

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**HOPARLÖR IZGARASININ AKUSTİK DAVRANIŞA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali Bekir KILIÇKAYA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

MAYIS 2024

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**HOPARLÖR IZGARASININ AKUSTİK DAVRANIŞA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ali Bekir KILIÇKAYA
(503211401)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

MAYIS 2024

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY★GRADUATE EDUCATION INSTITUTES

**INVESTIGATION OF THE ACOUSTIC EFFECT OF THE LOUDSPEAKER
GRILLE**



MASTER'S THESIS

**Ali Bekir KILIÇKAYA
(503211401)**

Department of Mechanical Engineering

Machine Dynamics, Vibration and Acoustics Program

Thesis Advisor: Prof. Dr. Haluk EROL

MAY 2024

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503211401 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ali Bekir KILIÇKAYA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “HOPARLÖR IZGARASININ AKUSTİK DAVRANIŞA ETKİSİNİN İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Haluk EROL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Çetin YILMAZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Osman Taha ŞEN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 28 Nisan 2024
Savunma Tarihi : 30 Mayıs 2024



ÖNSÖZ

Çalışmamın tamamlanması sırasında gösterdiği rehberlik ve yönlendirmelerden dolayı danışmanım Prof. Dr. Haluk EROL'a teşekkür ederim.

Bu çalışmayı destekleyen şirketim Arçelik A.Ş.'ye, Ar-Ge ekibinden İbrahim Demirel ve arkadaşım Ferhat Akpınar'a şükranlarımı sunarım. Son olarak değerli aileme hayatımdaki destekleri için teşekkür ederim.

Mayıs 2024

Ali Bekir KILIÇKAYA
(Makine Mühendisi)





İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ	xvii
ŞEKİL LİSTESİ	xix
ÖZET	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
2. TEORİK ESASLAR	9
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR	19
3.1 Sayısal Model	20
3.2 Analiz Sonuçları	35
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	61
4.1 Deney Kurulumu	61
4.2 Deney Sonuçları	69
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR	81
EKLER	87
ÖZGEÇMİŞ	89



KISALTMALAR

dB	: DesiBell
FEM	: Sonlu elemanlar yöntemi (finite element method)
Hz	: Hertz
ISO	: Uluslararası Standart Organizasyonu (International Standard Organisation)
kHz	: Kilo Hertz
Pa	: Paskal
RMS	: Karekök Ortalama (Root mean square)
REW	: Room Equalizer Wizard Programı
SI	: Uluslararası Birimler Sistemi (International System of Units)
SPL	: Ses Basınç Seviyesi
TV	: Televizyon



SEMBOLLER

λ	: Dalga boyu
a	: Absorpsiyon katsayısı
a_n	: Normal ivme
c	: Ses hızı
DI	: Yönelim indeksi (directivity index)
d_a	: Sönümleme katsayısı
e_a	: Kütle katsayısı
f	: Frekans
k_0	: Açısal dalga sayısı
ρ	: Yoğunluk
p	: Basınç
r	: Ses kaynağından uzaklık
S	: Yüzey alanı
t	: Zaman
u	: Skaler alanın gradyanı
v_n	: Normal hız
ω	: Açısal frekans
γ_1, γ_2	: Kanal akustik empedansı
Z	: Akustik empedans



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Eşitlikteki ifadelerin gösterimi ve SI birimleri.	11
Çizelge 3.1 : Hoparlör ızgara tasarım çalışmasındaki konfigürasyonlar.	24
Çizelge 3.2 : Çözümlemede kullanılan bilgisayar donanım bilgileri	35
Çizelge 3.3 : Sayısal çalışmalarla kalınlık faktörünün incelenmesi amacıyla seçilen ızgara özellikleri.	39
Çizelge 3.4 : Deneysel ve sayısal çalışmalar arasındaki oluşan sapma miktarlarının (dB) 1/3 frekans bantlarında gösterimi.	41
Çizelge 3.5 : Izgara kalınlıklarına göre 3 kHz ile 20 kHz frekans aralığında oluşan ortalama standart sapma miktarları	42
Çizelge 3.6 : Farklı kalınlıklardaki daire delik tipli ızgaralar için hesaplanan öz değerler	43
Çizelge 3.7 : Izgara delik tipi ve boyutu etkisi analizlerinde seçilen ızgara konfigürasyonları.	46
Çizelge 3.8 : Izgara delik tipi karşılaştırması için seçilen ızgara konfigürasyonları.	47
Çizelge 3.9 : Faz tıpasına benzerlik gösteren ızgaraların karşılaştırması için belirlenen konfigürasyonlar.	53
Çizelge 4.1 : Deney düzeneğinde kullanılan ekipman bilgileri	66
Çizelge 4.2 : Deneysel ızgara çalışmasında kullanılan ızgara konfigürasyonları.	67



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 :	Ticari bir hoparlörün merkez ekseninden alınan frekans cevabı ve oluşan önemli sapmalar.	2
Şekil 1.2 :	3 sürücüye sahip bir hoparlör görseli.	2
Şekil 1.3 :	Yüksek frekans üreten hoparlör (tweeter) önünde bulunan tel örgü ızgara.	4
Şekil 2.1 :	Basitleştirilmiş ızgara akustik yayılım etkisi.	16
Şekil 3.1 :	Comsol program arayüzü.	20
Şekil 3.2 :	(a) Hoparlör, ızgara ve platformun görüntüsü ve (b) kesit görüntüsü.	22
Şekil 3.3 :	(a)'da farklı menfez yapısına sahip ızgaraların üstten görüntüsü, (b) ve (c)'de kesit görüntüsü gösterilmiştir.	22
Şekil 3.4 :	Efektif ızgara alanının örnek gösterimi.	24
Şekil 3.5 :	Dış küre, iç küre ve modelin görseli.	25
Şekil 3.6 :	Çeyrek model tasarımı.	25
Şekil 3.7 :	Başlangıç değer sınır şartı uygulanan hacimlerin mavi renkle gösterilmesi.	26
Şekil 3.8 :	Simetri sınır şartı uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.	26
Şekil 3.9 :	Mükemmel eşleşen katman sınır şartı tanımlı olan hacimlerin mavi renkle gösterilmesi.	27
Şekil 3.10 :	Dış alan hesaplama sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.	27
Şekil 3.11 :	Ses yutum katsayısı sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.	29
Şekil 3.12 :	Termal ve viskoz sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.	30
Şekil 3.13 :	Deneysel (pembe), termoviskoz kayıplı sayısal (yeşil) ve termoviskoz kayıpların dahil edilmediği sayısal (siyah) sonuçları.	30
Şekil 3.14 :	Normal ivme sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.	31
Şekil 3.15 :	Modelin ağ örgüsü oluşturulmuş hali.	32
Şekil 3.16 :	Sınır katman ağ örgüsünün model üzerinde uygulanan yüzeylerinin (a) tamamının ve (b) yakından görünümü.	33
Şekil 3.17 :	Daire kesitli ızgara tipindeki model konfigürasyonunun 20 kHz için SPL analiz sonucu.	33
Şekil 3.18 :	Mikrofon ile alınan ölçüm noktalarının şematik gösterimi.	34
Şekil 3.19 :	Çeşitli frekans değerleri için 0°'deki noktanın dB değerlerinin analiz programındaki görseli.	34
Şekil 3.20 :	Çeşitli frekans değerleri için 0°'deki noktanın dB değerlerinin REW programında gösterimi.	35
Şekil 3.21 :	Hoparlörün ızgarasız koşulda 0°, 10°, 20°, 30° açılarda oluşturduğu frekans cevabı karşılaştırması.	36

Şekil 3.22 :	Hoparlörün kare delikli ızgara koşulunda 0°, 10°, 20°, 30° açılarda oluşturduğu frekans cevabı karşılaştırması.	36
Şekil 3.23 :	(a) Izgarasız ve (b) 2,6 mm kare delikli 5 mm kalınlığındaki ızgara için hoparlör yönelim grafiği.....	38
Şekil 3.24 :	SPL-frekans grafiği (a) ızgaralı ve izgarasız modelin sayısal çözümü (b) değer farkı grafiği.	40
Şekil 3.25 :	2-3-4-5 mm kalınlığındaki ızgara model tiplerinin ortalama SPL sapma miktarı	40
Şekil 3.26 :	3mm daire delikli 3mm kalınlığındaki ızgara için sayısal çözüm görselleri.....	42
Şekil 3.27 :	Ses basınç seviyesinin hesaplanacağı yüzeylerin gösterimi.....	43
Şekil 3.28 :	2, 3, 4 ve 5 mm kalınlığındaki ızgaraların üst yüzeylerinde hesaplanan ses basınç seviyeleri	44
Şekil 3.29 :	Izgara durumu için sayısal çalışma ile 5 kHz ve 14 kHz frekanslarında hesaplanan ses basınç seviyelerinin çeyrek model üzerinde gösterimi.	45
Şekil 3.30 :	5 ızgara tipi için küçük, orta ve büyük deliklerin referans duruma göre oluşturdukları ortalama sapma değerleri (dB).	46
Şekil 3.31 :	3 mm kalınlığındaki daire (%50), kare (%50), kavisli, daralan ve genişleyen tipli ızgaraların oluşturduğu sapmaların karşılaştırması.	48
Şekil 3.32 :	3mm kalınlığındaki daire (%30), kare (%30) kavisli, daralan ve genişleyen tipli ızgaraların oluşturduğu farkların karşılaştırılması.	48
Şekil 3.33 :	(a)'da menfez farklı açıklık oranına yapısına sahip ızgaraların üstten görüntüsü, (b)'de kesit görüntüsü gösterilmiştir.....	50
Şekil 3.34 :	Delik/ızgara oranı %30, 50, 70 olan ızgaraların izgarasız duruma göre sapma miktarları.	50
Şekil 3.35 :	Faz tıpasına sahip bir sahne hoparlörü.	51
Şekil 3.36 :	Faz tıpasına benzeyen (a) düşük frekans hoparlörü (woofer) ve (b) yüksek frekans hoparlörü (tweeter) ızgara tasarımları.....	52
Şekil 3.37 :	%50 açıklığa sahip (a) Tip1 ve (b) Tip2 ızgara tipleri.	52
Şekil 3.38 :	Tip1, Tip2 ve izgarasız durumda alınan hoparlör frekans cevapları. ...	53
Şekil 3.39 :	Tip1 ve Tip2 ızgaraların oluşturduğu sapma değerleri.	54
Şekil 3.40 :	Tip1, Tip2 ve 3 mm daire delikli ızgara sapma miktarlarının karşılaştırması.	54
Şekil 3.41 :	(a) Çıta ve (b) ters çıta ızgara tasarım görselleri.....	55
Şekil 3.42 :	Çıta, ters çıta ve 3 mm daire delikli ızgara sapma miktarlarının karşılaştırması.	55
Şekil 3.43 :	Farklı çaplarda daire delikli (Ø0,8 - Ø1,62 - Ø2,51 mm) ızgara görseli.	56
Şekil 3.44 :	Kalınlığı 3 mm, çapları 3 mm, 5 mm ve değişken olan daire delikli ızgaraların sapma miktarlarının karşılaştırması.....	56
Şekil 3.45 :	(a) çevresel ve (b) radyal ızgara görselleri.	56
Şekil 3.46 :	Çevresel, radyal ve değişken daire delikli tip ızgaraların sapma miktarlarının karşılaştırması.	57
Şekil 3.47 :	(a) radyal ve (b) 3 mm daire delikli ızgara.	57
Şekil 3.48 :	2 Izgara durumu için sayısal çalışma ile 9,5 kHz frekansında hesaplanan ses basınç seviyelerinin ve ses şiddeti transferinin model üzerinde gösterimi.	58
Şekil 3.49 :	(a) radyal ve (b) 3 mm daire delikli ızgaraların hoparlör eksenile 0°, 10°, 20° ve 30° açılı durumda alınan ölçüm sonuçları.....	59

Şekil 3.50 :	3 mm daire delikli, radyal ızgara ve ızgarasız durum için ölçüm değerleri (RMS).	59
Şekil 3.51 :	(a) radyal ve (b) 3 mm daire delikli ızgara için hoparlör yönelim grafiği.	60
Şekil 4.1 :	Deney düzeneğinde kullanılan hoparlörün (a) üst ve (b) alt görüntüsü.	61
Şekil 4.2 :	5 adet hoparlör numunesinin frekans cevapları karşılaştırması.	62
Şekil 4.3 :	REW ölçüm ayarlarının ekran görüntüsü.	63
Şekil 4.4 :	Ölçümlere uygulanan pencereleme ayarlarının REW programı arayüzündeki gösterimi.	63
Şekil 4.5 :	Kullanılan ESMT AD87088 model dijital analog dönüştürücü & amplifikatör.	64
Şekil 4.6 :	Kullanılan Earhtworks marka M23R model mikrofön ve ölçüm kalibrasyon belgesi.	65
Şekil 4.7 :	Hoparlör frekans ölçümü için kurulan deney düzeneği.	65
Şekil 4.8 :	Boş oda içerisinde alınan arka plan gürültüsü.	66
Şekil 4.9 :	Ölçüm sisteminin basitleştirilmiş şematik gösterimi.	67
Şekil 4.10 :	Izgaraların 3 boyutlu yazıcıda oluşturulması.	68
Şekil 4.11 :	3 boyutlu (3D) yazıcı yardımıyla oluşturulan bazı ızgaraların görüntüsü.	68
Şekil 4.12 :	Izgarasız durum (siyah eğri) ve 3 malzemenin oluşturduğu frekans cevabı.	69
Şekil 4.13 :	Izgarasız durum için hoparlör ekseninden alınan sayısal sonuç ile deneysel sonucun karşılaştırılması.	69
Şekil 4.14 :	2 mm ve 5 mm kalınlıklarındaki Ø4 mm daire delikli ızgaranın deneysel ve sayısal çalışma sonucu karşılaştırması.	70
Şekil 4.15 :	2 mm ve 5 mm kalınlıklarındaki 2,659 mm kenarlı kare delikli ızgaranın deneysel ve sayısal çalışma sonucu karşılaştırması.	70
Şekil 4.16 :	Ø ₁ = 3, Ø ₂ = 1,8, Ø ₃ = 3 mm çaplarında kavisli delikli ızgaraların, 2 mm ve 5 mm kalınlıklar için deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarının karşılaştırılması.	70
Şekil 4.17 :	13 farklı durum için eksen üzerinde (on-axis) alınan sayısal ve deneysel sonuçlar arasında oluşan sapma miktarları (dB).	71
Şekil 4.18 :	Karşıdan ölçümler için sayısal ve deneysel çalışmalar arası frekanslara göre oluşan en yüksek sapma değerlerinin serpilme diyagramı.	72
Şekil 4.19 :	Izgarasız durumda hoparlör ekseninde 10°, 20°, 30°'de alınan sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması.	73
Şekil 4.20 :	2,659 mm kare delikli 5 mm kalınlığındaki ızgara için hoparlör ekseninde 10°, 20°, 30°'de alınan sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması.	73
Şekil 4.21 :	Açılı (off-axis) ölçümler için sayısal ve deneysel sonuçlar arasında oluşan sapma miktarlarının kutu grafiği (dB).	74
Şekil 4.22 :	Açılı ölçümler için sayısal ve deneysel çalışmalar arası frekanslara göre oluşan en yüksek sapma değerlerinin serpilme diyagramı.	74



HOPARLÖR IZGARASININ AKUSTİK DAVRANIŞA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Hoparlörler elektrik enerjisini sese dönüştürerek çalışan cihazlardır. Günümüzde akıllı elektronik cihazların çoğu, sesi oluşturabilmek için bünyesinde hoparlör bulundurmaktadır. Hoparlör ızgaraları bir taraftan sesin kendi üzerinden geçmesine izin verirken, bir taraftan da hoparlör bileşenlerini korumak amacıyla kullanılmaktadır. Hoparlör ızgaraları çoğu tüketici elektroniğinde hoparlörlerin önünde bulunduğundan, estetik açıdan da önem arz etmektedir.

Hoparlör ızgaraları, tasarımlarına bağlı olarak yüksek frekanslı sesler üzerinde önemli değişiklikler oluşturabilmektedir. Hoparlöre ızgara eklenmesiyle birlikte, ızgara ile hoparlör diyaframı arasında kalan hacimde sesin önemli yansıma ve kırınımları oluşmaktadır. Bu da özellikle yüksek frekanslarda dalga boyunun küçülmesiyle, ızgaranın yüksek frekanslarda seste oluşturacağı etkinin anlaşılmasını zorlaştırmaktadır. ızgara estetik görünümünün ve akustik geçirgenliğinin mekanik tasarım ile optimize edilebilmesi için, hoparlör ızgarasının ses üzerindeki etkisinin doğru bir şekilde tahmin edilmesi önem kazanmaktadır.

Literatürde hoparlör üzerine ızgara eklenmesiyle seste oluşan değişimi yüksek tutarlılıkla tahmin edebilen sayısal çalışmalar mevcuttur. Çalışmalarda ızgara deliklerinin boyutları artırıldığında ses geçirgenliğinin iyileştiği sonucuna ulaşılmıştır. Ancak ızgara delik boyutları büyütülürken her bir delik için kesit alanı genişletildiğinde, ızgara delik/yüzey alanı da artarak sesin aktarılabilceği alanda artış olmaktadır. Bu tez çalışmasında homojen delik dağılımına sahip ızgaranın, hoparlör diyafram alanına izdüşümünde delik/yüzey oranı eşit seçilip, farklı delik tipleri ve delik büyüklüklerinin ses geçirgenliğine olan etkilerinin daha tutarlı olarak karşılaştırılması amaçlanmıştır. Ayrıca literatürdeki hoparlör ızgara çalışmalarında altıgen ve daire tipi delikler kullanılmışken, bu tez çalışmasında daire, kare ve delik boyunca kesit alanı sabit olmayan kavisli, genişleyen ve daralan tip ızgara modelleri farklı kalınlıklarda karşılaştırılmıştır. Ayrıca daire, kare ve kavisli delikler için ana delikler eş alana sahip olacak şekilde ayarlanarak, delik tiplerinin efektif şekilde karşılaştırılması hedeflenmiştir.

Buna yönelik olarak, yüksek frekans üreten hoparlör (tweeter) önüne yerleştirilen ızgaranın frekans tepkisi üzerindeki etkisini tahmin etmek için bir bilgisayar simülasyonu yapılmıştır. ızgara kalınlığının ve ızgara delik şekil ve boyutlarının sese olan etkisini anlayabilmek için, farklı kalınlık ve delik tiplerine sahip ızgaralar modellenmiştir. ızgarasız hoparlör frekans cevabı referans alınarak, ızgaraların frekans cevabı üzerinde oluşturduğu değişimler karşılaştırmalı olarak grafik ve istatistiksel araçlarla gösterilmiştir.

Sayısal çalışmalarla hoparlör ızgarasının frekans tepkisindeki değişim sonuçlarını doğrulamak için deneysel çalışma yapılmıştır. Bu amaçla sayısal modeldeki hoparlör ve ızgaralar referans alınıp, eklemeli imalat yöntemiyle farklı kalınlıkta ve delik tipinde ızgaralar üretilmiştir. Oluşturulan deney düzeneği ile elde edilen deneysel sonuçlar sayısal sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçların genel olarak uyumlu olduğu görülmüştür.

Yüksek (15 kHz ve üzeri) frekans değerlerinde farklılıklar görülmüşse de, oluşan bu sapma değerleri literatürde yer alan diğer çalışmalara benzer seviyededir. Elde edilen sonuçlara göre hoparlör ızgaralarında kalınlık artışı frekans cevabında pozitif ve negatif saptmalara neden olmakta ve hoparlör yönelimini de olumsuz etkilemektedir. Mümkün olan en ince kalınlıklı ızgara modellerinin tercih edilmesi ses kalitesi açısından en avantajlı durumu oluşturacaktır.

Homojen delik dağılımına sahip ve efektif delik kesit alanının sabit olduğu ızgaralarda, delik boyutu değişiminin, frekans-ses basınç seviyesine etkisi arasında anlamlı bir ilişki bulunamamıştır. Genişleyen, daralan ve kavisli (hiperboloidal) delik tiplerine sahip ızgaralar kendi arasında mukayese edildiğinde; daralan tiplerdeki ızgaraların diğerlerine göre daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Ses yutumunun daha çok istendiği alanlarda kavisli delik tipine sahip ızgaraların tercih edilmesi daha avantajlı olabilir. Kesit çapı değişen ve kesit çapı sabit delikler arasında bir seçim yapılmak istendiğinde, ızgara delik hacmini artıracak şekilde bir seçim yapmak ses geçirgenliği açısından avantaj sağlayabilir.

Son olarak, homojen delik dağılımına sahip olan ızgaralarla, faz tıpasına benzerlik gösteren ızgara sonuçları sayısal model ile karşılaştırılmıştır. Açıklık oranı sabit tutulan (%50) ve aynı kalınlıktaki modellerden faz tıpasına benzeyen ızgara tiplerinin ses geçirme performansını iyileştirdiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Hoparlör ızgarası, Akustik, Sonlu Elemanlar

INVESTIGATION OF THE ACOUSTIC EFFECT OF THE LOUDSPEAKER GRILLE

SUMMARY

Speakers are devices that convert electrical energy into sound waves. Nowadays, most smart electronic devices have built-in speakers for sound production. Speaker grilles allow sound to pass through itself while protecting speaker components. Since speaker grilles are typically located in front of speakers in most consumer electronics, they also hold aesthetic importance.

Depending on their designs, speaker grilles can introduce significant changes in high-frequency sounds. The addition of a grille can cause important reflections and diffractions in the volume between the grille and the speaker diaphragm. Especially when multiples of quarter of the wavelengths ($\lambda/4$) fit into this volume, because of the resonance and anti-resonance conditions, suboptimal grille design could cause create positive and negative deviations in the frequency response of the loudspeaker. These deviations can deteriorate the perceived sound quality from the loudspeaker.

