engineering*, 67, 105979.
- [42] Gao N and Hou H (2018) Sound Absorption Characteristic of Micro-helix Metamaterial by 3D Printing. *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, 8 (2): 63-67.
- [43] Barron R F (2003) *Industrial Noise Control and Acoustics*. 1st edition, ISBN: 0-8247-0701-X, 560p, Marcel Dekker. Inc. New York,
- [44] Keskin O ve Demirkale S Y (2020) Su Kdabağı Lifi (luffa cylindrica)-Epoksi Kompozitinde Sesin Yutulma Performansını Etkileyen Parametreler. *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 24 (1): 201-208.
- [45] Kimura M, Kunio J, Schuhmacher A and Ryu Y (2014) A New High-frequency Impedance Tube for Measuring Sound Absorption Coefficient and Sound Transmission Loss. *Proceedings of Inter-Noise, Institute of Noise Control Engineering, Melbourne, Australia*.
- [46] Gelen M (2016). Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Akustik Malzemeler ve Malzeme Özelliklerinin Akustik Parametrelere Etkisinin İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul. 85 s.
- [47] Akaydın O, Akgül A, Orhon E ve Belek H T (2013) Gürültü Kontrol Elemanlarının Akustik Özelliklerinin Empedans Tüpü ile Belirlenmesi. 10. *Ulusal Akustik Kongresi*, 1-10.
- [48] Şahin Ö ve Barış M E. (2023) Gürültü Kontrolünde, Bitkisel Materyalin Etkinliğinin Araştırılmasına Yönelik Yapılan Çalışmaların Değerlendirilmesi. *Düzce Üniversitesi Orman Fakültesi Ormancılık Dergisi*, 19 (1): 1-20.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [49] Cox T and d'Antonio P (2004) *Acoustic Absorbers and Diffusers Theory, Design and Application*. Spon Press, London and New York, UK and USA.
- [50] Kang C, Matsumura J and Oda K (2006) A Comparison of the Standing Wave and Two Microphone Methods in Measuring the Sound Absorption Coefficient of Wood. *J. Fac. Agr. Kyushu Univ*, 51 (1): 1-4.
- [51] Standard A. S. T. M. (1990). Standard Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method. *C423-90a*.
- [52] Bickford E, (2015) Design of Acoustic Impedance Analyzer, *Master Thesis*, Rutgers, The State University of New Jersey, New Brunswick, 10-29 p.
- [53] Shiney A and Premlet B (2014) Acoustic Properties of Composite Coir Mats. *IOSR Journal of Applied Physics*, 6 (3): 18-23.
- [54] Everest F Aand Shaw N A (2001) Master Handbook of Acoustics, *Acoustical Society of America Journal*, 110 (4): 1714-1715.
- [55] Labašová E and Ďuriš R (2019) Measurement of the Acoustic Absorption Coefficient by Impedance Tube, *Research Papers Faculty of Materials Science and Technology Slovak University of Technology*, 27 (45): 94-101.
- [56] Bayraktar A ve Türker T (2005) Deneyisel Modal Analiz Yöntemi ile Düzlem Çerçevelerin Dinamik Karakteristiklerinin Belirlenmesi. *Kocaeli Deprem Sempozyumu* s 23-24.
- [57] Dönmez C ve Karakan E (2009) Köprülerde Deneyisel Modal Analiz Uygulamaları. *Teknik Dergi*, 20 (99): 4851-4863.
- [58] Ahn S J, Jeong W B and Yoo W S (2004) Unbiased Expression of FRF with Exponential Window Function in Impact Hammer Testing. *Journal of sound and vibration*, 277 (4-5): 931-941.
- [59] Şekerci H U (2013). Bir Hava Aracı Komponentinin Dinamik Karakteristiklerinin Teorik ve Deneyisel Modal Analiz Metoduyla Belirlenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Uçak ve Uzay Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Uçak ve Uzay Mühendisliği Bilim Dalı, İstanbul. 101 s.