Especially when multiples of a quarter of the wavelengths ($\lambda/4$) fit into this volume, suboptimal grille design can create positive and negative deviations in the frequency response of the loudspeaker due to resonance and anti-resonance conditions. These deviations can significantly degrade the perceived sound quality from the loudspeaker.

Predicting the effect of the grille on high-frequency sounds can be challenging due to the shorter wavelengths associated with higher frequencies. Predicting the effect of the speaker grille effect accurately becomes crucial for optimizing both the aesthetic and acoustic transparency of the grille through mechanical design.

In the literature, there are studies which predicts the changes in the sound caused by the grille. These studies have found that increasing the size of grille holes improves sound transparency. However, as grille hole sizes increase and the cross-sectional area for each hole is expanded, the grille hole to surface area ratio also increases, leading to an increase in the space where sound can be transmitted. In this thesis, hole to surface area ratio is selected equally for comparative analysis. With this ratio, projection to the speaker diaphragm area will be kept constant. The first hole on the grille was positioned at the center of the grille, with the holes linearly arranged on the grille. For all hole types within the effective open area, the hole/grille ratio on the grille surfaces was set at 50%. In grilles with varying cross-sectional hole types, the hole/grille ratio was set at 50% on the surface with the larger holes (30% on the surface with the smaller holes). By maintaining this ratio, the study aimed to consistently compare the effects of different hole types and sizes on sound transmission.

Additionally, while hexagonal and circular holes were commonly used in previous loudspeaker grille studies, this thesis compares circular, square, and hole patterns with varying cross-sectional areas, including curved, expanding, and narrowing grille models. Furthermore, the primary holes for circular, square, and curved holes are adjusted to have equal areas, aiming for an effective comparison of hole types.

To achieve this, a computer simulation is conducted to predict the effect of placing a grille in front of a high-frequency producing tweeter speaker. Various grille models with different thicknesses, hole shapes, and sizes were modeled to understand the effect of grille thickness and hole variations on sound permeability. For this purpose,

a tweeter-type speaker and grille used in real life were first created using a 3D modeling program. The created 3D geometries were transferred to the finite element numerical analysis program. The transferred geometry was revised within the finite element package program to be suitable for analysis. To achieve this, initially the grille and speaker geometry were extracted from a volumetric solid model. The resulting volume represents the air space in the model. Then, a larger solid volume geometry was created to encompass the model. This created volume geometry was used as a perfectly matched layer (PML).

Different boundary conditions were defined on the surfaces of the remaining geometry. A finite element mesh was created in the obtained air volume, and the sound pressure level at specific points, caused by the vibration of the diaphragm, was obtained for different frequencies. This process was repeated for different grille models, and the results were compared.

Comparative changes in the frequency response caused by different thicknesses and hole types of grilles were graphically and statistically presented. For ease of understanding, frequency response of the speaker without a grille as a reference and only the deviations caused by the addition of grilles are shown. The loudspeaker grille with the least deviation is accepted as having higher sound transparency.

Experimental work is conducted in order to validate the frequency response results of the numerical simulation study. For this purpose, grilles with different thicknesses and hole types were produced using an additive manufacturing method based on the reference speaker and grilles in the numerical model. The details about the measurement condition, equipment, measurement program and selected parameters are given within this study.

Experimental results are then compared with numerical results, showing a generally consistent agreement between experimental and numerical results. In the experimental and numerical result comparisons, mild differences are seen at high frequencies, mainly 15 kHz and above. These deviations are found to be at a similar level compared to other studies in the literature.

According to the results obtained from simulation and experiments, increase in grille thickness causes both positive and negative deviations in the frequency response and adversely affects the speaker's directivity. Opting for grille models with the smallest possible thickness would create the most advantageous situation in terms of sound quality.

As the effective hole cross-sectional area is kept constant, no significant relationship was found between hole size variation and frequency-sound pressure level. When the grilles with fixed cross-sections, it is observed that circular and square grilles cause similar amount of deviation. When choosing between the two, the circular grille may be preferred because it is slightly more advantageous in the higher frequency range. When the grilles with expanding, shrinking, and curved (hyperboloidal) hole types were compared among themselves, it was observed that the grilles with shrinking types performed better than the others. In areas where more sound absorption is desired, it may be more advantageous to prefer grilles with curved hole types.

When choosing between holes with varying cross-section and fixed cross-sections, selecting in a way that increases the grille hole volume may be advantageous for sound permeability.

Furthermore, in the numerical model, grilles with a uniform hole distribution are compared with grilles resembling phase plugs. While hole to grille surface ratio (50%) and thickness are kept constant, grilles resembling phase plugs shows better sound transmission performance.

In future studies, a turntable could be preferred over a fixed platform for speaker angle measurements. This would allow measurement points to be positioned more precisely and repeatably. Additionally, If an impedance tube capable of determining the sound absorption coefficient for the 2 kHz-20 kHz frequency range used in this study is obtained, improvements can be made in numerical modeling.

Keywords: Loudspeaker Grille, Acoustics, Finite Elements





1. GİRİŞ

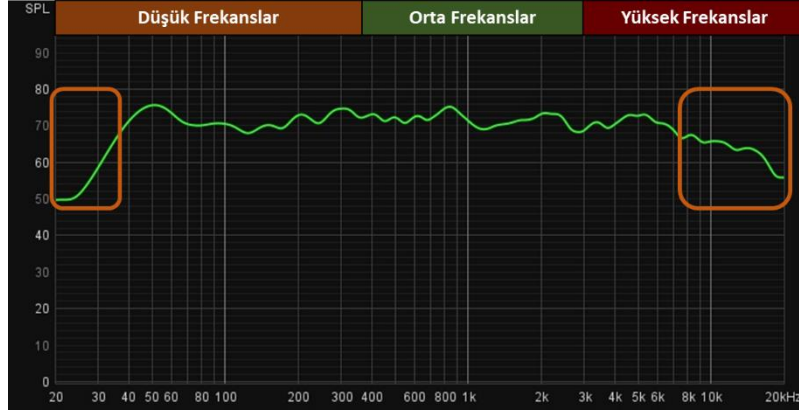
Hoparlörler elektrik enerjisini sese dönüştürerek çalışan cihazlardır (A. V. Mäkivirta, 2008). Günümüzde akıllı elektronik cihazların çoğu, ses oluşumu için bünyesinde hoparlör bulundurmaktadır.

TV, dizüstü bilgisayar ve akıllı telefon gibi birçok medya tüketim cihazında, entegre hoparlörlerin ses kalitesini anlamak ve iyileştirmek için çeşitli araştırmalar yapılmıştır (İşlek, 2019; Wu, T.-Y and Roginska, Agnieszka and Glasgal, 2014; Liechti, 2022; Keller ve diğ, 2021).

Medya tüketim cihazlarındaki hoparlörlerin çoğu, titreşen ses bobininin bağlı olduğu diyaframın hareketiyle sesin yeniden üretildiği elektrodinamik tiptedir (L. L. Beranek & Mellow, 2012; Dickason & Raichel, 1999).

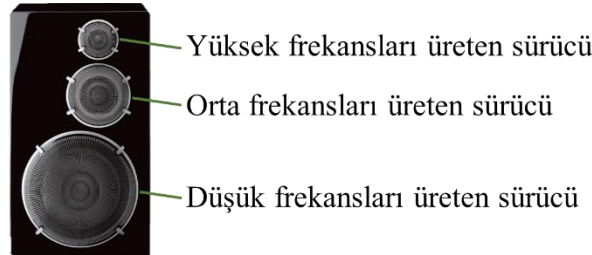
Pek çok araştırmada, çeşitli parametreler arasında, hoparlörlerin merkez ekseninde (on-axis) oluşturduğu frekans-ses basınç seviyesi tepkisinin, ses kalitesini gösteren en önemli faktörlerden biri olduğu kabul edilmektedir (Klippel, 1990; Morimoto ve diğ, 2003; Toole, 1986; Olive, 2004a; Olive, 2004b; Moore & Tan, 2003; Gabrielsson ve diğ, 1991). Bir hoparlörün frekans tepki eğrisi, sabit elektrik gücü uygulanarak, frekansa bağlı olarak ses basınç seviyesinin değişimini tanımlar (L. L. Beranek & Mellow, 2012).

Şekil 1.1’de örnek bir hoparlör frekans cevabı verilmiştir. Grafikteki Y ekseninde ses basınç seviyesi (SPL), x ekseninde insanların işitme aralığındaki frekanslar gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde yüksek ve düşük frekanslarda oluşan ses basınç seviyelerinde önemli sapmalar olduğu görülmektedir. Araştırmalar, hoparlörün merkez ekseninden alınan frekans cevabındaki düzensizliğin artmasının, hoparlörlerin algısal ses kalitesini düşüreceğini göstermektedir. Ayrıca algısal ses kalitesi yüksek olan hoparlörlerin, yatay düzlemde artan açılarda alınan ölçümlerinde yüksek frekansların düzenli (smooth) şekilde azaldığı görülmüştür. Ses kalitesi kötü olarak nitelendirilen hoparlörlerin merkez veya açılı frekans cevabı tepkilerinin, 20 Hz ila 20 kHz aralığında düzensizlik gösterdiği görülmüştür (Toole, 1986; Başaran, 2014).



Şekil 1.1 : Ticari bir hoparlörün merkez ekseninden alınan frekans cevabı ve oluşan önemli sapmalar.

Hoparlörlerin ideal olarak insanların işitme frekans aralığındaki (20 Hz ile 20 kHz) sesleri eş seviyede üretmesi beklenmektedir. Geniş frekans aralığında etkin ses oluşturma kabiliyetini arttırmak için, hoparlörlerde birden çok sürücü (multi-way) kullanılmaktadır. Düşük, orta ve yüksek frekanslı sesleri üretmek için kullanılan hoparlör sürücülerine sırasıyla “woofer”, “midrange” ve “tweeter” adı verilir. Bu sürücülerin bulunduğu örnek bir hoparlörün görüntüsü Şekil 1.2’de verilmiştir (YAMAHA NS5000). Tek sürücü yaklaşımına kıyasla, çok sürüclü sistemler genel olarak; daha düşük non-lineer ve doppler distorsiyon seviyesi, yüksek verimlilik, geniş frekans aralığında ses üretebilme ve geniş ve homojen ses yayılımının sağlanması gibi avantajlar sağlamaktadır (A. V. Mäkivirta, 2008; Klippel & Schlechter, 2006).



Şekil 1.2 : 3 sürücüye sahip bir hoparlör görseli.

Günümüzde tercih edilen popüler müzikler, konuşma içeriklerine kıyasla daha fazla yüksek frekans bilgisi içermektedir (Hove ve diğ, 2019). Yapılan güncel çalışmalar, hoparlörlerin 4 kHz ve üzerindeki frekansları üretebilmesinin, konuşma içeriklerinin anlaşılabilirlik düzeyini arttırdığını göstermektedir (Olive, 2004b; İşlek, 2019).

Hoparlörlerden üretilen yüksek frekanslı sesler, dinleyici tarafında sesin algısal konumunun anlaşılmasında da önemli bir etkiye sahiptir. Masyuki’nin araştırmasında, hoparlörlerden geniş bantlı bir ses oluşturulduğunda, 4800 Hz ve daha yüksek

frekanslarda oluşan seslerin, dinleyici tarafında yatay ve düşey ekseninde sesin algısal konumunun belirlenmesinde daha fazla öneme sahip olduğu bulunmuştur (Morimoto ve diğ., 2003). Ayrıca, yüksek frekansları üreten sürücülerin, hoparlör üzerinde dinleyicilere yönlenecek şekilde konumlandırılması önerilmiştir.

Ancak, elektronik multi-medya cihazlardaki küçülme ve incelme davranışıyla, yüksek frekans üreten hoparlörleri dinleyicilere yönlendirmek veya dinleyici kulağının seviyesine hizalamak her zaman mümkün olamamaktadır. Örnek olarak, çoğu modern düz ekran televizyonlarda, estetik kaygı ve ince çerçeve (bezel-less design) tasarım ihtiyacı nedeniyle, hoparlörler ekranın arkasında ve aşağı yönlenecek şekilde (downfiring) yerleştirilmektedir. Demirel tarafından yapılan çalışmada, tipik bir TV hoparlörünün karşıya ve aşağıya bakma pozisyonlarının karşılaştırılmasıyla ses üzerindeki değişimi analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda, hoparlör aşağı yönlenme yapısının, dinleyiciye yönlenmeye kıyasla 1600 Hz frekansların üzerinde ses basınç seviyelerinde 7 dB'ye kadar sapmaya yol açtığı görülmüştür (Demirel, 2021).

Benzer şekilde, mevcut alanın zorluğu ve otomobil iç hacim kısıtlamaları ve stil endişeleri nedeniyle, çoğu otomobilde yüksek frekanslı sürücüler doğrudan dinleyiciye yönlendirilememektedir. Bazı uygulamalarda, yüksek frekans çoğaltma yeteneğine sahip “midrange” ve “tweeter” sürücüler, sesi yansıtarak dinleyiciye yönlendirecek şekilde ön camın yakınına yerleştirilmektedir. Ancak, bu şekilde optimize edilen uygulamalarda da, yüksek frekanslı ses basınç seviyelerinde önemli derecede azalma görülebilmektedir (Shively ve diğ., 2010).

Tweeter sürücülerinin daha yüksek frekans aralığında çalışması gerektiğinden titreşen diyafram (cone) kısmının minimum deformasyonla yer değiştirmesi için yüksek rijitliğe ihtiyaç vardır. Tweeter sürücüler, hareket eden kütleyi azaltmak ve ses yayılım alanını arttırmak için diğer sürücülere göre daha küçük yapıdadırlar. Tweeter diyaframları, bu sebepten dolayı özkütlesi başına Young Modülü katsayısı daha yüksek olan kağıt, kumaş, metal veya kompozit malzemelerden yapılır. Küçük boyutlarından dolayı, çoğu tweeter'da iç kısmı korumakla görevli toz kapakları (dust cap) bulunmaz.

Tweeter konileri, genellikle daha yüksek mekanik rijitlik ve akustik avantajlara sahip olmak için geometrik formları konveks veya konkav olacak şekildedir (Suzuki & Tichy, 1981). Bu iki tür arasında, endüstride daha çok konveks tip tercih edilmektedir.

Zira, konveks tipli diyafram, sürücü içerisine aynı boyuttaki hoparlör için daha uzun bobin yerleşimine olanak sağlamaktadır. Çoğu tweeter konisi 1 mm'den daha az kalınlığa sahip olduğundan, fiziksel temas durumunda kolayca deformasyona uğrayabilmektedir. Tweeter sürücülerini korumak için hoparlör ızgaraları genellikle hoparlörün önüne yerleştirilir (Newell & Holland, 2018). Luganson'un çalışmasında, hoparlör ızgaraları hoparlörün önüne yerleştirildiğinden, estetik öneme de sahip oldukları belirtilmektedir. Hoparlör ızgaraları, hoparlörün görsel tarzının önemli bir parçasıdır. Izgara şekil ve renkleri genellikle endüstriyel tasarım ekiplerinin rehberliğinde geliştirilir. Izgaralar ses iletimine izin vermek ve hoparlörle doğrudan teması önlemek amacıyla çoğunlukla delikli bir yapı içerirler (Luganson, 2022). Şekil 1.3'de tipik kubbe şeklindeki tweeter sürücüsü için kullanılan tel örgü ızgara gösterilmiştir.



Şekil 1.3 : Yüksek frekans üreten hoparlör (tweeter) önünde bulunan tel örgü ızgara.

Hoparlör ızgaralarının mekanik dayanıklılığı ve estetik tasarımı önemli olduğu gibi, akustik performansı da ses iletimi için önemlidir. Izgara yapıları, sesi emebilir, yansıtabilir, dağıtabilir ve özellikle yüksek frekans aralığında frekans tepkisini olumsuz etkileyebilir. Böylelikle ızgaralar, sesin tınısında duyulabilir değişime neden olabilmektedirler (Colloms, 2018; Ballou, 2009; L. Beranek, 1951).

Colloms'un çalışması, bazı ticari hoparlörlerin frekans tepkilerinin, ızgaraları çıkarıldıktan sonra 2 kHz ile 20 kHz arasında frekans cevabı ölçümünün daha düzenli hale geldiğini ve subjektif dinleme testlerinde daha iyi performans sağladığını göstermektedir. Optimal olmayan hoparlör ızgara tasarımı nedeniyle frekans sapmalarının ± 7 dB'ye kadar çıkabildiği ve algılanan ses kalitesinin %20 kötüleştiği de çalışmada belirtilmiştir (Colloms, 2018).

Coffeen tarafından yapılan diğ er bir deneysel çalışmada, seçilen bir test hoparlörü üzerine farklı ızgaraların montajıyla oluşan frekans tepkisindeki değişimler değerlendirilmiştir. Ses emici malzemelerden yapılan ızgaralar, yüksek frekansta büyük frekans tepkisi sapmalarına (20 dB'ye kadar) neden olduğundan uygun bulunmamıştır.

Ayrıca, açıklık oranı %40 olan düz delikli metal ve kumaş ızgaralar, daha karmaşık şekilli ızgara tiplerine göre daha yüksek ses geçirgenlik performansına sahiptirler. Basit delikli ızgara tipleri, hoparlör merkez eksenini ölçümünde en fazla 6 dB'lik sapmaya neden olurken, daha kompleks ızgara yapıları 20 dB'ye kadar sapma oluşturmuştur (Coffeen & Bauer, 1965).

Bu sapmaların duyulabilir ses farklılıklarına neden olabileceği göz önüne alındığında, ızgaraların ses üzerindeki etkisini önceden tahmin etmek, hoparlör performansının optimize edilmesine yardımcı olacaktır.

Tomita ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, araç kornalarının önündeki ızgaraların da sese olan etkisini hesaba dahil eden basitleştirilmiş bir analitik model oluşturmuşlardır (Tomita ve diğ, 2020). Bu model yardımı ile hoparlörün 2 kHz-3,5 kHz frekans aralığındaki ses basınç seviyesinin arttırılması sağlanmıştır. Çalışmada işlem kolaylığı amacı ile hoparlör ve ızgara arasındaki alan basitleştirilerek, yüksek frekanslarda meydana gelen yansımalar belirli bir oranda sadeleştirilmiştir.

İzgaranın ses üzerinde etkisinin önceden tahmin edilmesinde diğ er bir yaklaşım, sayısal sim lasyon programları kullanımıdır. Sayısal simülasyonlarda, hoparlör ızgaralarının 3 boyutlu olarak modellenmesi yerine, akustik transfer fonksiyonu şeklinde basitleştirilerek modele dahil edilmesi de tercih edilebilmektedir (Costes ve diğ, 2020). Hoparlör ızgaralarında milimetre boyutlarında oluşan yüksek frekanslı kompleks yansımalar, sayısal modellerde sık ağ örgüsü ve buna bağlı olarak yüksek hesaplama gücü gerektirmektedir. İzgaraların basitleştirilmiş akustik transferi olarak modele dahil edilmesi, hesaplama gücü ve zaman avantajı sağladığından tercih edilebilmektedir.

Literatürde, hoparlör ızgara yapısı sayısal model ile sonlu elemanlar yöntemiyle modellenmiş ve sonuçlar deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan bu çalışmalarda, sayısal ve deneysel sonuçlar arasında uyum elde edildiği g r lm ştir (Haddad, 2018; Olsen ve diğ, 2017).

Literatürde Haddad, ızgara kalınlık ve delik boyutu değişimlerinin hoparlörlerden oluşan sese etkisini incelemiştir. Delik tipi olarak altıgen şekli kullanılmış, delik boyutları değiştirilirken delik/ızgara alanı sabit tutulmamıştır. Her bir delik için kesit alanı genişletildiğinde ızgara delik/yüzey alanı arttığından, sesin aktarılabilceği boşluk alanı da artmış olmaktadır. Hoparlör ızgara yapılarında, daha düşük hava akış direncine, daha büyük çaplı deliklere ve daha ince kalınlığa sahip olanlar ses geçirgenliği açısından daha performanslı bulunmuştur. Ayrıca, ızgara ile tweeter arasındaki mesafenin daha düşük olması, ses geçirgenliğini artırmaktadır (Haddad, 2018).

Mikro delikli ses emici panellerde, delik tiplerinin ses yutumu üzerindeki etkisini inceleyen çalışmalarda daire, kare, dikdörtgen ve kesit alanı değişen delik şekillerinin panellerin ses yutum katsayısına olan etkileri araştırılmıştır. Dairesel tipli deliklerin, kare ve dikdörtgen tipli deliklere kıyasla daha düşük miktarda ses yutumu oluşturduğu görülmüştür. Ayrıca daralan, genişleyen şekillere benzer değişken delik kesitli panellerin, sabit kesitli delikli panellere göre daha fazla yutum oluşturduğu görülmüştür (Reddy & Reddy, 2022; Sailesh ve diğ, 2021).

Yapılan sayısal çalışmalarda hoparlör üzerine ızgaraların konumlandırılmasıyla, ızgaranın oluşturduğu empedans değişiminden dolayı, hoparlör ile ızgara arasında kalan hacimde güçlü yansımalar oluşabildiği görülmüştür. Buna göre hoparlörün oluşturduğu sesteki frekansların yarı dalga boyları, ızgara yüzeyleri ile hoparlör diyaframı arası boşluk hacme sığıdığında, yansıyan dalga aynı fazda olacağından, ses basınç seviyesi artabilmektedir (Haddad, 2018).

Literatürdeki diğer çalışma bulgularına göre de, sayısal simülasyonların maliyetleri azaltma ve özellikle daha karmaşık tasarımlarda hızlı ve doğru sonuçlara ulaşma konusunda deneysel ve analitik modelleme yöntemlerine kıyasla büyük avantaj sağlamaktadır (Borelli ve diğ, 2011; Olsen ve diğ, 2017; Haddad, 2018).

Hoparlör merkez eksen frekans tepki bozulmalarının telafi edilmesi için bir diğer yöntem de, “dijital ekolayzır” yöntemidir. Bu yöntem ile hoparlör giriş sinyaline çeşitli filtreler uygulanarak, frekans cevabındaki sapmalar belirli bir pozisyon için telafi edilebilmektedir (A. Mäkiavirta ve diğ, 2018). Fakat bu şekilde, belirlenen nokta dışında kalan hoparlör yönelimindeki düzensizlikler telafi edilememektedir (Toole, 2015). Bununla birlikte, bu yöntemi kullanmak için dikkate alınması gereken diğer ön

koşullar vardır. İlk olarak, düşük ses basınç seviyelerine sahip frekans bölgelerini telafi etmek için amplifikatör tarafında yeterli ek çıkış gücü (headroom) bulunmalıdır. Ses basınç seviyesinde 3 dB'lik azalmanın telafi edilmesi, hoparlör sistemini besleyen sinyal gücünün ilgili frekansta iki katına çıkmasını gerektirir. Ayrıca, artan güç girişi hoparlörün maksimum giriş gücünden daha düşük olmalıdır. Buna ilave olarak, ses basınç seviyesindeki önemli düşüklüklerin telafisi, sistem verimliliğini azaltabilir ve hoparlör sisteminin ısınmasına yol açarak performans kaybı yaratabilir (Hill, 2008). Dijital sinyal telafisi filtre türüne bağlı olarak, yüksek seviyede ekolayzır kullanımı, bazı frekanslarda gecikme veya lineer olmayan faz cevabına yol açabilmektedir (Pal, 2017).

Hoparlör frekans cevabının dijital sinyal prosesi yöntemleriyle düzenlenmesindeki bu koşullar televizyon gibi tüketici elektroniği uygulamalarında daha da önemli hale gelmiştir (Demirel, 2021).

Hoparlör boyutlarının küçülmesi, montaj koşullarından kaynaklanan pozisyonlama kısıtları gibi şartlar, hoparlörün gücü, termal kapasite ve ürünün merkez eksen frekans tepki düzgünlüğü konularında zorluklar yaratmaktadır. Bundan dolayı, özellikle yüksek ses seviyelerinde, optimal frekans cevabı telafisini sağlamak her zaman mümkün olmayabilir. Sonuç olarak, hoparlör ve ızgara tasarımı kaynaklı frekans cevabı sapmalarını azaltmak önemlidir.

Bu tez çalışması kapsamında, yüksek frekans üreten hoparlörlerde (tweeter) ızgaraların ses kalitesine etkisi incelenmiştir. Izgaranın kalınlığı, ızgarada bulunan deliklerin tipi ve boyutu etken faktör olarak seçilmiştir.

Bu tez çalışmasında hoparlör diyafram alanına iz düşen bölüm, efektif boşluk alanı olarak belirlenmiştir. Bu alan içerisinde ilk delik, ızgaranın orta noktasına gelecek şekilde, delikler ızgara üzerine lineer olarak yerleştirilmiştir. Efektif boşluk alanı içerisinde, ızgara yüzeylerinde delik/ızgara oranı tüm delik tipleri için %50 olarak seçilmiştir. Kesit alanı değişen delikli tip ızgaralarda ise, delik boyutunun büyük olduğu yüzeyde delik/ızgara oranı %50 (delik boyutunun küçük olduğu bölümde %30) olarak seçilmiştir. Bu oran sabit tutulmak suretiyle, farklı delik tipleri ve delik büyüklüklerinin ses geçirgenliğine olan etkilerinin daha tutarlı olarak karşılaştırılması amaçlanmıştır. Delik tipi olarak daire, kare ve delik boyunca kesit alanı sabit olmayan kavisli, genişleyen ve daralan tip ızgara modelleri karşılaştırılmıştır. Ayrıca daire, kare

ve kavisli delikler için ana delikler eş alana sahip olacak şekilde ayarlanarak delik tiplerinin efektif şekilde karşılaştırılması hedeflenmiştir. Hoparlörlerde kullanılan ızgaraların yüksek frekanslarda; delik/ızgara oranının sabit tutulması, kesit alanı değişken deliklerin oluşturulması ve delik tiplerinde delik alanının eşit tutularak karşılaştırmaların yapılması, bu çalışmanın literatüre kıyasla özgün olan noktalarını göstermektedir.

Izgara etkisini karşılaştırmak için, hoparlör ve çeşitli ızgaralar 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Modeller ilk olarak sayısal çalışma için kullanılacak olan COMSOL akustik simülasyon programına aktarılmıştır. Izgaralı ve ızgarasız durumlar için hoparlör merkez eksen frekans cevapları simülasyon programları ile elde edilerek karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Merkez eksene ek olarak, hoparlöre eşit mesafelerde ve farklı açılarda ölçümler alınarak, ızgaranın hoparlör yönelimine (directivity) olan etkisi incelenmiştir. Ayrıca, sayısal modelde homojen delik dağılımına sahip olan ızgaralarla, faz tıpasına benzerlik gösteren ızgara sonuçları karşılaştırılmıştır.

Hoparlör ızgarasının frekans tepkisine etkisini gösteren sayısal ölçüm sonuçlarının doğrulanması (validation) amacıyla deneysel çalışmalarla kıyaslanmıştır. Bu amaçla sayısal modeldeki hoparlör kullanılmış, ızgaralar eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiştir. Oluşturulan deney düzeneği ile elde edilen sonuçlar sayısal modeldeki sonuçlar ile Minitab programı ile istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır.

2. TEORİK ESASLAR

Bu bölümde hoparlörden oluşan sesin ızgaralarla etkileşiminde kullanılan akustik formülasyonları hakkında bilgiler verilecektir.

Akustik basınç değişiklikleri uzay ve zamanda yayılan basınç dalgaları olarak tanımlanır. Elektrodinamik tip hoparlör konisinin yaptığı titreşim hareketi, havanın sıkışıp genişlemesiyle basınç değişimlerine yol açar. Havada oluşan basınç değişimleri ise ses olarak yayılır.

Hoparlörden yayılan sesin tahminlenmesi, sayısal analiz bölümünde kullanılan COMSOL Multiphysics programı aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. COMSOL programı, çeşitli akustik problemler için farklı modüller barındırmaktadır. Bu çalışma kapsamında program içerisindeki basınç akustiği (Pressure Acoustics) modülünden yararlanılmıştır. Basınç akustiği modülünde akustik alanı temsil etmek için yalnızca basınç (p) bağımlı değişkeni kullanılır. Bu modülü kullanarak yapılan akustik simülasyonlar ile saçılma, kırınım, yayılma, radyasyon ve ses iletimi gibi klasik akustik problemler modellenabilmektedir.

COMSOL Programı Basınç akustiği modülü problem modellerinde dalga denklemi ve dalga denkleminin özelleştirilmiş bir formu olan Helmholtz eşitliklerini kullanmaktadır. Dalga denklemi, ses, ışık vb. fizik alanlarında kullanılan dalga hareketini belirten 2. Derece hiperbolik tip kısmi diferansiyel denklemdir. Helmholtz eşitliği, dalga denkleminin skaler bir versiyonunu frekans alanında özelleştirmiş bir kısmi diferansiyel denklemdir. Bu denklem, özellikle harmonik dalgalarının frekans alanında yayılma özelliklerini anlamak ve modellemek için kullanılır. Helmholtz denklemlerinin indirgenmesi ile elde edilen özel denklemler, teorik matematik ve akustik harici fiziksel problemlerde de kullanılmaktadır (Bacanak, 2018).

Bu çalışmadaki akustik problemin çözümünde, Helmholtz denklemleri problemde belirtilen sınır koşullarıyla çözümlenmektedir. Bu sınır koşulları akustik alanın sınırlarını ve sesin ilgili sınırlarda nasıl davrandığını tanımlamaktadır. Sınır koşulları aracılığı ile kompleks bir sistemin davranışı basitleştirilmiş şekilde de modellenabilmektedir (COMSOL, 2023a).

COMSOL programı, katsayı formundaki kısmi diferansiyel denklemleri özelleştirerek çeşitli akustik problemlerin modellenmesine olanak sağlamaktadır. Eşitlikteki katsayı

fonksiyonlarının tanımlanması, sınır koşullarının belirlenmesi, uygun algoritma ve yöntemlerin kullanılması denklemin sayısal olarak çözülmesinde etkili araçlar sunmaktadır. Genel katsayı formundaki denklem Eşitlik 2.1’de verilmiştir.

$$e_a \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + d_a \frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (-c \nabla u - \alpha u + \gamma) + \beta \nabla u + a u = f \quad (2.1)$$

Genel katsayı denkleminde;

∇u : Skaler alanın gradyanı ve diverjansı, (skaler büyüklük)

e_a : kütle katsayısı (skaler büyüklük)

d_a : sönümlleme katsayısı (skaler büyüklük)

c : difüzyon katsayısı (skaler büyüklük)

α : konveksiyon akısı katsayısı (vektörel büyüklük)

β : konveksiyon katsayısı (vektörel büyüklük)

a : ses yutum katsayısı (skaler büyüklük)

γ : konservatif akı kaynak terimi (vektörel büyüklük)

f : kaynak terimi (skaler büyüklük)

ifade etmektedir.

Ses yutum katsayısı a , malzemelerin ses emicilik performansını değerlendirmek için kullanılan bir endekstir. Bu, bir malzeme tarafından yutulan ses enerjisinin (E) malzemenin yüzeyine ulaşan genel ses enerjisine (E_0) oranıdır ve ses yutum katsayısı (α) olarak adlandırılır. Matematik olarak Eşitlik 2.1’deki gibi ifade edilir (Li & Ren, 2011). Malzeme yüzeylerinde akustik enerji tamamen emilebiliyorsa, $\alpha = 1$, ses tamamen yansıtılıyorsa $a = 0$ olmaktadır.

$$\alpha = \frac{E}{E_0} \quad (2.2)$$

Eşitlik 2.1’deki ifadenin 2. türevinin alınıp $d_a, \alpha, \beta, a, \gamma$ ifadelerini ihmal edilmesi ile dalga denkleminin genel formu elde edilir (Eşitlik 2.3). Dalga denkleminin özelleştirilmiş hali akustik, elektromanyetik veya elastik dalgaların matematik olarak ifade edilmesinde kullanılır.

$$e_a \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \nabla \cdot (c \nabla u) = f \quad (2.3)$$

Eşitlik 2.1’de d_a, α, β, a terimlerinin ihmal edilip, γ yerine dipol kaynak yoğunluğunu ifade eden q , f yerine monopol ses kaynağı Q , u yerine akustik ses basıncı değişimi p , e_a yerine akustik empedans $\frac{1}{\rho_0 c_s^2}$, c difüzyon katsayısı yerine $\frac{1}{\rho_0}$, yazıldığında Eşitlik 2.4 elde edilir. Bu ve diğer eşitliklerdeki ifadelerin isimlendirilmesi Çizelge 2.1’de verilmiştir.

$$\frac{1}{\rho_0 c_s^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \cdot \left(-\frac{1}{\rho_0} (\nabla p - q) \right) = Q \quad (2.4)$$

Çizelge 2.1 : Eşitlikteki ifadelerin gösterimi ve SI birimleri.

Nicelik	Sembol	SI Birimi
Basınç	p	Pascal
Yoğunluk	ρ veya ρ_c	kilogram/metre ³
Frekans	f	Hertz
Dalga sayısı	k	1/metre
Dipol ses kaynağı	q_d	Newton/metre ³
Monopol ses kaynağı	Q_m	1/saniye ²
Ses hızı	c veya c_c	Metre/saniye
Spesifik akustik empedans	Z veya Z_n	Pascal×saniye/metre
Normal ivme	a_n	Metre/saniye ²
Normal hız	v_n	Metre/saniye
Açısal frekans	ω	Radyan/saniye

Eşitlik 2.4 basınç değişkeni p zamanın fonksiyonu olarak temsil edilmektedir. Bu çalışma kapsamında hoparlörün kararlı durumda oluşturduğu sesin frekans bileşenleri analiz edilmektedir. Zaman alanı yerine frekans alanına geçmek için aşağıdaki eşitlikler kullanılacaktır. Hoparlörün tek bir frekansta sinüzoidal bir hareket yapması kabulü ile oluşan basınç alanının frekansı f , açısal frekansı ω , basınç genliğinin gerçek kısmı p_R olarak adlandırılmıştır.

$$\omega = 2\pi f \quad (2.5)$$

$$p_R(t) = p_R \cos(\omega t) \quad (2.6)$$

Basınç terimi içerisindeki reel bileşen ses dalgasının gerçek fiziksel basınç değişimlerini temsil ederken, sanal bileşen genellikle faz değişimini veya dalga hızını

ifade etmektedir. Bu şekilde, akustik basınç, hem basınç varyasyonlarını hem de dalga hızını içeren bir karmaşık sayı olarak Eşitlik 2.7'deki şekilde yazılmıştır.

$$p(t) = pe^{j\omega t} \quad (2.7)$$

Basınç ifadesinin reel kısmı alınarak bir önceki denkleme eşitlenirse Eşitlik 2.8 elde edilir.

$$p_R(t) = \text{Real}(pe^{j\omega t}) \quad (2.8)$$

Kaynak ifadesinin (Q) aynı frekansta sinüzoidal hareket yaptığı düşünülerek Eşitlik 2.9 yazılıp Eşitlik 2.4'deki denklem içerisine yerleştirilirse Eşitlik 2.10 elde edilir.

$$Q(t) = Qe^{j\omega t} \quad (2.9)$$

$$\frac{1}{\rho_0 c_s^2} \frac{\partial^2 (pe^{j\omega t})}{\partial t^2} - \nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla (pe^{j\omega t}) \right) = Qe^{j\omega t} \quad (2.10)$$

Türev işlemlerinin yapılp $e^{j\omega t}$ ifadelerinin sadeleştirilmesi ile Eşitlik 2.12 elde edilir.

$$-\frac{\omega^2}{\rho_0 c_s^2} (pe^{j\omega t}) - \nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla (pe^{j\omega t}) \right) = Qe^{j\omega t} \quad (2.11)$$

$$-\frac{\omega^2}{\rho_0 c_s^2} p - \nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla (p) \right) = Q \quad (2.12)$$

Eşitlik 2.12 içerisindeki ifadeler yerine aşağıdaki kısmi diferansiyel denklem ifadeleri yazılmıştır.

$$u = p \quad (2.13)$$

$$c = \frac{1}{\rho_0} \quad (2.14)$$

$$a = -\frac{\omega^2}{\rho_0 c_s^2} \quad (2.15)$$

Burada, k_0 açısal dalga sayısı (radyan/metre) tanımlanmıştır. Açısal dalga sayısı, birim mesafe başına düşen dalga boylarının sayısı olarak tanımlanır ve Eşitlik 2.16'daki gibi gösterilmektedir.

$$k_0 = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (2.16)$$

$$k_0^2 = \frac{\omega^2}{\rho_0 c_s^2} \quad (2.17)$$

$$a = -\frac{\omega^2}{\rho_0 c_s^2} = -k_0^2 \quad (2.18)$$

Bu şekilde Helmholtz denklemi aşağıdaki hali alır.

$$-\nabla \cdot (c \nabla u) - k_0^2 u = f \quad (2.19)$$

Elde edilen Eşitlik 2.19'daki Helmholtz dalga denklemi ilgili sınır şartları ile özelleştirilip nümerik yöntemler yardımı ile çözülmektedir. Bu çalışma kapsamında 3 boyutlu çeyrek ve yarım kesitli modellerde ilgili sınır şartları için gerekli matrisler, simülasyon programı tarafından belirlenmektedir. Simülasyon programı, istenilen noktalardaki ses basınç seviyelerini bu şekilde elde edebilmektedir.

Hemholtz dalga denklemlerinin özelleştirilerek kullanılmasına örnek olarak, Bin-Mohsin'in yapmış olduğu çalışma gösterilebilir (Bin-Mohsin & Lesnic, 2011). Bu çalışmada Helmholtz denklemleri kompozit malzemelerdeki akustik basınç dağılımını modellemek için kullanılmıştır. Çalışmada kompozit malzeme için iki alt bölge belirlenerek, farklı dalga sayıları ve sınır koşulları tanımlanarak çözümleme yapılmıştır. Sayısal sonuçların analitik çözümlerle uyum gösterdiği görülmüştür.

Hemholtz rezonatörü, en basit ve en önemli akustik yapılardan birisidir. Helmholtz rezonatörü bir tüpe bağlı hacimden oluşmaktadır. Rezonatörün içerisindeki gaz tüp boyutlarına ve şekillerine bağlı olarak belirli bir frekansta titreşmektedir. Rezonatörün titreştiği frekans, sistemin bağlı olduğu tüpün uzunluk ve hacmi ile belirlenebilmektedir. Rezonatör frekansının ilgili sistemin özfrekanslarına göre genellikle daha düşük olması, ses yalıtımı ve titreşim kontrolü, müzik aletleri ve hoparlör kabin tasarımı alanlarında kullanılmalarında etkili olmaktadır (Liu ve diğ., 2023).

Hoparlör ızgarası montaj aşamasından sonra, hoparlör diyaframı ve ızgara arasında kalan hacim Helmholtz rezonatörü ve perfore panel olarak iki parçada incelenebilir. Bu sistemin analitik yöntemler ile ses yutum katsayısının belirlenmesi için aşağıdaki şekilde bir yaklaşım yapılabilir (Sakagami ve diğ, 2010). İlk önce hoparlör diyaframı ile ızgara arasında kalan hacimde, daha sonra perfore ızgaradaki empedans hesabı yapılır. Bulunan empedanslar elektriksel modellemeye benzer şekilde (Eşitlik 2.20) eş empedans hesaplanmak için kullanılabilir (Yuvaraj ve diğ, 2022).

$$Z_{Top} = \frac{Z_{PI}Z_H}{Z_{PI} + Z_H} \quad (2.20)$$

Izgara arasındaki hacim için akustik rezistans R_a , (Liu ve diğ, 2023)

$$R_a = \rho c [16 kx^2 (1 + \frac{1}{8x(1 + 4x^2)}) \frac{1}{s} \frac{k^2}{2\pi}] \quad (2.21)$$

Havanın özkütlesi ρ , sesin havadaki hızı c ve dalga sayısı $k_0 = \omega/c$ olarak tanımlanırsa, akustik reaktans M_a Eşitlik 2.21'den elde edilebilir.

$$M_a = \rho [\left(\frac{4}{3} - \frac{10}{3(10 + x)}\right) \frac{l}{s}] \quad (2.22)$$

Akustik uyum C_a , hacim V olarak tanımlanırsa aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$C_a = \frac{V}{\rho c^2} \quad (2.23)$$

$$S = \frac{\pi d_h^2}{4} \quad (2.24)$$

$$x = \sqrt{\frac{2\eta}{\rho \omega d_h^2}} \quad (2.25)$$

Bu eşitliklerdeki V diyafram ve ızgara arasında kalan hacim, S deliklerin kesit alanı toplamını, d_h delik kesit çapını, η havanın viskozitesini, l delik uzunluğunu temsil etmektedir. Hoparlör ile ızgara arasındaki hacmin akustik empedansı Z_H Eşitlik 2.26'daki şekilde elde edilebilir.

$$Z_H = R_\alpha + j\omega M_\alpha - \frac{j}{\omega C_\alpha} \quad (2.26)$$

Mikro perfore panelin akustik empedansının hesaplanmasında Maa'nın çalışmasındaki model denklemler esas alınır, Akustik reaktans M ve akustik rezistans R aşağıdaki eşitliklerdeki gibi modellenenir (Maa, 1998).

$$R = \frac{32\eta t}{\sigma \rho c d^2} k_r \quad (2.27)$$

$$k_r = \sqrt{1 + \frac{K^2}{32}} + \frac{\sqrt{2K}}{8} \frac{d}{t} \quad (2.28)$$

$$M = \frac{t}{\sigma c} k_m \quad (2.29)$$

$$k_m = 1 + \left[9 + \frac{K^2}{2}\right]^{\left(\frac{1}{2}\right)} + 0,85 \frac{d}{t} \quad (2.30)$$

$$K = d \sqrt{\frac{f}{10}} \quad (2.31)$$

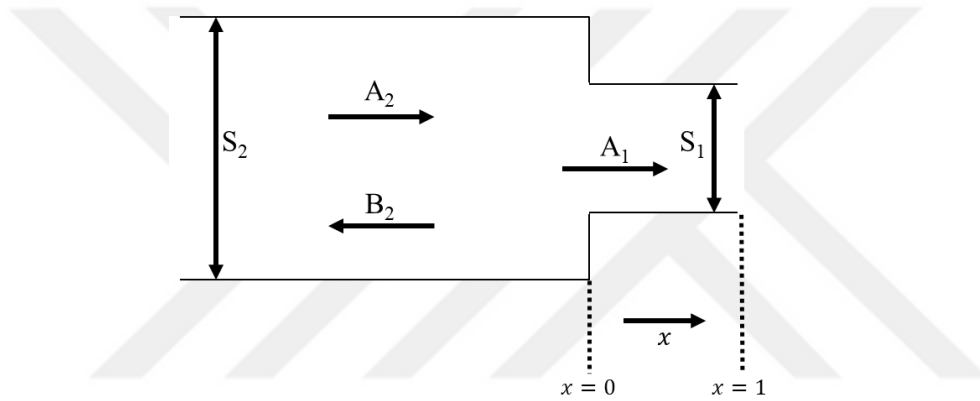
$$Z_{PI} = R + j\omega M - j \cot\left(\frac{\omega D}{c}\right) \quad (2.32)$$

Literatürde perfore ızgaralardaki akustik empedansın analitik olarak hesaplanması konusunda çalışmalar mevcuttur. Örnek olarak Yuvaraj 'ın havacılıkta kullanılan araçlardaki ses yalıtımını iyileştirme konusunda yaptığı bir çalışma gösterilebilir (Yuvaraj ve diğ, 2022). Yapılan çalışmada havacılık uygulamalarında kullanılan malzemelerin düşük ses yutum katsayılarına sahip olduğundan bahsetmiştir. Araç içi ses seviyelerini düşürmek için yapılan çalışmada, 3 Boyutlu baskı ile üretilen elemanın düşük frekanslı ses yutumunu iyileştirmek amacıyla mikro delikli panel, açıklığı bulunan kapalı bir hacim ve poliüretan köpük kullanılmıştır. Kapalı hacim modelinde Lui ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalar, perfore ızgara modelinde Maa'nın yaptığı çalışmalar esas alınmıştır (Maa, 1998; Liu ve diğ, 2023). Yapılan test çalışmasında deneysel ve numerik çalışma sonuçlarının tutarlılık gösterdiği görülmüştür. Bu

çalışmadaki perfore ızgaranın düşük frekanslardaki etkisi yerine, yüksek frekanslardaki ses geçirgenliğine odaklanılacaktır.