- [61] Halvorsen W G and Brown D L (1977) Impulse Technique for Structural Frequency Response Testing. *Sound and Vibration*, 11 (11): 8-21.
- [62] Ewins D J (1995) Modal Testing: Theory and Practice. *John Wiley & Sons Inc.*, New York, 165 pp
- [63] Simsek U, Arslan T, Kavas B, Gayir C E, and Sendur P (2021) Parametric Studies on Vibration Characteristics of Triply Periodic Minimum Surface Sandwich Lattice Structures. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 115: 675-690.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [64] **Uysal A E** (2009) Yapay Zekânın Temelleri ve Bir Yapay Sinir Ağı Uygulaması. *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, İletişim Bilimleri Ana Bilim Dalı, Bilişim Bilim Dalı, İstanbul. 164 s.
- [65] **Şanlıtürk E** (2018) Makine Öğrenme Algoritmalarıyla Hatalı Ürün Tahmini. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İşletme Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İşletme, İstanbul. 164 s.
- [66] **Montgomery D C, Peck E A, & Vining G G** (2020) *Introduction to linear regression analysis*. Wiley.
- [67] **Mehmood, T, Liland K H, Snipen L, and Sæbø S** (2012) A Review of Variable Selection Methods in Partial Least Squares Regression. *Chemometrics and intelligent laboratory systems*, 118, 62-69.
- [68] **Sezikli N M** (2023) Makine Öğrenmesi Yöntemiyle Yenilenebilir Güneş Enerji Üretiminin Meteorolojik Veriler Kullanılarak Tahmin Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Gelişim Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekatronik Mühendisliği Bilim Dalı, İstanbul, 91s.
- [69] **Çelik Ş** (2021) Otomobil sahipliğini etkileyen faktörlerin farklı regresyon modelleri ile incelenmesi. *Journal of Original Studies*, 2(2): 79-85.
- [70] **Oğuzlar A** (2010) CART Analizi İle Hanehalkı İşgücü Anketi Sonuçlarının Özetlenmesi, *Atatürk Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Dergisi*, 18(3-4).
- [71] **Çoban, A** (2018). Makine Öğrenmesi Teknikleri İle Güncel TÜİK Yaşam Memnuniyeti Anketlerinin İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bilişim Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Muğla. 99s.
- [72] **Natekin A and Knoll A** (2013) Gradient Boosting Machines, A Tutorial, *Frontiers in neurorobotics*, 7-21.
- [73] **Görgün M** (2020). Makine Öğrenmesi Yöntemleri ile Kalp Hastalığının Teşhis Edilmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Aydın Üniversitesi, Bilgisayar Mühendisliği Ana Bilim Dalı Bilgisayar Mühendisliği Programı, İstanbul, 60s.
- [74] **Agatonovic-Kustrin S, and Beresford R** (2000) Basic Concepts of Artificial Neural Network (ANN) Modeling and its Application in Pharmaceutical Research. *Journal of pharmaceutical and biomedical analysis*, 22 (5): 717-727.
- [75] **Popescu M C, Balas V E, Perescu-Popescu L, and Mastorakis N** (2009). Multilayer Perceptron and Neural Networks. *WSEAS Transactions on Circuits and Systems*, 8 (7): 579-588.
- [76] **Singh A, Kotiyal V, Sharma S, Nagar J and Lee C C** (2020) A Machine Learning Approach to Predict the Average Localization Error with Applications to Wireless Sensor Networks. *IEEE Access*, 8: 208253-208263.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