Hoparlörden oluşan seste, ızgara deliklerinden geçerken ızgaranın giriş ve çıkış kesitlerinde süreksizlik etkisi oluşacaktır. Hoparlörlerden oluşan ses, düzlem dalga olarak basitleştirilirse, ızgara yüzeylerinde herhangi bir kaybın olmadığı durumda, aşağıdaki yaklaşım uygulanabilir.

Şekil 2.1 üzerinde $x = 0$ konumu ızgara başlangıç ve $x = 1$ ızgara bitiş kesiti olarak kabulü yapılmıştır. $x = 0$ konumdaki akustik basınç p_1 , kütle hız v_1 ve $x = 1$ konumundaki akustik basınç p_2 , kütle hız v_2 , ızgara delik öncesi kesit S_2 ve ızgara delik kesiti S_1 olacak şekilde ifadeler Şekil 2.1 üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Basitleştirilmiş ızgara akustik yayılım etkisi.

Şekil 2.1 üzerinde ızgara girişinde düzlem dalga şeklinde hoparlörden oluşan ses A_2 , ızgara kesitindeki ses A_1 olarak kabul edilirse, kesit geçişinde A_2 'nin bir kısmı yansiyarak B_2 dalgasını oluşturacaktır. Bu şekilde aşağıdaki Eşitlik 2.33 elde edilecektir:

$$p_1(0, t) = p_2(0, t) \quad (2.33)$$

$$v_1(0, t) = v_2(0, t) \quad (2.34)$$

Ayrıca ses geçişlerinde bir kayıp olmadığı düşünülecek olursa, aşağıdaki Eşitlik 2.35 oluşacaktır.

$$A_1 = B_2 + A_2 \quad (2.35)$$

Burada karakteristik akustik empedans tanımı yapılacaktır. Akustik empedans, sesin bir ortamdan diğerine geçerken ne kadar enerji transfer edebileceğini ve ne kadar enerji yansıtılabileceğini gösterir. Yüksek akustik empedansa sahip bir ortam, sesin daha fazla yansımaya ve daha az iletimine neden olabilir. Bu da sesin bir ortamdan diğerine geçerken daha fazla enerji kaybetmesine sebep olur. Akustik empedans Z ile gösterilir ve aşağıdaki Eşitlik 2.36 ile ifade edilir.

$$Z = \rho c \quad (2.36)$$

Denklemden,

Z , akustik empedansı,

ρ , ortamın yoğunluğunu (kg/m^3),

c , sesin hızını (m/s)

temsil etmektedir.

Çalışılan hava ortamında, sıcaklığın sabit kabul edilmesiyle karakteristik empedans sabit olacaktır. Burada, akustik empedansın kanal kesit ifadesini (S)'i de barındıran ifade kullanılacaktır (Munjál, 1987). Bu şekilde γ kanal akustik empedans tanımı aşağıda Eşitlik 2.37'deki gibi yapılmıştır:

$$\gamma = \frac{Z}{\rho S} \quad (2.37)$$

Burada Z ve ρ değerlerinin sabit olduğu kabul edilip S_1 ve S_2 kesitleri için γ_1 ve γ_2 kanal empedans terimleri oluşacaktır. Bu şekilde, ızgaradan dönen dalganın B_2 , hoparlörden gelen dalga A_2 'ye oranı yansıma oranı (y) olarak kabul edilsin. Benzer şekilde ızgaradan dışarıya çıkan dalganın A_1 'in hoparlörden gelen A_2 'ye oranı iletim oranı i olarak kabul edilsin. Burada i ve y terimleri aşağıdaki Eşitlik 2.38 ve Eşitlik 2.39'daki gibi elde edilecektir.

$$y = \frac{B_2}{A_2} = \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{\gamma_1 + \gamma_2} = \frac{S_2 - S_1}{S_2 + S_1} \quad (2.38)$$

$$i = \frac{A_1}{A_2} = \frac{2S_2}{S_2 + S_1} \quad (2.39)$$

Eşitlikler incelendiğinde, hoparlör ızgarasının oluşturduğu kesit değişimi, gelen sesin bir kısmının ızgaradan yansıyarak hoparlöre geri dönmesinde etkili olmaktadır. İdeal koşullarda, geri dönen ses miktarı B_2 arttıkça, ızgaradan dışarıya yayılan ses A_1 azalacaktır. Ortamlar arası kesit değişimi miktarı $\frac{S_2}{S_1}$ arttıkça, empedans değişimi artacak ve yansıyan sesin (B_2) artmasına sebep olarak ızgara ses iletimi düşecektir. İdeal durumda, ızgara delikler arası minimal mesafe seçilerek, dışarıya yayılan ses A_1 artırılması ses geçirgenlik performansının iyileştirilmesine katkı sağlayacaktır.

Ayrıca sesin yayılması esnasında, akustik dalgaların önünde bulunan objeler, seste kırılma oluşturabilmektedirler. Genelleştirilmiş Huygen prensibinden, obje boyutunun hoparlörden gelen ses dalga boyundan daha büyük olması durumunda ($d > \lambda$), obje arkasında gölge alanı oluşacaktır. Tersisi durum olan obje boyutunun akustik dalga boyutundan çok küçük olduğu durumda ise ($d \ll \lambda$), obje arkasındaki akustik alan doğrusal özelliğini kaybetmektedir.

3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Tweeter tipi hoparlörlerde ızgara desen tipinin ve boyutlarının frekans cevabı üzerine etkisi araştırıldı. Bu bağlamda bilgisayar ortamında tasarımlar Autodesk Fusion 360 programında oluşturuldu. Oluşturulan bu tasarımlar sonlu elemanlar paket programına aktarılarak modellenmesi çalışması yapıldı. Sonlu elemanlar paket programı olarak COMSOL Multiphysics programı tercih edildi. Numerik analiz sonucunda çıkan sonuçlar bölüm 4'te paylaşılan deney verileri ile karşılaştırıldı. Deneysel çalışmalar ile sonlu elemanlar programı arasındaki tutarlılık incelendi.

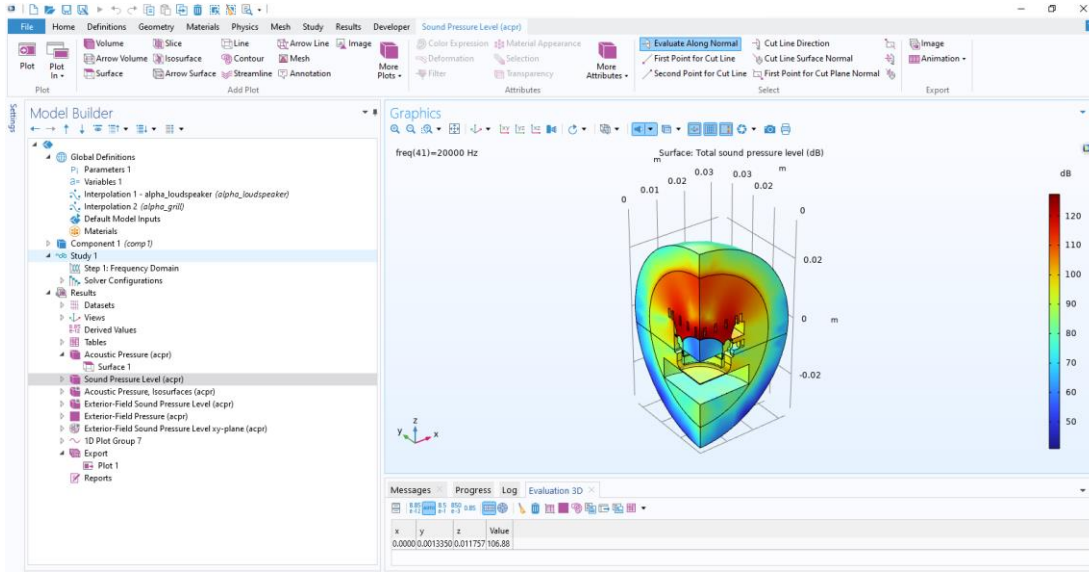
Sayısal çalışmalar için önceki bölümde bahsedildiği üzere 'COMSOL Multiphysics' (COMSOL, 2023b) programı V6.1 kullanılacaktır. COMSOL çoklu fiziksel süreçleri modellemek ve simüle etmek için kullanılan bir yazılım programıdır. Programda 1, 2 ve 3 boyutlu (1D, 2D, 3D) ortamlarda tasarımları modellenmiş farklı fiziksel sistem ve cihazların simülasyonları yapıp tasarım optimizasyonuna olanak sağlanmaktadır.

Bu çalışmada COMSOL Multiphysics'in 6.1 sürümündeki akustik modelinden yararlanılacaktır. Programın akustik modülü içerisinde yer alan "Basınç Akustiği, Frekans Alanı" arayüzünde 3 boyutlu çizimleri hazırlanmış olan dosyalar aktarılacaktır. Bu fizik arayüzü, verilen frekanslar için Helmholtz denklemini frekans alanında çözmektedir. Bu yöntemle akustik dalgaların çeşitli alanlardaki yayılımı basınç dalgalanması olarak hesaplanmaktadır. Ses kayıplarının homojen bir şekilde modellenmesine imkân tanıyan bu modül, lineer akustik problemlerinin çözülmesinde kullanılmaktadır.

Şekil 3.1 de de Comsol programının arayüzü paylaşılmıştır. Program arayüzünden geometri transferi, sınır şartı tanımlaması, ağ örgüsü oluşturulması ve sonuçların incelenmesi yapılabilmektedir. Sonlu elemanlar paket programı içerisinde yer alan çeşitli sınır şartı opsiyonları; çeşitli akustik problemleri modellemek ve simüle etmek için kullanılabilir.

Programa aktarılan modeller fiziksel alandaki detayları yakalamak için ağ örgülerine (mesh) ayrılır ve her ağ örgüsü için serbestlik derecelerini belirler. Bu serbestlik

dereceleri, akustik analizlerde sesin davranışını tanımlamak için kullanılır ve sonuçları hesaplamak için matematik denklemlerle birleştirilerek çözülür. Ağ örgülerinin arasında kalan noktalar için yaklaşık değerler kullanılmaktadır.



Şekil 3.1 : Comsol program arayüzü.

Programa analiz edilecek olan modeller Fusion 360 (2.0.17954 x86_64) programında oluşturulduktan sonra program içerisine aktarılmıştır.

Program simülasyon sonuçlarını karşılaştırmalı olarak göstermek için ayrıca Room Equalizer Wizard (REW - V5.20.13) ve Minitab (V21.1) kullanılacaktır. REW programı çeşitli akustik ölçüm yapma ve ölçüm sonuçlarını görsel olarak analiz etme imkânı sunan bir programdır. Sonuçların kıyaslanmasında veri analizi yapıp, sonuçları görselleştirebilen analiz programı Minitab kullanılmıştır. Hoparlör yönelim grafiklerini oluşturmak için Matlab Online (R2023b) kullanılmıştır.

3.1 Sayısal Model

Bu bölümde, COMSOL programı yardımıyla bir akustik sürücünün (tweeter tipi hoparlör) üzerine çeşitli ızgaralar eklenmesi durumunda belirli noktalardaki frekans cevabı ölçümlerinin elde edilmesini sağlayan sayısal analiz modeli detayları anlatılmaktadır. Bu model yardımıyla farklı desen ve kalınlığa sahip hoparlör ızgaralarının frekans cevabına olan etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmektedir. Bu amaçla ilk olarak gerçek hayatta kullanılan tweeter tip hoparlör ve ızgara, 3 boyutlu modelleme programı aracılığıyla oluşturulmuştur. Oluşturulan 3 boyutlu geometriler sonlu elemanlar numerik analiz programına “.step” formatında aktarılmıştır. Aktarılan

geometri analize uygun olarak sonlu elemanlar paket programı içerisinde revize edilmiştir. Bu revize işleminde ızgara ve hoparlör geometrisi hacimsel bir katı modelden çıkarılmıştır. Bu işlem sonucunda elde edilen hacim, modeldeki hava boşluğunu temsil etmektedir. Daha sonra, modeli kapsayacak şekilde ve daha büyük boyutta bir katı hacim geometrisi oluşturulmuştur. Oluşturulan hacim geometrisi mükemmel eşleşen tabaka (perfectly matched layer, PML) olarak kullanılmıştır.

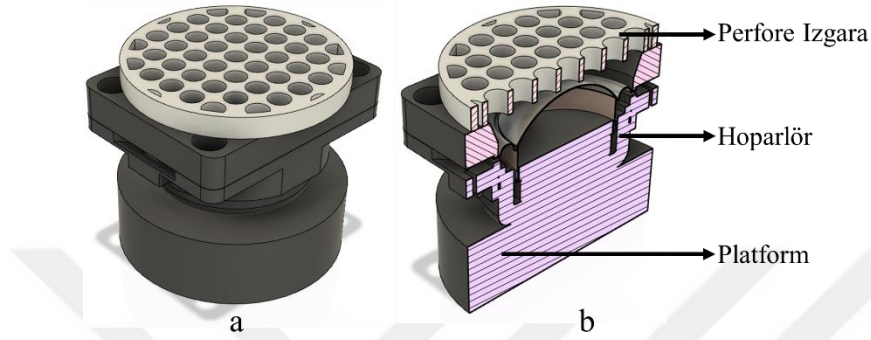
Kalan geometrinin yüzeylerine farklı sınır koşulları tanımlanmıştır. Elde edilen boşluk haciminde sonlu eleman ağı oluşturularak diyaframdaki titreşimden dolayı oluşan sesin belirli noktalarda yarattığı ses basınç seviyesi farklı frekanslara göre elde edilmiştir. Bu işlem farklı ızgara modelleri için tekrarlanarak sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Hali hazırda üretimi yapılmış, endüstriyel anlamda tedariki mümkün olan ve ekonomik olarak pazar payı bulunan tweeter tip hoparlör referans olarak alınmıştır. Tasarım çalışmalarının başlangıcı olarak Zhejiang Trefan Audio Technology Co.,Ltd firmasına ait, 21YDQG3225-01A model tweeter tipi hoparlör bilgisayar destekli tasarım verisi 3 boyutlu olarak 1:1 ölçek oranında Fusion 360 programında modellenmiştir. Bu çalışma kapsamında seri üretimi olan bu tweeter hoparlör nümerik analiz çalışmalarının tutarlılık kriterine göre baz alınmıştır. Çünkü standart seri imalatı bulunan hoparlörde üretim kaynaklı hata payının daha az olduğu varsayılmıştır. Deneysel sonuçlarda tekrarlı ölçüm ortalaması ile nümerik analiz sonucunun mukayesesinin daha başarılı olacağı düşünülmüştür.

Hoparlör üzerine konumlandırılacak olan ızgaralar 3 boyutlu yazıcı aracılığıyla üretilmiştir. Çalışmada incelenecek ızgaralar hoparlöre mümkün olabildiğince yakın olacak şekilde hoparlör plastik bölümünün üzerine konumlandırılacaktır. Bu yerleşim şekli, endüstriyel elektronik cihazlardaki portatiflik ve inceleme davranışına uygun olduğundan tercih edilmiştir (Demirel, 2021). Bu şekilde hoparlör ile ızgara arasında minimum 0,4 mm boşluk kalmaktadır.

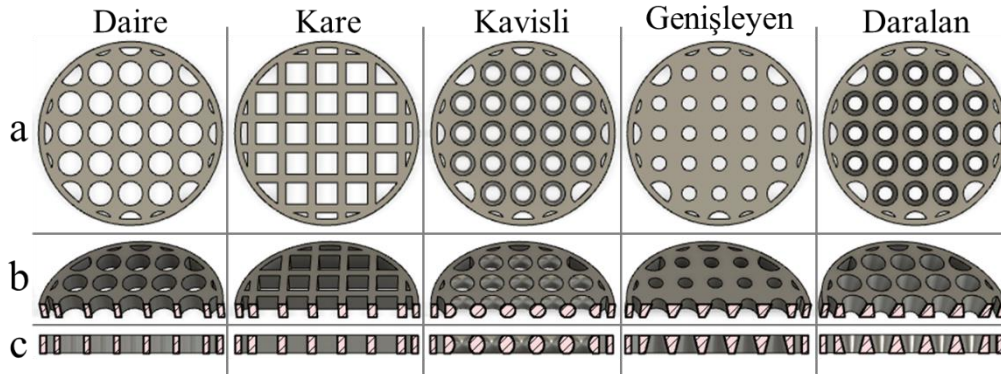
Hoparlör alt tarafına hoparlörün üzerinde duracağı bir platform eklenmiştir. Bu platform deneysel çalışmada da kullanılacaktır. Deneysel çalışmalarda yararlanılacak bu platform, hoparlörün sabitlenmesi ve yerden belirli bir yükseklikte durmasını sağlamaktadır. Uygulamada bulunan bu platformda tasarım programı aracılığıyla çizilerek 3D verisi oluşturulmuştur.

Bu durum göze alınacak şekilde bilgisayar destekli tasarım paket programında sanal olarak montaj dosyası oluşturulmuştur. Hoparlör, ızgara ve platformun modellenmiş halinin görseli Şekil 3.2.b’de ve kesit görünümlü görseli Şekil 3.2.a’da verilmiştir. Çeşitli ızgara tipi ve boyutları için oluşturulan dosyalar farklı olarak kaydedilerek analiz programına aktarılmıştır.



Şekil 3.2 : (a) Hoparlör, ızgara ve platformun görünüşü ve (b) kesit görünüşü.

Çalışmada incelenmek amacı ile 5 farklı tip hoparlör ızgarası oluşturulmuştur. Bu tipler daire, kare, kavisli (hyperboloidal), genişleyen ve daralan tipte kesik konik delikli olacak şekilde oluşturulmuştur. Bu deliklerin üstten görünüşü Şekil 3.3.a’da 2 farklı açıda kesit görüntüleri Şekil 3.3.b ve 3.3.c’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : (a) da farklı menfez yapısına sahip ızgaraların üstten görünüşü, (b) ve (c) de kesit görüntüsü gösterilmiştir.

Daire ve kare menfez yapısına sahip ızgaralarda, delik kesit ölçüsü üst yüzeyden tabana doğru ilerledikçe sabittir. Kavisli (hyperboloidal) deliklere sahip olan ızgara tipi için üst yüzey görsel referans alındığında; delik kesitindeki ölçü üst yüzeyden ızgara orta yüzeye doğru gidildikçe daralan ve delik kesit ölçüsü ızgara orta yüzeyinden tabana doğru gidildikçe genişleyen bir formdadır.

Genişleyen ve Daralan kesik koni formu deliklere sahip olan ızgara tipleri için delik s kesit boyunca sabit olmamaktadır. st yüzey görsel referans alındığında; genişleyen tip için tabana doğru gidildikçe delik kesit çap ölçüsü artarken, daralan tip için tabana doğru gidildikçe delik kesit çapı azalmaktadır.

Tüm ızgaralarda dış çap 30,2 mm olacak şekilde seçilmiştir. Çizelge 3.1’de verildiği gibi belirtilen ızgara tipleri için ızgara kalınlığı 2,3,4 ve 5 mm olarak seçilmiştir. Tüm ızgara tipleri için ilk delik ızgara merkezine konumlandırılmıştır. Iızgara zerindeki diğer delikler; ızgara merkezine göre yatay ve düşey doğrultuda, aralarında eş mesafe olacak şekilde çoğaltılmıştır. Yani delikler ızgara üzerinde efektif ızgara alanı (şekil 3.4) içerisinde lineer olarak dağılmaktadır.

Daire, kare ve kavisli delikler için ana delikler eş alana sahip olacak şekilde ayarlanmıştır. rnek olarak daire delikli ızgaranın delik çapı 3 mm iken, buna karşılık kare deliklerin kenarı 2,659 mm olacak şekilde seçilmiştir. Böylece iki delik alanı da yaklaşık olarak 7,07 mm² olacak şekilde ayarlanmıştır.

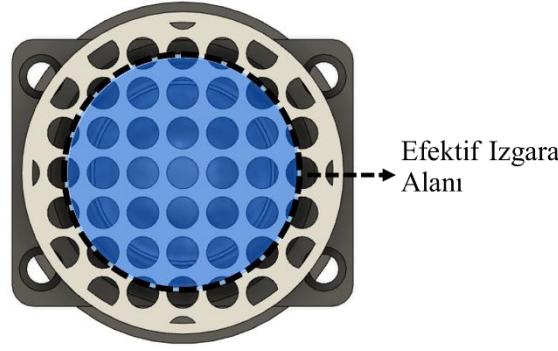
$$A = \pi r^2 \quad (3.1)$$

$$A = a^2 \quad (3.2)$$

$$a = \sqrt{\pi r^2} \quad (3.3)$$

A, deliğin normal doğrultusuna dik kesit alanıdır. a, kare kesitli ızgara formu için bir kenarının uzunluğudur. π , pi sayısıdır. Eşitlik 3.1 ile Eşitlik 3.2 sentezi sonucunda Eşitlik 3.3 elde edilir. Efektif delik boyutları yukarıda sentezlenen formüle göre hesaplanmıştır.

Hoparlör diyaframının ızgara yüzey normali doğrultusundaki iz düşüm alanı içerisindeki deliklerin toplam kesit alanının, iz düşüm alanına oranı (hole to surface ratio) %50 olarak belirlenmiştir. Hoparlör diyaframının ızgara paneli normali doğrultusundaki iz düşümü efektif ızgara alanı olarak kabul edilmektedir. şekil 3.4 ‘de efektif ızgara alanının örnek bir gösterimi görsel olarak verilmiştir.



Şekil 3.4 : Efektif ızgara alanının örnek gösterimi.

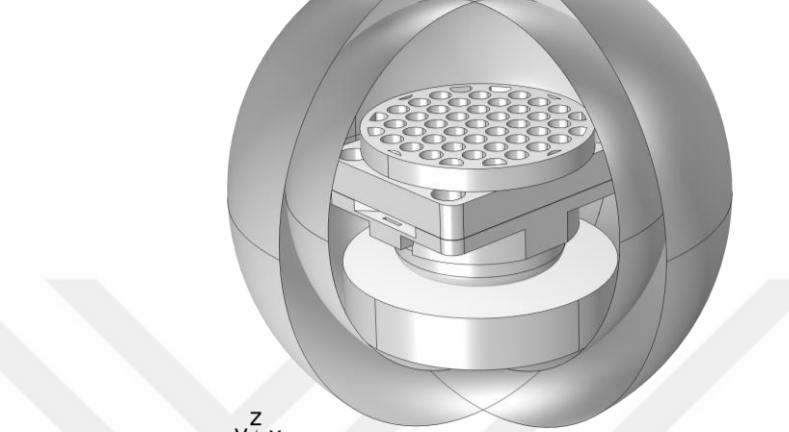
Çizelge 3.1’de ilk etapta yapılan sayısal çalışmalar için konfigürasyonlar (51 adet) tanımlanarak paylaşılmıştır. Bu konfigürasyonlara göre tasarım kombinasyonları oluşturulmuş ve oluşturulan tasarımlar STEP formatında kaydedilerek sonlu elemanlar paket programı içerisine aktarılmıştır.

Çizelge 3.1 : Hoparlör ızgara tasarım çalışmasındaki konfigürasyonlar.

Izgara tipi	Izgara et kalınlığı [mm]				Izgara tipleri için efektif delik boyutları [mm]			
	2	3	4	5	Ø2	Ø3	Ø4	Ø5
Daire delikli	2	3	4	5	Ø2	Ø3	Ø4	Ø5
Kare delikli	2	3	4	5	1,772 × 1,772	2,659 × 2,659	3,545 × 3,545	4,431 × 4,431
Kavisli delikli	2	3	4	5	-	Ø ₁ = 3 Ø ₂ = 1,8 Ø ₃ = 3	Ø ₁ = 4 Ø ₂ = 2,4 Ø ₃ = 4	Ø ₁ = 5 Ø ₂ = 3 Ø ₃ = 5
Genişleyen delikli	-	3	-	-	-	Ø ₁ = 1,8 Ø ₂ = 3	Ø ₁ = 2,4 Ø ₂ = 4	Ø ₁ = 3 Ø ₂ = 5
Daralan delikli	-	3	-	-	-	Ø ₁ = 3 Ø ₂ = 1,8	Ø ₁ = 4 Ø ₂ = 2,4	Ø ₁ = 5 Ø ₂ = 3

Analiz programında ilk olarak geometri hazırlık işlemleri yapılması gerekmektedir. Bu hazırlık aşaması için aktarılan parçanın hoparlör merkezi hedef alınarak; Ø50 mm ve Ø65 mm çapında tasarlanan parçaları tamamıyla kapsayacak şekilde iki küre çizilmiştir. Şekil 3.5’de oluşturulan küreler ve örnek modelin görseli paylaşılmıştır. Tasarlanan parça küçük dış çaplı olan küreden çıkarılmak suretiyle hava boşluğu alanı tanımlanmış olur.

Daha sonrasında modelin simetrik olması ve hesaplama kapasitesinin verimli kullanılması amacıyla tasarımsal indirgeme ile çeyrek model yapılmıştır. Analiz sonucunda çıkan simetri koşulu ile tam modeli görsel olarak temsil edebilecektir. Şekil

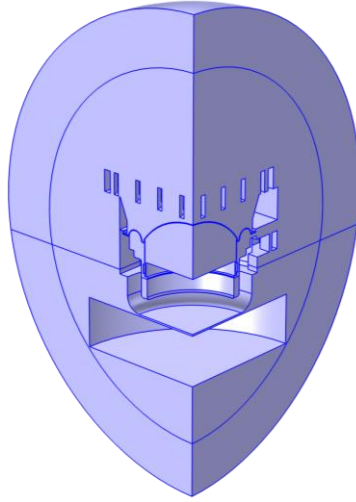


A 3D cutaway diagram of a spherical device. The outer shell is a sphere. Inside, there is a central cylindrical component with a grid of small circular openings on its top surface. Below this grid is a solid cylindrical base. A coordinate system is shown at the bottom left with axes labeled x, y, and z. The z-axis points upwards, the x-axis points to the right, and the y-axis points out of the page.

Şekil 3.5 : Dış küre, iç küre ve modelin görseli.

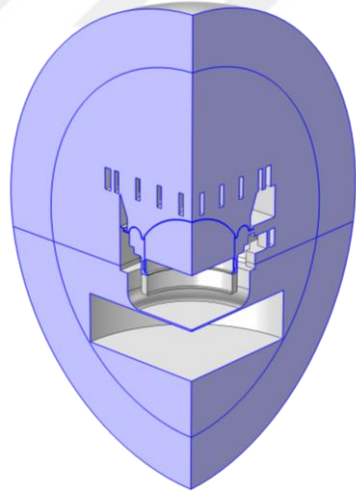
Modelin sınır şartları ve sınır şartlarının uygulandığı geometriler aşağıda paylaşılmıştır.

25



Şekil 3.7 : Başlangıç değer sınır şartı uygulanan hacimlerin mavi renkle gösterilmesi.

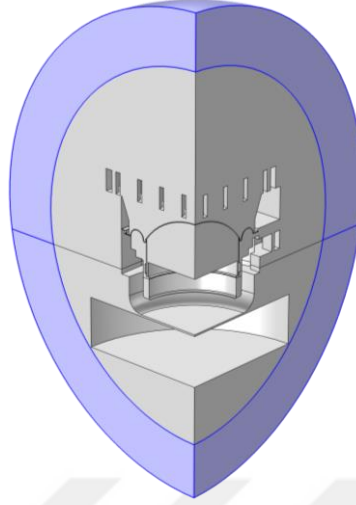
Simetri sınır şartı, basınçta simetrinin olduğu bir sınır koşulu eklemektedir. Bu sınır şartı, modeli simetrik olduğu yerden ikiye bölerek modelin indirgenmesini sağlamaktadır. Basınç akıştığı modülünde bu sınır koşulu matematik olarak ses sert sınır (duvar) işlevi kazandırır. Bu durum seçilen yüzeyin, ideal ses yansıtıcı yüzey olarak işlem görmesini sağlar. Simetri koşulunun uygulandığı çeyrek yüzey alanları Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 : Simetri sınır şartı uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.

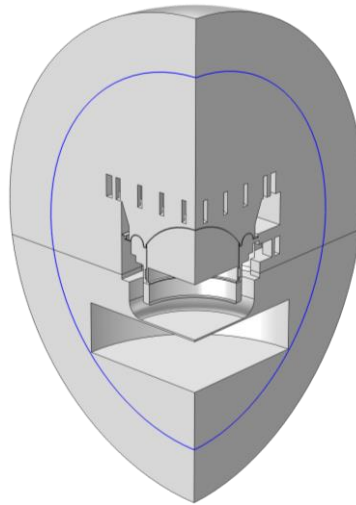
Mükemmel eşleşen katman sınır şartı (perfectly matched layer) frekans alanı problemlerinde; sınırdaki sahte yansımaları neden olan herhangi bir empedans uyumsuzluğu olmadan, giden tüm dalga enerjisini emer. Bu sınır şartı için koordinat takımı; Kartezyen, silindirik veya kullanıcı tanımlı olarak seçilebilir. Tanımlı olan problemimiz için küresel koordinat takımı seçilmiştir. Şekil 3.9 ‘da mükemmel eşleşen

katman sınır şartı tanımlı hacimler gösterilmiştir. Mükemmel eşleşen katman sınır şartı (PML) tanımlanan yüzeylerde ses enerjisinin tam emilimini sağlamaktadır.



Şekil 3.9 : Mükemmel eşleşen katman sınır şartı tanımlı olan hacimlerin mavi renkle gösterilmesi.

Modelin hava boşluğunu içeren katı hacim içerisinde ağ örgüsü (mesh) yardımıyla hesaplamalar yapılabilmektedir. Ancak PML şartı tanımlı ve model dışı olan hacimlerde hesaplama yapılamamaktadır. Dış alan hesaplama sınır şartı; model ve PML şartı tanımlanmış hacimlerin dışında kalan ve hesaplamanın istendiği noktada (pext) Helmholtz-Kirchhoff integral denklemleri çözülerek hesap yapılabilmesine olanak sağlayan bir sınır şartıdır. Model hava hacminin en dış yüzeyinin tamamına, hacimce kapatacak şekilde uygulanması gerekmektedir. Çeyrek model üzerinde dış alan hesaplama sınır koşulu uygulanan yüzeyler Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10 : Dış alan hesaplama sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.

Empedans düğümü, çeşitli yerleşik empedans modelleri ve mühendislik ilişkileri arasında seçim yapma seçeneğiyle birlikte bir empedans sınır koşulu ekler.

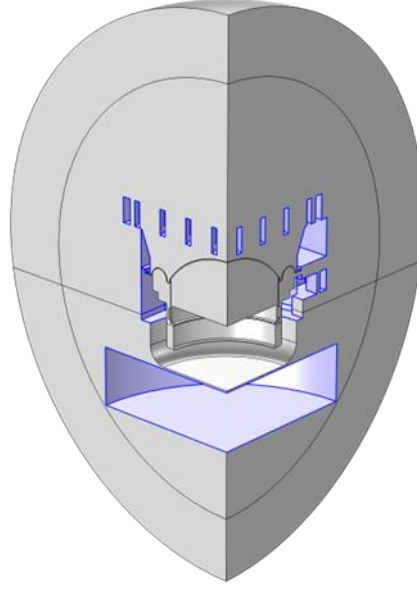
Empedans sınır şartı, sesi tam yansıtan ve sesi tam sönümleyen (sound hard-sound soft) sınır koşullarının bir genellemesidir. Bu analizde empedans sınır şartları arasından ses yutum katsayısı kullanılacaktır.

Bu seçenek belirlenen yüzeyin ses yutumunu temsil etmektedir. Ses yutum katsayısı 0 ile 1 arasında değer alabilmektedir. Örneğin, katsayı $\alpha = 0,6$ olacak ise ses enerjisinin %60'ı yüzey tarafından emilir, %40 oranında ise yansıtılır. Bu yaklaşım özellikle yüksek frekanslarda kullanılmaktadır.

Literatürde hoparlör ızgarası tasarımının simülasyon modellemesiyle ilgili çalışmalar incelenmiştir. Yapılan incelemenin sonucunda ızgara tasarımı modellemesinde genellikle ses yutum katsayısının sıfır kabul edildiği görülmüştür. Genel olarak ızgara yüzeylerinde sesin tamamının yansıtıldığı kabulü yapılmıştır (Olsen ve diğ, 2017; Haddad, 2018).

Literatürde çeşitli malzemelerin ses yutum katsayılarının farklı yöntemler kullanılarak ölçülebildiği görülmüştür. Bunlardan en yaygın olanlardan bir tanesi empedans tüpü yöntemidir. Empedans tüpü yönteminde tüpün bir ucundan ses oluşturularak verilir. Daha sonra ses yutum katsayısı ölçülecek malzemeden ses geçtikten sonra mikrofonlar aracılığıyla ölçülür. Mikrofon aracılığı ile ölçüm sonrasında sesteki kayıp hesaplanır. Her malzeme belirli oranda ses enerjisini absorbe eder. Dolayısıyla kullanılan her malzemenin bir ses yutum katsayısı mevcuttur. Her frekans değeri için ses yutum katsayısı değişebilmektedir (Yuvaraj ve diğ, 2022; Monkova ve diğ, 2020; Yang ve diğ, 2020).

Literatürdeki ses yutum konusundaki çalışmalar temel alınarak; bu tez çalışması kapsamında tüm frekans değerleri için ortalama ses yutum katsayısı $\alpha = 0,2$ olacak şekilde kabul yapılmıştır (Vasina ve diğ, 2020; MIKULSKI, 2013). Bu yapılan kabul ile deneysel sonuçlara daha yakın simülasyon sonuçları elde edilmesi hedeflenmiştir. Ses yutum katsayısı sınır şartı hoparlör, ızgara ve destek yüzeylerinin plastik bölümlerine uygulanmıştır. Ses yutum katsayısı uygulanan yüzeyler aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 : Ses yutum katsayısı sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.

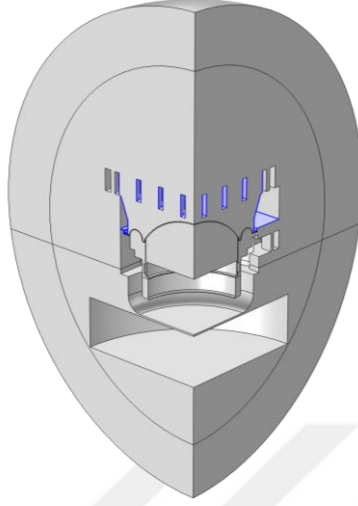
Sesin küçük boyutlu yapılar ve geometriler içinde yayılmasında ses dalgalarının termal ve viskoz kayıplardan dolayı zayıfladığı da bilinmektedir (Cluster, 2022; Zhang ve diğ, 2017).

Ses hava moleküllerinin titreştirilmesiyle oluşmaktadır. Bu hava molekülleri boyutsal olarak dar alanlardan geçerken yüzey etkileşimlerinden dolayı ihmal edilemeyecek seviyede sürtünmeye maruz kalabilir. Dolayısıyla iletilen ses enerjisinde bir kayıp söz konusu olabilmektedir. Bu durumun izah edilmesi için termal ve viskoz yüzey empedans şartı kullanılmaktadır.

Literatürde termal-viskoz yüzey empedans şartı genellikle ihmal edilerek model oluşturulmaktadır (Olsen ve diğ, 2017; Haddad, 2018). Ancak termal ve viskoz yüzey empedans şartının kullanılması modelin deneysel çalışmalarla olan uyumunu arttırabilir. Bu nedenle bu tez çalışması kapsamında oluşturulan model için aktif hale getirilmiştir. Şekil 3.12’de gösterildiği üzere; termal ve viskoz yüzey şartı ızgara delik yüzeylerine ve hoparlör diyaframı etrafında kalan plastik yüzeylere tanımlanmıştır.

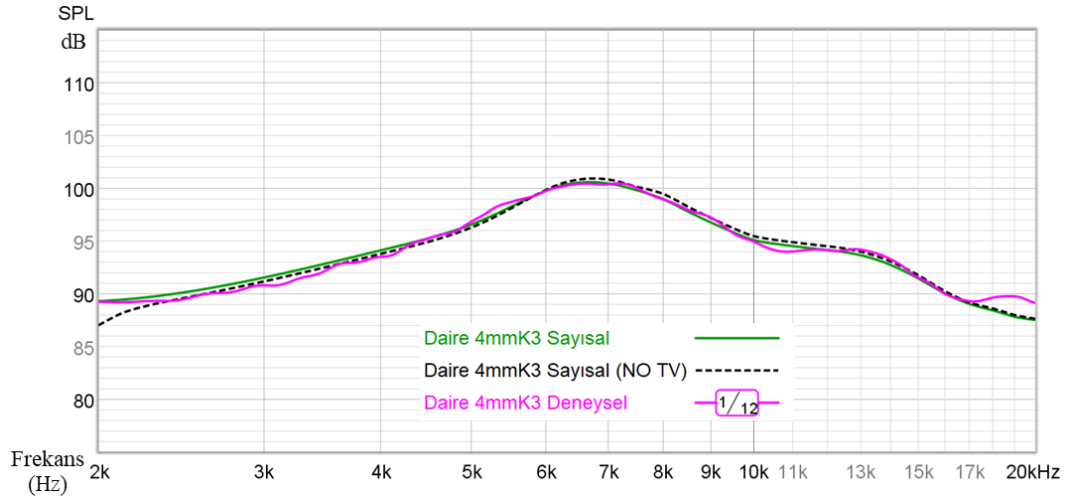
Termal-viskoz empedans sınır şartı için alt opsiyonlar bulunmaktadır. Bu opsiyonlardan bir tanesi mekanik durum, diğer ise termal durumdur. Mekanik için yüzey tabakasının davranış şekil opsiyonları bulunmaktadır. Bunlar sırasıyla; kaymaz, kayar, hıza göre, normal hız (kayar) şeklindedir. Termal durum için ise; izotermal, adyabatik, sıcaklık değişimli ve ısı iletken duvar opsiyonları bulunmaktadır. Varsayılan ön tanımlı opsiyonlar mekanik durum için kaymaz, termal durum için

izotermaldir. Bu tez çalışmasında da program tarafından ön varsayılan opsiyonlar kabul edilmiştir. Hesaplamalarda malzeme özellikleri olarak hava kullanılmaktadır. Hava ile ilgili bilgiler ise programın kütüphanesinden çekilmiştir.



Şekil 3.12 : Termal ve viskoz sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.

Örnek olarak 4 mm daire delikli, 3 mm kalınlıktaki ızgara ölçümünde, sayısal modele termoviskoz kayıpların eklenmesi, 2 kHz frekans bölgesi için deneysel sonuçlara daha yakın bir sonuç vermiştir. Frekans cevaplarının karşılaştırılması Şekil 3.13’de gösterilmiştir.

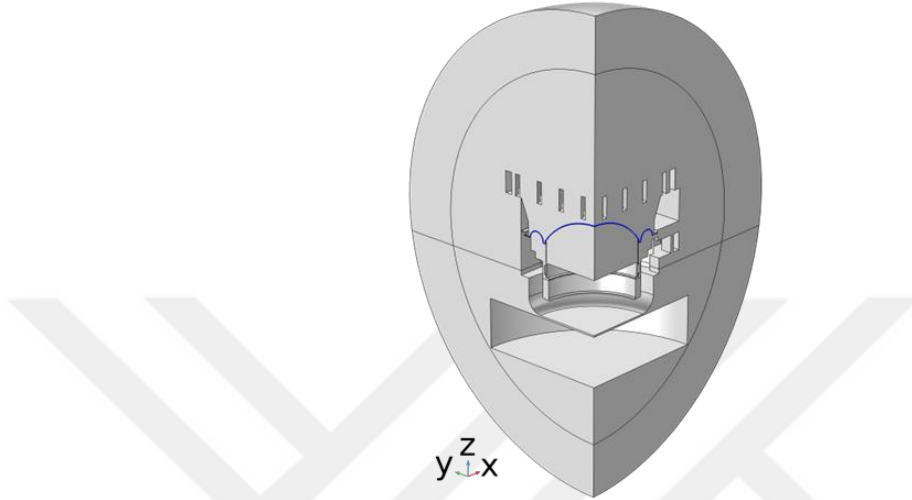


Şekil 3.13 : Deneysel (pembe), termoviskoz kayıplı sayısal (yeşil) ve termoviskoz kayıpların dahil edilmediği sayısal (siyah) sonuçları.

Tweeter hoparlörlerin ön yüzeyinde bulunan diyafram ve diyaframa bağlı olan yapılar, uygulanan bir giriş sinyaline karşılık titreşerek ses oluşturmaktadırlar. Diyaframın dinamik hareketini temsil etmek için, hoparlör diyafram ve buna bağlı olan körük

(surround)’un şekilde değiştirmeden ivmelenme oluşturacağı kabul edilmiştir (COMSOL Multiphysics, 2022a).

Normal ivme sınır koşulu uygulanmıştır. Bu tez çalışmasında hoparlör diyaframı ve diyaframın bağlı olduğu körük (surround) yüzeylerine ızgara yönüne doğru (+z) ivme tanımlaması yapılmıştır. İvme tanımlanan yüzeyler şekil 3.14’de gösterilmiştir.



şekil 3.14 : Normal ivme sınır koşulu uygulanan yüzeylerin mavi renkle gösterilmesi.