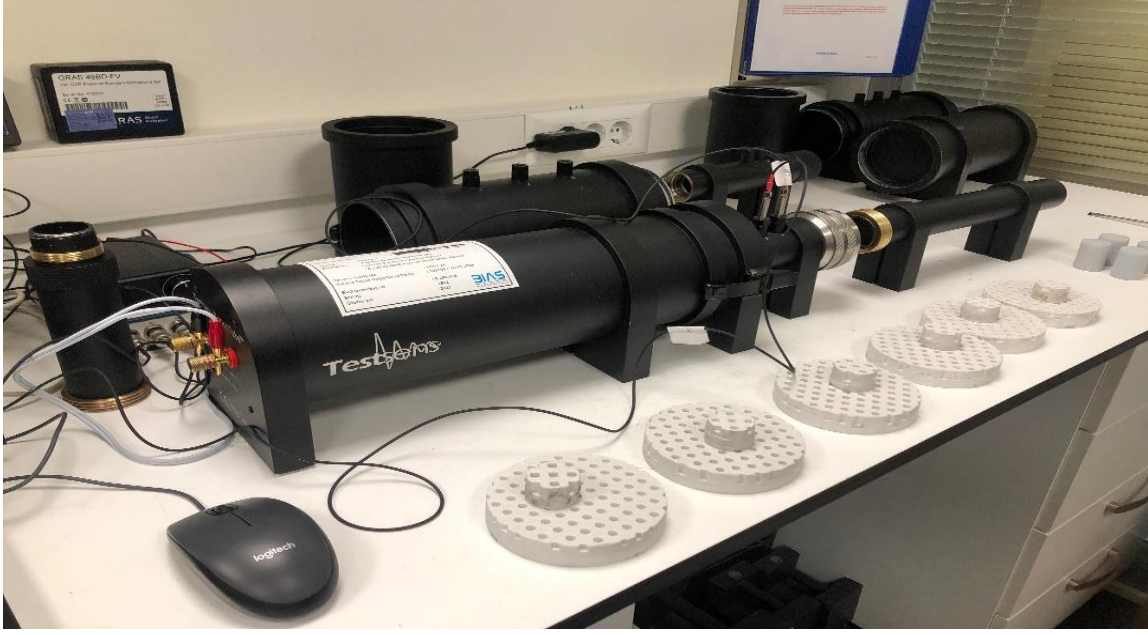
- [77] **Basak D, Pal S and Patranabis D C** (2007). Support Vector Regression. *Neural Information Processing-Letters and Reviews*, 11 (10): 203-224.
- [78] **Dietterich T** (1995). Overfitting and Undercomputing in Machine Learning. *ACM computing surveys (CSUR)*, 27 (3): 326-327.