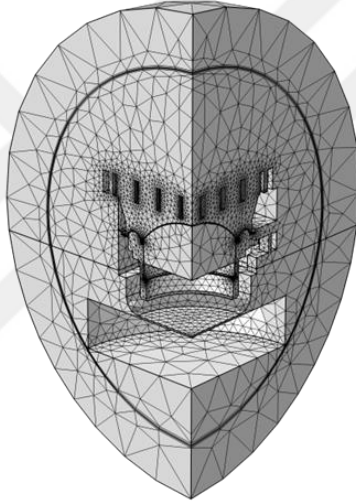
Modeldeki numerik analiz çalışmasıyla boşluk hacmine sonlu eleman ağı oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar ağı oluşturulurken eleman tipi olarak “free tetrahedral” elemanlar kullanılmıştır. Genel eleman boyutu Eşitlik 2.1’de verilen formülasyona göre belirlenmiştir. Yuvaraj ve arkadaşları 2022 yılında yapmış oldukları çalışmada; ağ örgüsünde eleman boyutunu maksimum çalışma frekansına göre dalga boyunun 6’da 1 olacak şekilde (λ_s) seçilmesini önermişlerdir (Yuvaraj ve diğ, 2022).

$$\lambda_s = \frac{(v/f)}{6} \quad (3.4)$$

Çalışma kapsamında incelenecek en yüksek frekans olan 20 kHz denklem içerisine yerleştirildiğinde, seçilecek en yüksek ağ örgüsü eleman boyutu Eşitlik 3.5’de gösterildiği şekilde hesaplanır:

$$\lambda_s = \frac{\left(\frac{343m}{s} \right)}{\frac{s}{20000}} = 2,8583 \text{ mm} \quad (3.5)$$

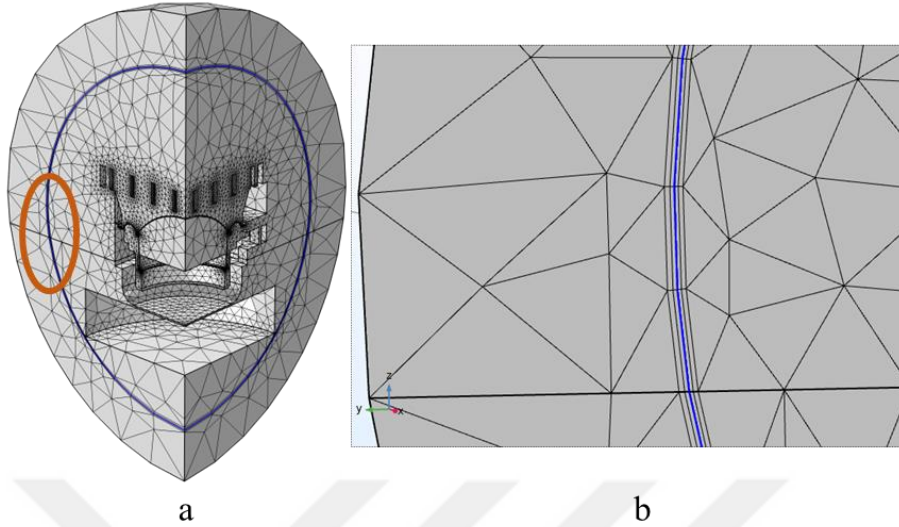
Genel ağ örgüsü dışında parçaların yüzeylerinin bulunduğu kısımların daha hassas hesaplanabilmesi için detay mesh çalışması yapılmıştır. Mesh boyutu bu bölümlerde küçültülerek analiz programının çok daha hassas sonuçlar vermesi beklenmiştir. Bu işlem özellikle hoparlör diyaframı ve ızgara yüzeylerine uygulanmıştır. Hassas ağ örgüsü oluşturulacak bu yüzeylerde maksimum eleman boyutu 1 mm, minimum eleman botu 0,2 mm olacak şekilde ayarlanmıştır. Şekil 3.15’de çalışılan model ile ilgili oluşturulan ağ örgüsü eklenmiştir.



Şekil 3.15 : Modelin ağ örgüsü oluşturulmuş hali.

Yukarıdaki hususlar doğrultusunda analiz programı ağ örgüsünü oluşturmuştur. Model yüzeyine doğru daha küçük boyutlu elemanlara bölerken, modelden uzaklaştıkça daha büyük boyutlu elemanlara bölünmüştür. Modelde istenilen yüzeyler daha hassas hesaplanırken, modele uzak olan ve inceleme altında bulunmayan kısımlar (PML, platform vb.) daha az hassas hesaplanmıştır. Bu durum hesaplama gücünün daha verimli kullanılmasını sağlamıştır. Sınır katman ağ örgüsü kullanılabilir. Sınır katmanı ağ örgüsü, modelin oluşturulan kullanılan dış sınır yüzeyi ile PML hacmi yüzeyi arasında daha çok tercih edilmektedir. PML ses enerjisini ideal olarak emerek sifıra indirgemektedir. Sınır tabaka ile PML arasında ani değer değişimini engellemek için sınır katman ağ örgüsü ile detaylı olarak dış sınır geometrisine adapte elemanlara ayrılır. Ses dalga davranışı daha hassas bir şekilde yüzeylere yakın bölgelerde

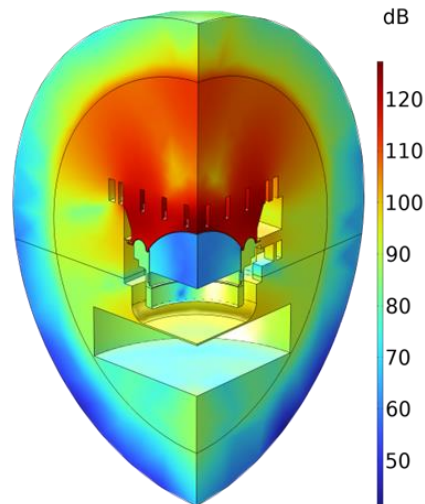
modellenebilir (COMSOL Multiphysics, 2022b). Modelde kullanılan sınır katman ağ örgüsü görseli Şekil 3.16 ‘da verilmiştir.



Şekil 3.16 : Sınır katman ağ örgüsünün model üzerinde uygulanan yüzeylerinin (a) tamamının ve (b) yakından görünümü.

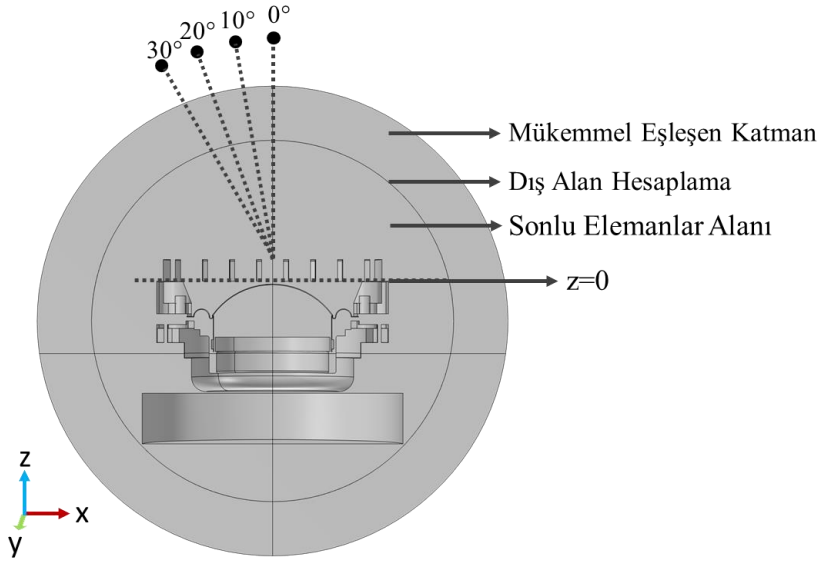
Bu çalışma kapsamında aşağıdaki değer büyüklükleri hesaplanmıştır.

SPL (Sound pressure level) ses basınç seviyesi; modeldeki desibel (dB) cinsinden ses basınç seviye dağılımını verir. Analiz programında 2 kHz ile 20 kHz frekansları arasında 1/12 oktav bantlarında ISO frekanslarında çözüm yapılmıştır (ISO, 1997). Şekil 3.17 ‘de çözülen konfigürasyonlardan daire kesitli ızgara için 20 kHz frekansında ses basınç seviyesi görsel olarak verilmiştir.



Şekil 3.17 : Daire kesitli ızgara tipindeki model konfigürasyonunun 20 kHz için SPL analiz sonucu.

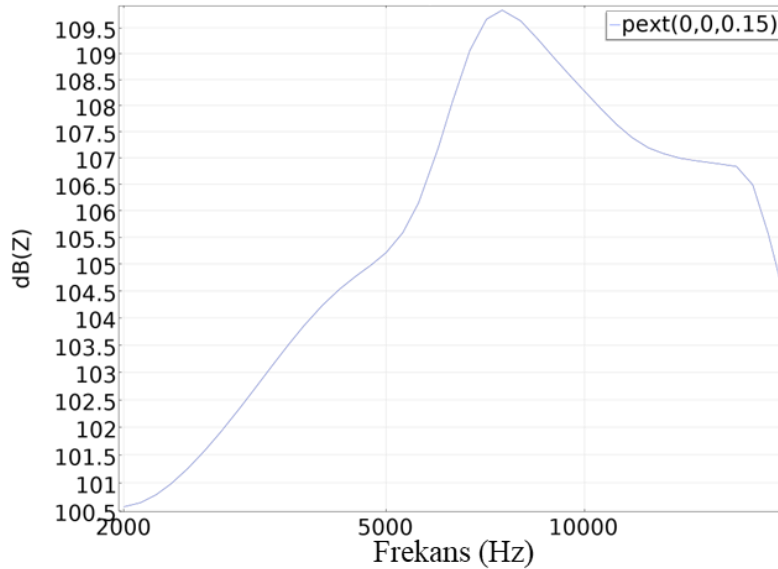
Deney kurulumu sırasında alınan mikrofön ölçüm noktalarının şematik gösterimi Şekil 3.18’de verilmiştir. Hoparlör sisteminin üzerinden farklı açılarda ölçümler alınmıştır.



Şekil 3.18 : Mikrofon ile alınan ölçüm noktalarının şematik gösterimi.

Şekil 3.18’de görüldüğü gibi 0°, 10°, 20° ve 30° olmak üzere toplam 4 açıdan ölçüm alınmıştır. 10°, 20°, 30°’de alınan ölçüm sonuçları, bundan sonraki şekil, grafik ve çizelgelerde sırası ile A10, A20 ve A30 olarak gösterilecektir.

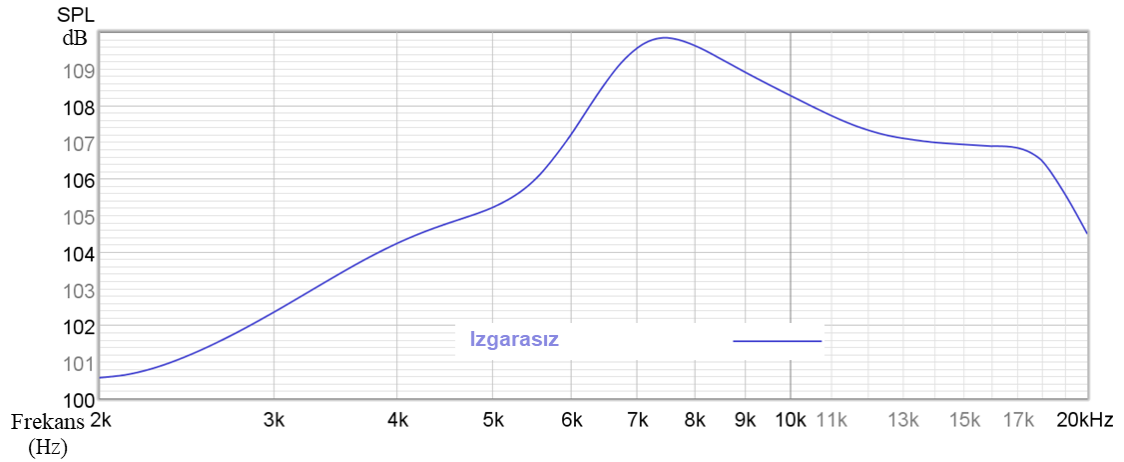
Bu ölçüm noktalarına denk gelecek şekilde sonlu elemanlar paket programında sonuç ölçüm noktaları oluşturulmuştur. Bu noktalardan (pext), frekans – ses basınç seviyesi grafikleri elde edilmiştir. Şekil 3.19’de 0°’deki nokta için oluşturulan ses basınç seviyesi-frekans grafiği paylaşılmıştır.



Şekil 3.19 : Çeşitli frekans değerleri için 0°’deki noktanın dB değerlerinin analiz programındaki görseli.

Analiz programı üzerinden alınan veriler “.txt” formatında REW programına aktarılmıştır. REW programı sağladığı görsel özelliklerden dolayı tercih edilmiştir.

Şekil 3.20’de bir önceki sonuçların REW programına aktarıldıktan sonra oluşan ses basınç seviyesi-frekans grafiği gösterilmiştir.



Şekil 3.20 : Çeşitli frekans değerleri için 0°’deki noktanın dB değerlerinin REW programında gösterimi.

Model ve modelin çözüldüğü bilgisayar ana özellikleri Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

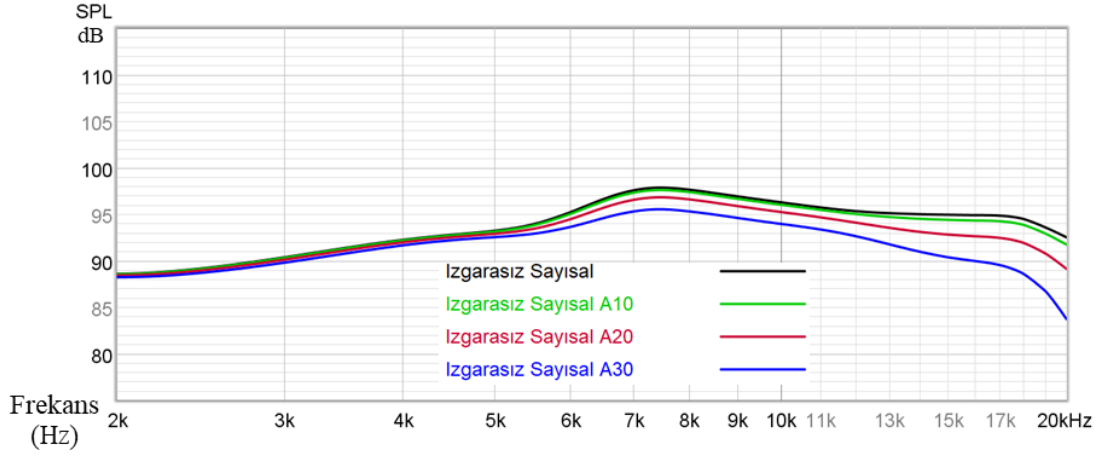
Çizelge 3.2 : Çözümlemede kullanılan bilgisayar donanım bilgileri

Analiz tipi	Frekans cevabı analizi
Frekans aralığı [Hz]	2000 – 20k, 1/12 ISO frekansları
Çözülen frekansların sayısı	41
Model serbestlik derecesi	215,553*
İşlemci çekirdek sayısı	4 çekirdek
Toplam çözüm süresi	~7 dakika / 1 ızgara
Analiz için gerekli bellek miktarı	16 GB
* Referans model 3mmK3 ızgara tipi için 20 kHz’deki serbestlik derecesidir.	

3.2 Analiz Sonuçları

Bu bölümde sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırması yapılmıştır. Ölçümlerdeki açı, ızgara kalınlık ve delik tipleri, ızgara açıklık yüzdesi ve lineer olmayan bazı ızgara tipleri değişimlerinin frekans cevabına olan etkileri karşılaştırılmıştır. Bu sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla doğrulanması hakkındaki bilgiler “Deneysel Çalışmalar” başlığı altında verilecektir.

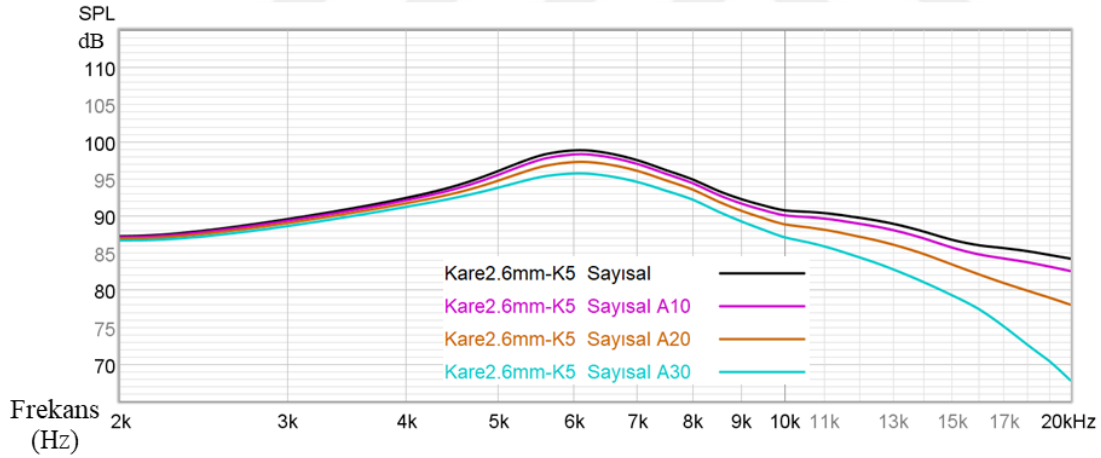
Sayısal çalışmalarda öncelikli olarak ızgarasız model üzerinde ölçüm noktaları oluşturulmuştur. İlk olarak hoparlör ekseninde 15 cm uzaklıkta ses basınç seviyesi-frekans cevabı hesaplanmıştır. Daha sonrasında hoparlör eksenine 10°, 20°, 30° açılarında da ölçüm noktaları oluşturularak hesaplama yapılmıştır. Sayısal çözümleme sonucunda elde edilen veriler görselleştirilerek Şekil 3.21’de verilmiştir.



Şekil 3.21 : Hoparlörün ızgarasız koşulda 0°, 10°, 20°, 30° açılarda oluşturduğu frekans cevabı karşılaştırması.

Şekil 3.21’de görüleceği üzere ölçümlerde açı ile orantılı olarak yüksek frekanslarda ses basıncının azaldığı görülmektedir.

Farklı açılarda oluşan durumu ızgaralı koşulda da görmek için hoparlör önüne kenar uzunluğu 2,659 mm kare desenli 5 mm kalınlığında ızgaranın yerleştirilmesiyle 0°,10°, 20°, 30°’de oluşan frekans cevabı karşılaştırması Şekil 3.22’de verilmiştir.



Şekil 3.22 : Hoparlörün kare delikli ızgara koşulunda 0°, 10°, 20°, 30° açılarda oluşturduğu frekans cevabı karşılaştırması.

İki durumda 0°’den uzaklaştıkça yüksek frekanslarda ses basınç seviyesinde azalma olduğu görülmektedir. Ayrıca ızgaralı durumda en yüksek ses basınç seviyesinin ızgarasız duruma göre daha düşük frekanslara ötelendiği görülmüştür. Iızgaralı modelde, ızgarasız modele göre 8 kHz ve üzeri frekanslarda açı değişimine göre ses basınç seviyesinde daha fazla azalma görülmüştür.

Hoparlörlerin pozisyonlanmasıyla, dinleyicilerin konumlarında sesin frekans-ses basınç seviyelerinin tutarlı olması, ses kalitesi açısından yüksek öneme sahiptir. Olive

tarafından yapılan çalışmada, hoparlörlerin algısal kalitesinde, hoparlörün dinleme alanında (listening window) oluşturacağı seslerin homojenliği ve tutarlılığının önemi vurgulanmıştır (Olive, 2004a). Dinleme alanı, hoparlörün yatay ekseninde $0^\circ, \pm 10^\circ, \pm 20^\circ$ ve $\pm 30^\circ$ ’den, dikey ekseninde ise $0^\circ \pm 10^\circ$ ‘den alınan ölçümleri temsil etmektedir. Olive’in çalışmasında, dinleme alanı içinde en düzgün (smooth), en düz (flat) ve en geniş (extended) frekans yanıtına sahip hoparlörlerin, en çok tercih edilenler olduğu görülmüştür.

Dinleme alanı içerisinde hoparlör frekans-ses basınç grafiğinin nasıl değiştiğini görmek için hoparlör yönelim grafiği oluşturulmuştur. Hoparlör yönelim grafiği hoparlörün merkez ekseninden farklı açılara doğru ses enerjisinin nasıl dağıldığını göstermektedir.

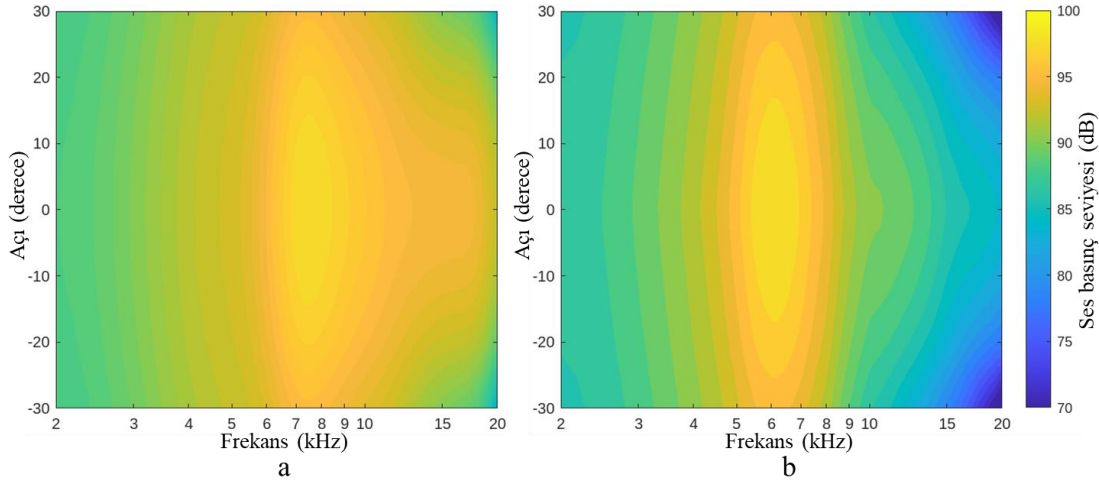
Farklı frekanslarda hoparlörler farklı yönelim davranışları gösterebilmektedirler. Elektrodinamik konik (conical), kubbe (dome) ve korna (horn) tipi sürücülü hoparlörlerde, yüksek frekanslarda diyafram çapı ile dalga boyu arasındaki oran azaldığından, ışıma (beaming) etkisi oluşmaktadır. Bu şekilde, hoparlörler merkez eksenine ve merkez eksenine yakın açılarda özellikle yüksek frekanslarda daha fazla enerji oluşturabilmektedirler.

Bu tez çalışmasında ızgara performansının, dinleme alanındaki performansını değerlendirmeye yönelik olarak ölçümler alınmıştır.

Tweeter hoparlörün frekans-ses basınç seviyesi grafiği Şekil 3.18’deki gibi yatay ekseninde $0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ ve 30° ölçüm noktalarından alınmıştır. Izgarasız ve 2,6 mm kare delikli 5 mm kalınlığındaki ızgaralı durum ölçümleri Şekil 3.23’de gösterilmiştir. Olive’in tariflediği dinleme alanındaki yatayda $-10^\circ, -20^\circ, -30^\circ$, sonuçları için, $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ ’deki alınan ölçümler sayısal modelimizin simetrik olmasından dolayı aynı şekilde kopyalanmıştır.

Modelde yatay ekseninde 10° ’de alınan sonuç, dikey eksenindeki -10° ve 10° açılarından alınmış olan ölçümlere çok yakın çıktığı için, yatay eksen sonuçları ihmal edilmiştir.