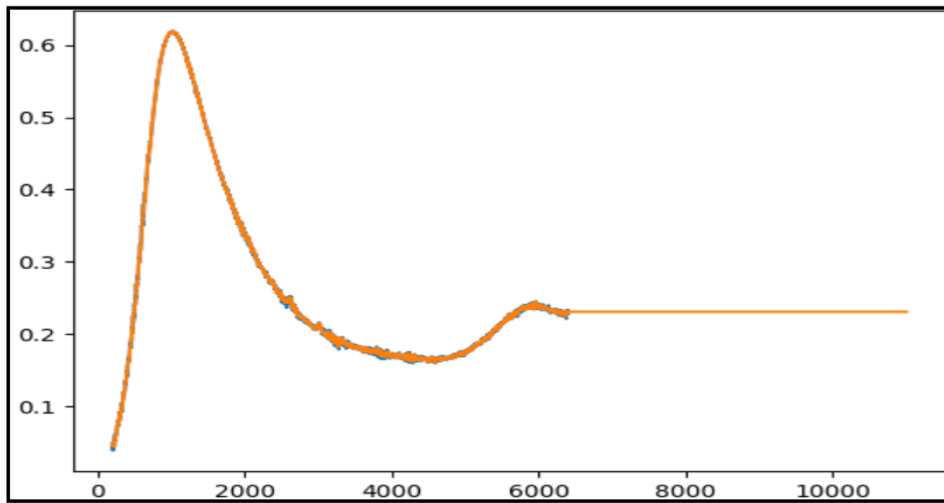
EKLER

EK A: Empedans Tüpü Test Düzeneği



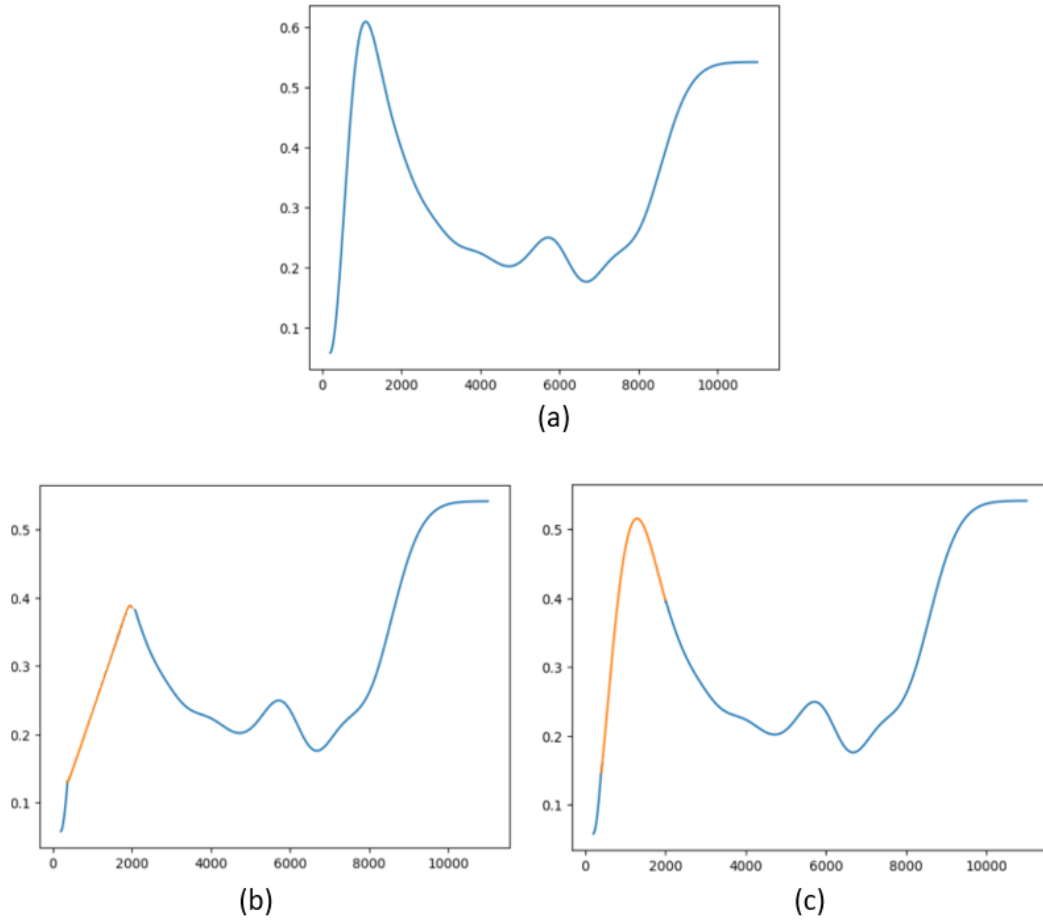
Şekil A.1 Empedans Tüpü Test Düzeneği detaylı görünüm

EK B: Overfitting Sorun Örneği



Şekil B.1 Overfitting Sorunu aşılammamış ses yutma grafiği

EK C: 400-2000 Hz Aralığı Tahmin Sonuçları



Şekil C.1 5X5 Ses Yutma Grafiği (a), 400-2000 Hz MLP Modeli Tahmin Grafiği (b), 400 - 2000 Hz SVR Modeli Tahmin Grafiği (c)

EK D: Hazırlanan Veri Seti

	HZ	4X5	4X10	5X5	5X10	6X5	6X10
0	200	0.042728	0.037087	0.042842	0.041671	0.038172	0.041261
1	202	0.047608	0.043433	0.050428	0.046837	0.041509	0.050019
2	204	0.045968	0.037340	0.053036	0.051117	0.043284	0.050883
3	206	0.038668	0.032332	0.042732	0.048385	0.042189	0.041397
4	208	0.049958	0.042164	0.053001	0.056565	0.051261	0.055207
...	...	...	...	...	...	...	...
3096	6392	0.233091	0.451691	0.190180	0.198908	0.288969	0.467731
3097	6394	0.228735	0.453369	0.189089	0.199632	0.288441	0.469895
3098	6396	0.232420	0.450880	0.191659	0.199967	0.286292	0.467243
3099	6398	0.228175	0.450360	0.186886	0.194443	0.283189	0.462081
3100	6400	0.228165	0.452395	0.186130	0.195206	0.286007	0.465499

```

RangeIndex: 3101 entries, 0 to 3100
Data columns (total 7 columns):
#   Column   Non-Null Count  Dtype
---  ---      -
0    HZ        3101 non-null   int64
1    4X5        3101 non-null   float64
2    4X10       3101 non-null   float64
3    5X5        3101 non-null   float64
4    5X10       3101 non-null   float64
5    6X5        3101 non-null   float64
6    6X10       3101 non-null   float64
dtypes: float64(6), int64(1)

```

Şekil D.1 Veri Seti

ÖZGEÇMİŞ

Hüseyin Seccad Genç, İlköğretim öğrenimini Karasu Namık Kemal İlköğretim Okulu'nda tamamladıktan sonra Karasu Anadolu Öğretmen Lisesi'nden mezun oldu. 2018 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi'ne kayıt olarak lisans eğitime başladı ve 2022 yılında mezun oldu. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda tezli yüksek lisans programına kabul edildi ve eğitime devam etmektedir.