Şekil 3.23’deki hoparlör yönelim grafiğinde, hoparlörün dinleme alanı (listening window, $\pm 30^\circ$) içindeki ölçümleri görülmektedir. Izgaralı durumda (Şekil 3.23a), ızgarasız duruma (Şekil 3.23b) göre renk homojenliği azalmaktadır. Bu da ızgaralı durumda algısal ses kalitesinin düştüğünü göstermektedir.



Şekil 3.23 : (a) Izgarasız ve (b) 2,6 mm kare delikli 5 mm kalınlığındaki ızgara için hoparlör yönelim grafiği.

Sonraki aşamada hoparlör ızgara kalınlıklarının hoparlör ekseninde (0° 'de) oluşan sese etkisini ölçmek için sayısal çalışma yapılmıştır. Kalınlık etkisinin incelenmesi için 3 farklı menfez yapısı seçilmiştir. Daire, kare ve kavisli (hyperboloidal) delik yapısı içeren ızgaralar seçilmiştir. Delik tipi ve boyutunun kalınlığa etkisini dahil etmemek için rastgele konfigürasyonlarda seçimler yapılmıştır. Yapılan seçimlerde kalınlıkların etkisi incelenmiştir. Seçimler aşağıdaki gibidir.

- Daire için $\varnothing 4$ mm delik çapında,
- Kare için 2,659 mm kenar boyutlu,
- Kavisli için başlangıç ve bitiş delik çapı $\varnothing_{1,3} = 3$ mm ve ortadaki delik çapı $\varnothing_2 = 1,8$ mm olacak şekilde seçilmiştir.

Buna göre 3 tip ızgara için 2, 3, 4 ve 5 mm olacak şekilde 4 tip kalınlıkta toplam $4 \times 3 = 12$ adet ızgara ile sayısal çalışma yapılmıştır. Sayısal çözümleme yapılacak ızgara tipleri Çizelge 3.3'de gösterilmiştir.

Izgara sonuçları şu şekilde değerlendirilmiştir. Izgarasız durum referans kabul edilerek, bu koşula göre oluşan pozitif ve negatif sapmalar dikkate alınacaktır. Pozitif sapmalar ızgarasız duruma göre ses basınç seviyesindeki artışı, negatif sapmalar ses azalmayı göstermektedir. Izgarasız duruma yakın sonuçlar daha az değişime neden olduklarından bu sonuçlar avantajlı olarak değerlendirilmiştir.

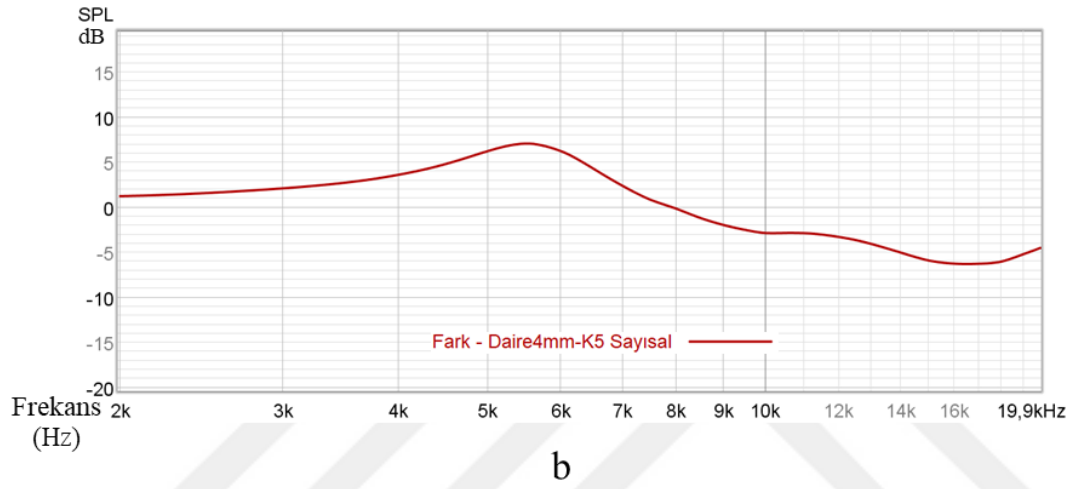
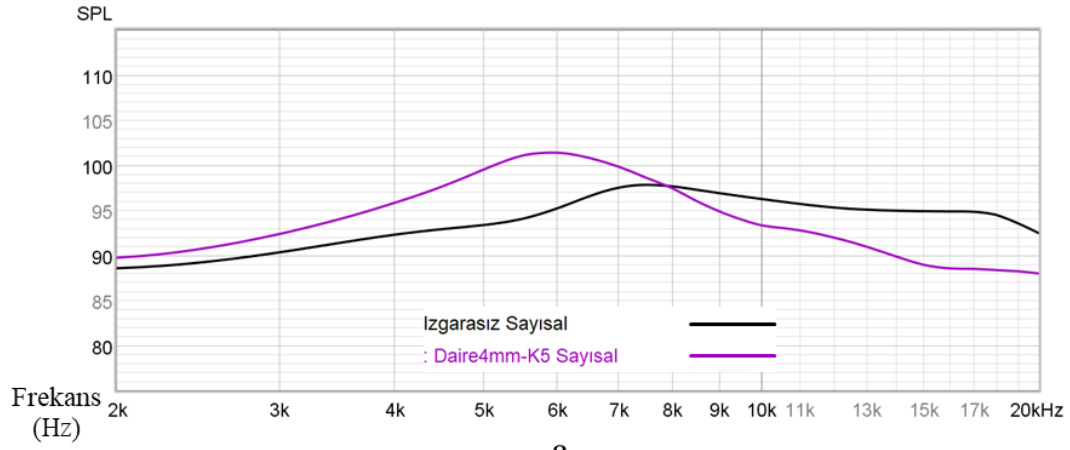
Çizelge 3.3 : Sayısal çalışmalarla kalınlık faktörünün incelenmesi amacıyla seçilen ızgara özellikleri.

Izgara tipi	Izgara et kalınlığı [mm]				Izgara tipleri için efektif delik boyutları [mm]	
	2	3	4	5	-	Ø4
Daire delikli	2	3	4	5	-	Ø4
Kare delikli	2	3	4	5	$2,659 \times 2,659$	-
Kavisli delikli	2	3	4	5	$\begin{matrix} \text{Ø}_1 = 3 \\ \text{Ø}_2 = 1,8 \\ \text{Ø}_3 = 3 \end{matrix}$	-

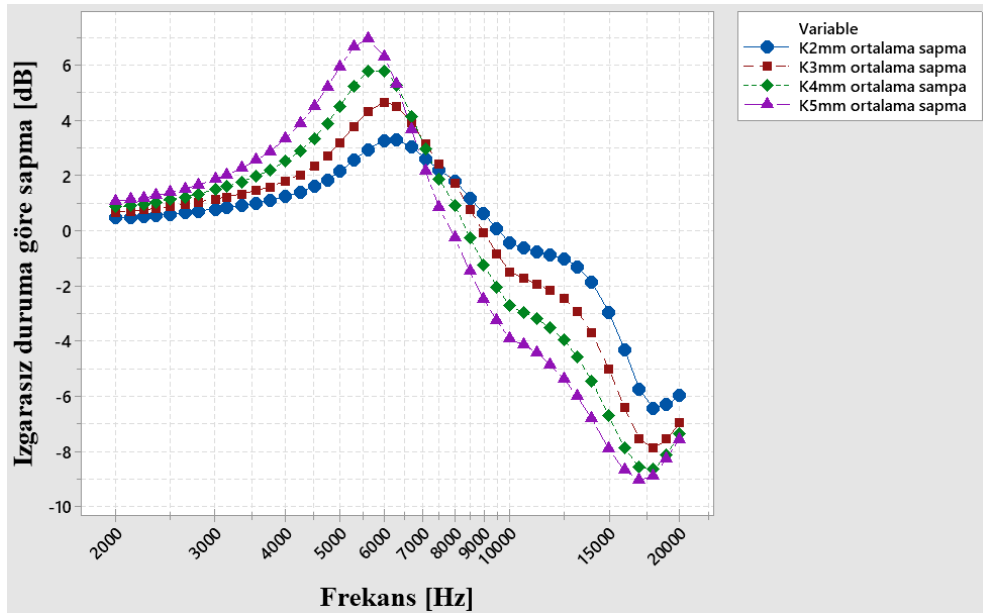
Örnek olarak 4 mm daire delikli 5 mm kalınlığında olan ızgara için Şekil 3.24'te a bölümünde ızgarasız ve ızgaralı modelin SPL-frekans çözüm cevabı verilmiştir. Şekil 3.24'te b bölümünde ızgarasız modelin SPL-frekans cevabı referans alınarak, ızgaralı modelin SPL-frekans çözüm cevabı farkı verilmiştir. Farkın 0'dan büyük olduğu frekanslarda ses basınç seviyesinin arttığı, 0'dan küçük olduğu frekanslarda ise ses basınç seviyesinin azaldığı gözlenmiştir.

Şekil 3.24'te de ızgaralı modelin en yüksek ses basınç seviyesine karşılık gelen frekans değeri ızgarasız modele göre daha düşüktür. Sayısal modellerde ızgaranın eklenmesi, ses basınç seviyesini 6 kHz frekans civarında artırmakta, 8 kHz'den daha üst frekanslarda ise azaltmaktadır. Hoparlör ekseninden (0°) alınan ölçümlerde; ızgara kalınlığının artması ile frekans cevabındaki değişimi görmek için, aynı kalınlıktaki 3 ızgara tipinin ilgili frekanstaki sapma miktarlarının aritmetik ortalamaları alınmıştır.

Bu şekilde 4 kalınlık tipi için ortalama sapma değerlerinin ilgili frekanslardaki gösterimi Minitab programı ile serpilme diyagramı (scatter plot) şeklinde oluşturularak Şekil 3.25'te verilmiştir. Izgaralı durumdaki sayısal çözüm cevaplarından, ızgarasız durumdaki sayısal çözüm cevaplarının farkı alınarak grafik oluşturulmuştur.



Şekil 3.24 : SPL-frekans grafiği (a) ızgaralı ve ızgarasız modelin sayısal çözümü (b) değer farkı grafiği.



Şekil 3.25 : 2-3-4-5 mm kalınlığındaki ızgara model tiplerinin ortalama SPL sapma miktarı

Yukarıdaki açıklamalara ek olacak şekilde, ortalama kalınlık verileri 1/3 frekans bantlarına indirgenerek aşağıdaki çizelge oluşturulmuştur.

Çizelge 3.4 : Deneysel ve sayısal çalışmalar arasındaki oluşan sapma miktarlarının (dB) 1/3 frekans bantlarında gösterimi.

1/3 Frekans Bantları (Hz)	K2 ortalama sapma değerleri (dB)	K3 ortalama sapma değerleri (dB)	K4 ortalama sapma değerleri (dB)	K5 ortalama sapma değerleri (dB)
2000	0,5	0,7	0,9	1,1
2500	0,6	0,9	1,2	1,5
3150	0,9	1,3	1,7	2,2
4000	1,4	2,1	3,0	4,0
5000	2,6	3,8	5,2	6,5
6300	3,1	4,1	4,6	4,4
8000	1,7	1,6	0,9	-0,3
10000	-0,2	-1,2	-2,4	-3,6
12500	-1,3	-2,8	-4,4	-5,8
16000	-4,3	-6,3	-7,7	-8,5
20000	-6,2	-7,5	-8,0	-8,2

Şekil 3.25 ve Çizelge 3.4 incelendiğinde ızgara tiplerinin kalınlığının artması ile 4 kHz ila 7 kHz frekans bölgelerinde ses basınç seviyesinde yükselme görülürken, 8 kHz ve daha yüksek frekanslarda azalma görülmektedir. 2 mm ızgara tipi ortalamasında frekans cevabında oluşan maksimum artış 6,3 kHz’de +3,3 dB olarak hesaplanırken, 5 mm ızgara tipi ortalamasında maksimum artış miktarı 5,6 kHz’de +6,9 dB olarak hesaplanmıştır. 2 mm ızgara tipi ortalamasında frekans cevabında oluşan maksimum kayıpsa 18 kHz’de -6,4 dB olurken, 5 mm ızgara tipi ortalaması için 17 kHz’de -9,0 dB olarak hesaplanmıştır.

Izgara kalınlık etkisinin sadeleştirilmiş şekilde gösterilmesi amacı ile 2-3-4-5 mm kalınlığındaki ızgaraların 3 kHz ve 20 kHz frekans aralığında ortalama standart sapma değerleri Çizelge 3.5’de gösterilmiştir. Çizelge 3.5 incelendiğinde ızgara kalınlığı azaldıkça frekans cevabındaki sapmaların da azaldığı görülmektedir.

Hoparlörden gelen sesin dalga boylarının yarısının ($\lambda/2$) ızgara ile hoparlör arasında kalan hacim boyutları içerisine sığıldığı durumda ilgili frekanslar için ses basınç seviyesinde değişiklikler oluşabilmektedir. Dalga boyları için yansıyan veya kırılan dalgaların hoparlörden gelen ilk ses dalgası ile aynı fazda olmasından dolayı, sesi güçlendirici (constructive) bir etki yaratır. Benzer şekilde, hoparlörden gelen sesin

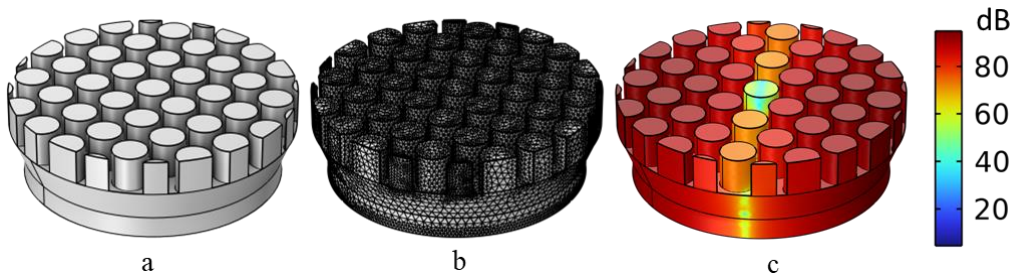
dalga boylarının çeyreğinin ($\lambda/4$) tek sayılı katlarının bu hacme sığması durumunda ilgili frekanslar için ses basınç seviyesinde azalma olabilmektedir. Ayrıca, ızgara kalınlığının artmasıyla birlikte ses kayıp miktarının arttığı görülmektedir. Buna bağlı olarak kalınlığın artması ile empedans farkının arttığı sonucuna ulaşılabilir. Daha yüksek empedans farkı, yansımaların güçlenmesine ve buna bağlı olarak ilgili frekans bölgelerinde daha yüksek kalite faktörüne sahip (Q) rezonans ve anti-rezonans durumlarını oluşturmaktadır.

Çizelge 3.5 : Izgara kalınlıklarına göre 3 kHz ile 20 kHz frekans aralığında oluşan ortalama standart sapma miktarları

Izgara kalınlıkları [mm]	Ortalama sapma miktarı [dB]
2	2.8
3	3.8
4	4.6
5	5.2

Şekil 3.25 incelendiğinde, hoparlör ve ızgara üst yüzeyi arasında kalan hacimde oluşan rezonanslardan dolayı 6 kHz frekanslarda ses basınç seviyesinin arttığı görülmektedir. Izgara kalınlığının artması ile birlikte ses basınç seviyesindeki artış miktarının yükseldiği ve daha düşük frekanslarda gerçekleştiği görülmektedir.

Hoparlör ve ızgara üst yüzeyi arasında kalan hacimdeki rezonans frekanslarının tahminlenmesi için bu hacmin 3 boyutlu modeli çıkartılarak, öz değer (eigenfrequency) analizi yapılmıştır. Şekil 3.26'da 3mm daire delikli 3mm kalınlığındaki ızgara üst yüzeyi ile hoparlör arasında kalan hava hacmi gösterilmiştir. (a)'da 3 boyutlu görüntüsü, (b)'de analiz programında çözüm ağı oluşturulmuş görüntüsü (mesh) ve (c)'de 6403 Hz'de oluşan özfonksiyon görüntüsü gösterilmiştir.



Şekil 3.26 : 3mm daire delikli 3mm kalınlığındaki ızgara için sayısal çözüm görselleri

Hoparlör ve ızgara arasında kalan hava hacminin öz değer analizinde, simülasyon programında elde edilen geometri için 6000 Hz'ye en yakın 4 öz değer hesaplatılmıştır.

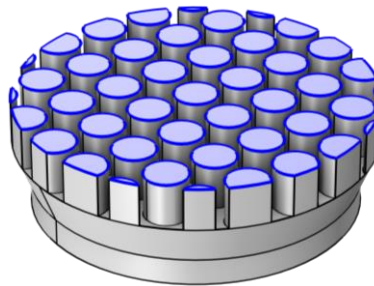
2, 3, 4 ve 5 mm kalınlığındaki ızgara hacimlerinde hesaplanan öz değerler Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.6 : Farklı kalınlıklardaki daire delik tipli ızgaralar için hesaplanan öz değerler

	2 mm kalınlıklı ızgara	3 mm kalınlıklı ızgara	4 mm kalınlıklı ızgara	5 mm kalınlıklı ızgara
Hesaplanan öz değerler	0,0037260 + 0,0058501i	0,035058 + 0,027238i	0,00038020 - 0,0032745i	0,0021666 - 0,0030143i
[Hz]	6403,1	6008,6	5657,5	5342,7
	6403,3	6008,7	5657,6	5342,8
	11567	10657	9798,3	9006,2

Çizelge 3.6 incelendiğinde farklı kalınlıklar için hesaplanan değerler içerisinde çok düşük değere sahip karmaşık sayılı sonuçlar ihmal edildiğinde, 6000 Hz' ye en yakın olarak bulunan 2 öz değer, Şekil 3.25'deki aynı kalınlıktaki ızgara ses basınç seviye ortalamalarının artış gösterdiği frekanslarla örtüşmektedir.

2, 3, 4 ve 5 mm kalınlığındaki ızgara üst yüzeyleri ile hoparlör arasında kalan hacimlerde görülen frekanslardaki genlik değişimleri de incelenmiştir. Simülasyon programında bu hacme arka plan basınç alanı (background pressure field) sınır koşulu uygulanmıştır. Sınır koşulundaki basınç alan tipi silindirik, referans ses basınç seviyesi 1 Pa, şeklin orta noktasına hizalı olarak alt başlangıç yüzeyi başlangıç konumu olarak seçilmiştir. Farklı kalınlıktaki ızgara hacimlerindeki ses basınç seviyeleri, ızgaraların üst yüzeyleri (Şekil 3.27) için hesaplanmıştır.

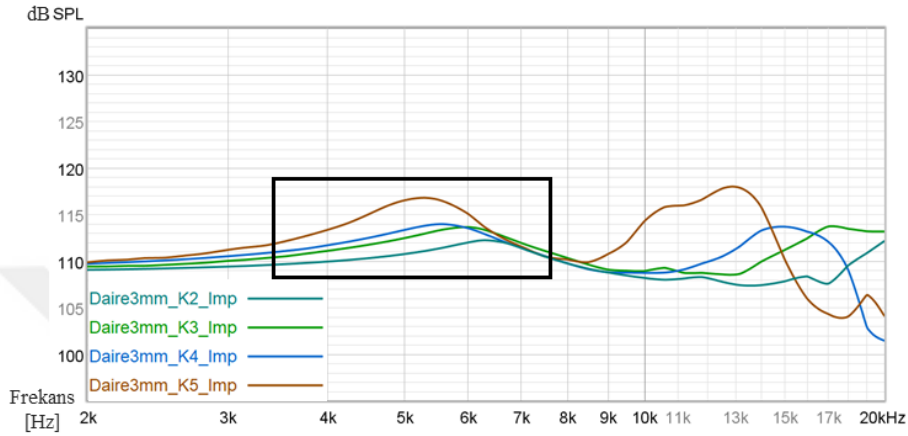


Şekil 3.27 : Ses basınç seviyesinin hesaplanacağı yüzeylerin gösterimi

Oluşan hava hacminde hoparlör ve ızgara üst yüzeyleri hariç düşük miktar (0,1) ses yutum katsayısı sınır şartı uygulanıp, sonuçların ses seviyeleri birbirlerine yaklaştırılmak suretiyle elde edilen sonuçların kıyaslaması Şekil 3.28'de verilmiştir.

Şekil 3.28 incelendiğinde 2, 3, 4 ve 5 mm kalınlığındaki ızgaralar için şekilde çerçeve içerisine alınmış olan 6 kHz bölgesinde pozitif sapmalar görülmektedir. ızgara

kalınlığı arttıkça pozitif sapmaların daha düşük frekanslarda ve daha yüksek genliklerde gerçekleştiği görülmektedir. Bu da Şekil 3.25’de görülen pozitif yönlü sapmaların hoparlör ile ızgara üst yüzeyinde kalan hacimde görülen rezonans durumundan oluştuğunu doğrulamaktadır. Elde edilen sonuçlarda yüksek frekanslarda sapmaların doğru şekilde simüle edilebilmesi için ızgara üst hacminin açık, ses kaynağının hoparlör yüzeyi olarak seçilmesi gereklidir.



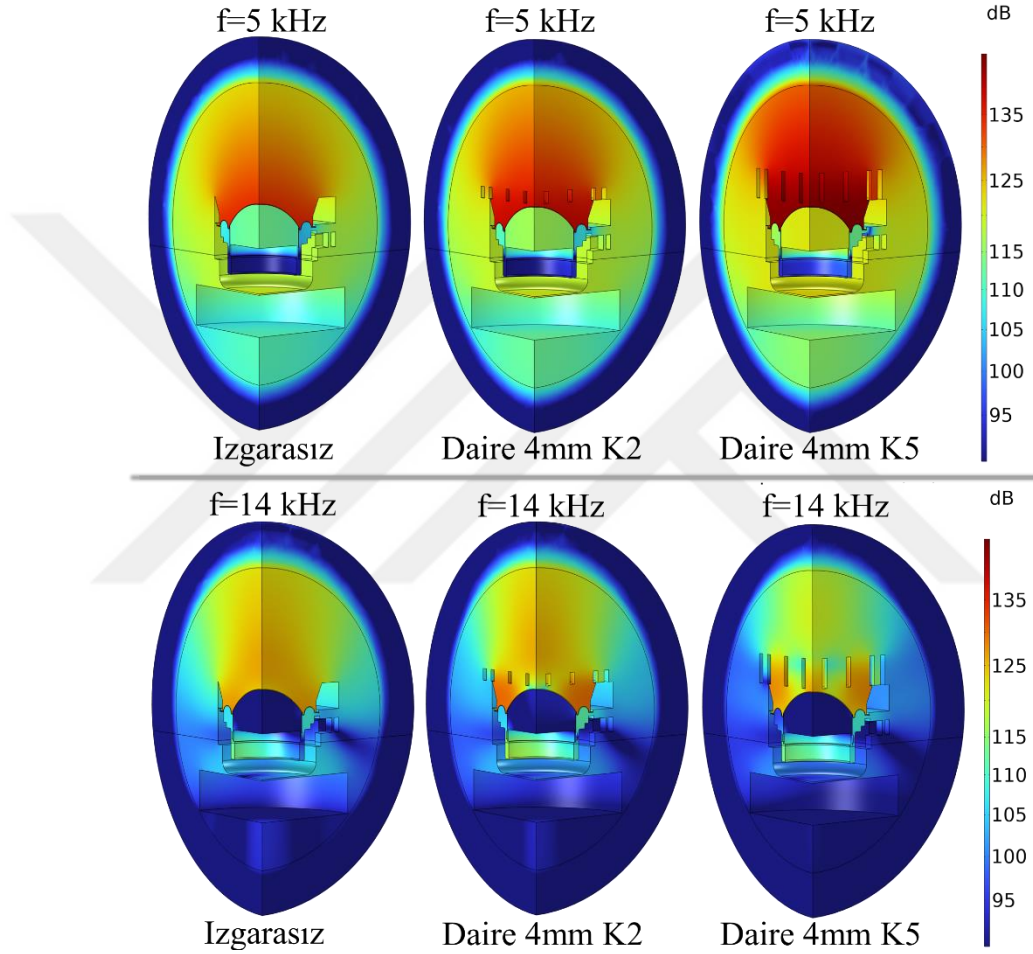
Şekil 3.28 : 2, 3, 4 ve 5 mm kalınlığındaki ızgaraların üst yüzeylerinde hesaplanan ses basınç seviyeleri

Izgaranın hoparlör üst yüzeyine konumlandırılması ile ara hacimde oluşan ses basınç seviyelerinin görselleştirilmesi amacı ile Şekil 3.29’da ızgarasız, 2 mm ve 5 mm kalınlığındaki ızgaralı çeyrek model sonuç görseli eklenmiştir. Izgara kalınlığının artması ile birlikte 5 kHz frekansında hoparlör ile ızgara üst yüzeyi arasında kalan hacimde ses basınç seviyesi artarken, 14 kHz seviyesinde azaldığı görülmektedir.

Hoparlörlerden oluşturulan sesler için insanların algısal duyumu kapsamında çalışmalar yapılmıştır. Farklı yaş gruplarındaki bireylerin yüksek frekanslı sesleri algılayabilme eşik değeri için gereken ses basınç seviyeleri çalışılmıştır (Masayuki Sakamoto Masashi Sugawara & Kamio, 1998). 20-29 yaş gurubu için 14 kHz frekansında yaklaşık 40 dB’lik bir ses basınç seviyesi gerekirken, 16 kHz frekansında yaklaşık 80 dB seviyesine ulaşmakta olduğu ortaya konulmuştur. Ayrıca Benjamin tarafından yapılan çalışmada; insanların tercih ettikleri ortalama ses seviyesi TV için 57,7 dBA olurken, ev sinema sistemleri için 64,8 dBA olarak tercih ettikleri belirtilmiştir (Benjamin, 2004).

Izgaraların yüksek frekanslardaki performansını değerlendirirken bu çalışmaları da dikkate aldığımızda, hoparlörlerden oluşan tipik ses seviyesi kullanımı durumlarında

14 kHz'den daha yüksek frekanslarda duyum eşik değeri devamlı olarak ulaşamayacağı görülmektedir. Buna göre 14 kHz ve daha düşük frekanslar için 2 mm kalınlığındaki ızgara ortalamasında en yüksek kayıp -1,8 dB, 5 mm kalınlık için -6,8 dB olarak görülmüştür. Bu sonuçlara göre ızgara kalınlığının artmasının yüksek frekanslar için ses basınç seviyesinde önemli kayıp oluşturduğu görülmüştür. Kalınlığı düşük (ince olan) ızgaraların tercih edilmesi yüksek frekanslarda ses kaybını önleyeceği için tercih sebebi olabilir.



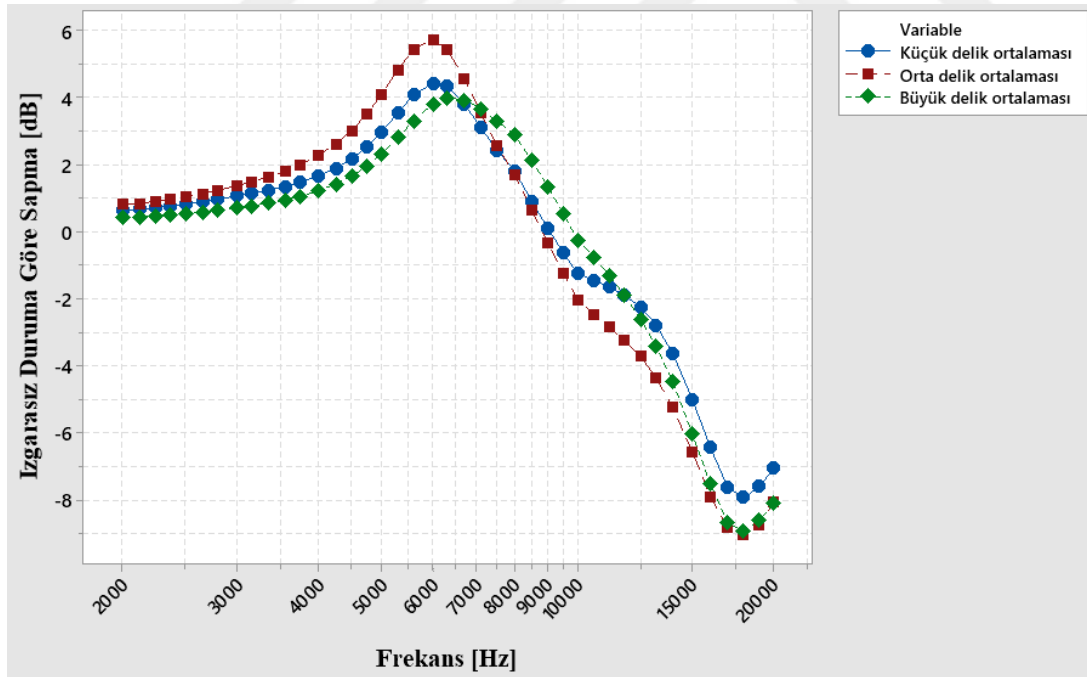
Şekil 3.29 : Izgara durumu için sayısal çalışma ile 5 kHz ve 14 kHz frekanslarında hesaplanan ses basınç seviyelerinin çeyrek model üzerinde gösterimi.

Hoparlör ızgaraları için, hoparlör iz düşüm alanının olduğu bölgedeki ızgara açıklık oranı (hole to surface ratio) daire ve kare tipi ızgaralar için %50 olacak şekilde oluşturulmuştur. Kavisli tip ızgara için alt ve üst yüzeylerde bu oran %50 olacak şekilde ayarlanmıştır. Genişleyen ve daralan delikli ızgaralar için deliğin daha büyük olduğu yüzeyde bu oran yine %50 olacak şekilde ayarlanmıştır. Izgaraların konfigürasyonları Çizelge 3.7’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.7 : Izgara delik tipi ve boyutu etkisi analizlerinde seçilen ızgara konfigürasyonları.

Izgara tipi	Izgara et kalınlığı [mm]	Izgara tipleri için efektif delik boyutları [mm]		
Daire delikli	3	Ø3	Ø4	Ø5
Kare delikli	3	2,659 × 2,659	3,545 × 3,545	4,431 × 4,431
Kavisli delikli	3	Ø ₁ = 3 Ø ₂ = 1,8 Ø ₃ = 3	Ø ₁ = 4 Ø ₂ = 2,4 Ø ₃ = 4	Ø ₁ = 5 Ø ₂ = 3 Ø ₃ = 5
Genişleyen delikli	3	Ø ₁ = 1,8 Ø ₂ = 3	Ø ₁ = 2,4 Ø ₂ = 4	Ø ₁ = 3 Ø ₂ = 5
Daralan delikli	3	Ø ₁ = 3 Ø ₂ = 1,8	Ø ₁ = 4 Ø ₂ = 2,4	Ø ₁ = 5 Ø ₂ = 3

Çizelge 3.7’da görüldüğü üzere 15 konfigürasyon bulunmaktadır. Bu duruma ek olarak ızgarasız opsiyonu da eklendiğinde toplam 16 konfigürasyon için sonuçlar hesaplatılmıştır (Şekil 3.30).



Şekil 3.30 : 5 ızgara tipi için küçük, orta ve büyük deliklerin referans duruma göre oluşturdukları ortalama sapma değerleri (dB).

Şekil 3.30’daki grafik incelendiğinde, 3 farklı delik büyüklüğü ortalaması için hoparlör frekans cevabında değişiklikler görülmektedir.

- Önceki çalışmaya göre delik değişim etkisinin kalınlık değişim etkisi kadar önemli bir fark oluşturmadığı görülmüştür. Kalınlık değişiminde en fazla 5 dB fark görülürken delik büyüklüğü değişiminde en fazla 2 dB civarı fark görülmüştür.
- Efektif ızgara açıklık alan oranı (%50) sabit tutularak delik çapının artması ile anlamlı bir ilişki kurulamamıştır.

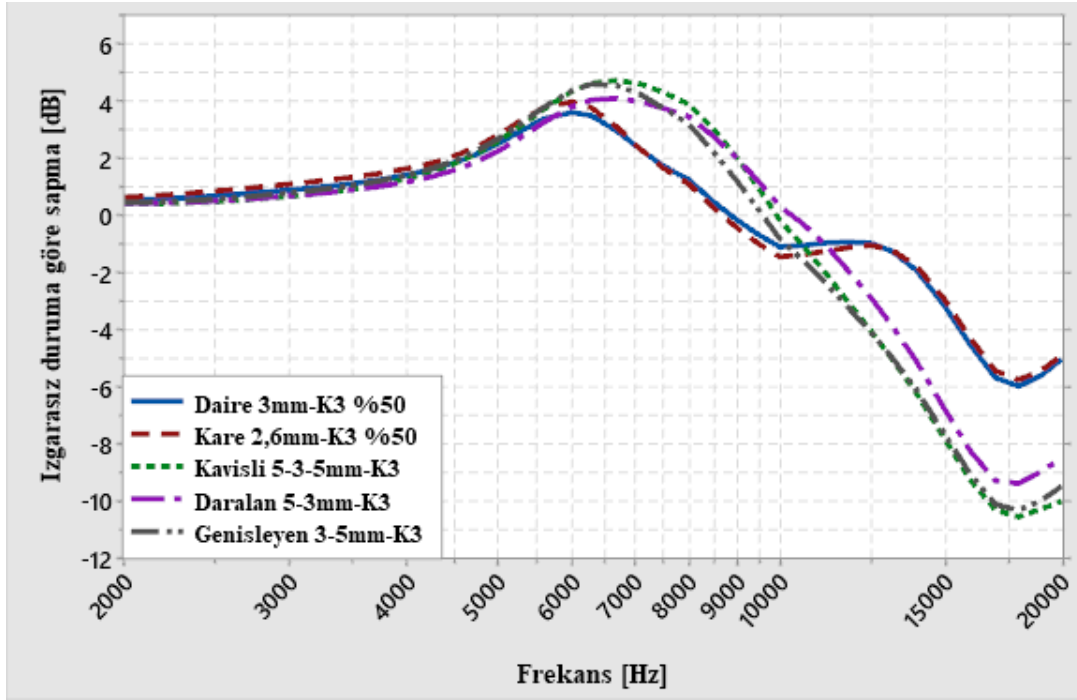
Izgara delik tiplerinin hoparlör frekans cevabı üzerindeki etkisi araştırılması amacıyla karşılaştırma kalınlığı 3mm olarak belirlenmiştir. Genişleyen, daralan ve kavisli tip ızgaralar, delik kesitinin en geniş olduğu bölüm referans alınınca %50, delik kesitinin en dar olduğu yüzey referans alınırca %30 açıklık oranına sahiplerdir. Bu amaçla sabit delik kesitine sahip olan daire ve kare tipli ızgaralar için %50'ye ek olarak %30 açıklık oranına sahip olacak şekilde de modelleme yapılmıştır. Kare ve daire tip ızgaralardaki delik boyutları, kesiti değişen ızgaraların en dar kesitteki alanları ile aynı olacak şekilde seçilmiştir. Delik tipi için incelenecek 7 ızgara konfigürasyonu Çizelge 3.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.8 : Izgara delik tipi karşılaştırması için seçilen ızgara konfigürasyonları.

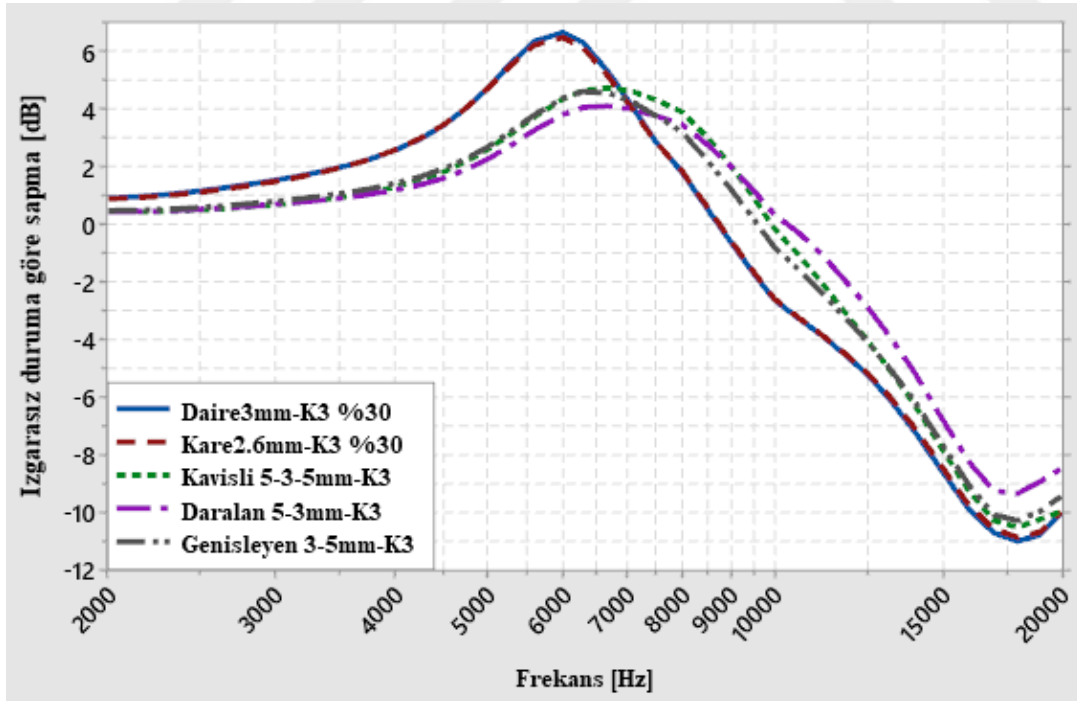
Izgara tipi	Izgara et kalınlığı [mm]	Izgara tipleri için efektif delik boyutları [mm]
Daire delikli (%50)	3	$\emptyset 3$
Daire delikli (%30)	3	$\emptyset 3$
Kare delikli (%50)	3	$2,659 \times 2,659$
Kare delikli (%30)	3	$2,659 \times 2,659$
Kavisli delikli	3	$\emptyset_1 = 5$
		$\emptyset_2 = 3$
		$\emptyset_3 = 5$
Genişleyen delikli	3	$\emptyset_1 = 3$
		$\emptyset_2 = 5$
Daralan delikli	3	$\emptyset_1 = 5$
		$\emptyset_2 = 3$

Delik çapları $\emptyset_1 = 5$, $\emptyset_2 = 3$, $\emptyset_3 = 5$ mm olan kavisli, delik çapları $\emptyset_1 = 3$, $\emptyset_2 = 5$ mm olan genişleyen ve delik çapları $\emptyset_1 = 5$, $\emptyset_2 = 3$ mm olan daralan delikli ızgaraların $\emptyset 3$ mm çaplı daire, 2,7 mm kenarlı kare delikli ızgara ile karşılaştırmaları Şekil 3.31 ve Şekil 3.32'de verilmiştir. Şekil 3.31'de daire ve kare delik tipli %50 açıklık oranına sahip ızgaraların çeşitli frekanslardaki sapma sonuçları diğer delik tipleriyle

karşılaştırılmıştır. Şekil 3.32’de de %30 açıklığa sahip olduğu durumdaki sonuçları paylaşılmıştır.



Şekil 3.31 : 3 mm kalınlığındaki daire (%50), kare (%50), kavisli, daralan ve genişleyen tipli ızgaraların oluşturduğu sapmaların karşılaştırması.



Şekil 3.32 : 3mm kalınlığındaki daire (%30), kare (%30) kavisli, daralan ve genişleyen tipli ızgaraların oluşturduğu farkların karşılaştırılması.

Şekil 3.31 ve Şekil 3.32 birlikte incelendiğinde;

- Daire ve kare tipli ızgaralar her iki açıklık oranında da benzer miktarda sapmaya sebep olmaktadır. %30 ve %50 açıklık oranında görülen sapma miktarlarındaki en yüksek fark 0,3 dB mertebesinde gerçekleşmekte olup bu fark ihmal edilebilir seviyededir. Daire tipli ızgara 8-15 kHz frekans aralığında eser miktar daha avantajlı olduğundan tercih sebebi olabilir.
- Daralan, genişleyen ve kavisli tip ızgara sonuçları kendi içlerinde karşılaştırıldığında, daralan ızgara diğerlerine göre 10 kHz ile 20 kHz arasında yaklaşık olarak 1dB daha az kayba yol açmış olduğundan, ses geçirgenliği açısından daha avantajlıdır. Ayrıca kavisli tip ızgara, bir miktar daha yüksek sapmaya neden olduğundan performansı en düşük ızgara tipi olarak bulunmuştur.
- Kesit çapı değişen ızgaralar Şekil 3.31’de, %50 açıklık oranına sahip daire ve kare delik tipli ızgaralar ile karşılaştırılmıştır. Bu durumda daire ve kare tipli ızgaralar ses geçirgenliği açısından delik kesiti değişen tiplere göre avantajlı bulunmuştur. Şekil 3.32’de daire ve kare ızgaraların açıklık oranı %30’a düşürüldüğünde ise kesit çapı değişken ızgaralara göre dezavantajlı olduğu görülmüştür.

Sonuçlar dikkate alındığında kesit çapı değişen delik tipinden daralan tipli, kesit çapı sabit olan delik tipinden daire tipi deliklerin seçilmesi avantajlı olmaktadır. Kesit çapı değişen ve kesit çapı sabit delikler arasında bir tercih yapılmak istendiğinde, ızgara delik hacmini artıracak şekilde seçim yapılması daha avantajlı sonuç sağlayabilir.

Sayısal model yardımı ile delik/ızgara alan oranının ses geçirgenliğine olan etkisi de incelenmiştir. Bu amaçla 3 mm çapında, 3 mm kalınlığında daire delik tipli ve açıklık oranları %30, %50 ve %70 olan 3 ızgara modellenmiştir (Şekil 3.33). Izgarasız duruma göre bu 3 ızgaranın merkez ekseninde oluşturduğu frekans tepkisi alınmıştır (Şekil 3.34).

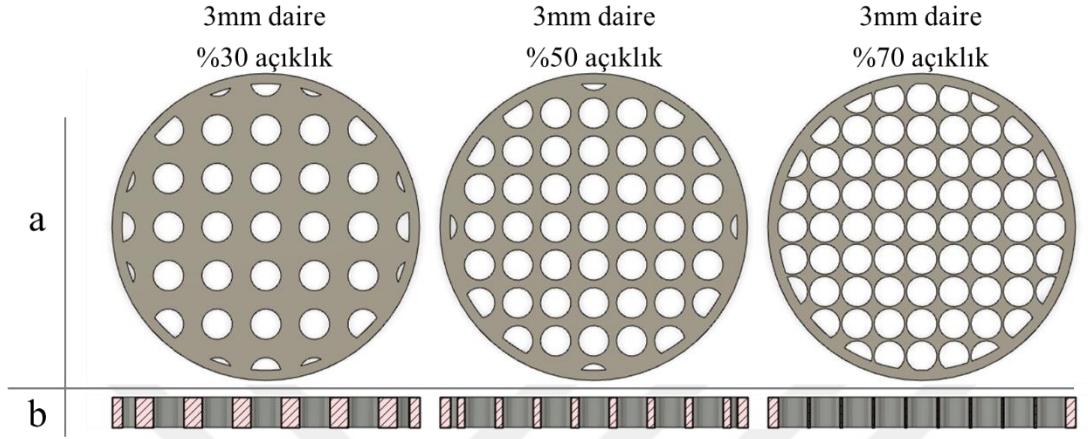
Şekil 3.33 incelendiğinde, ızgara açıklık oranı arttıkça, referans olarak kabul edilen ızgarasız duruma göre sapmaların azaldığı görülmektedir. Izgaralar için oluşan en yüksek sapma miktarları;

%70 için +2,8 dB ila -3,7 dB

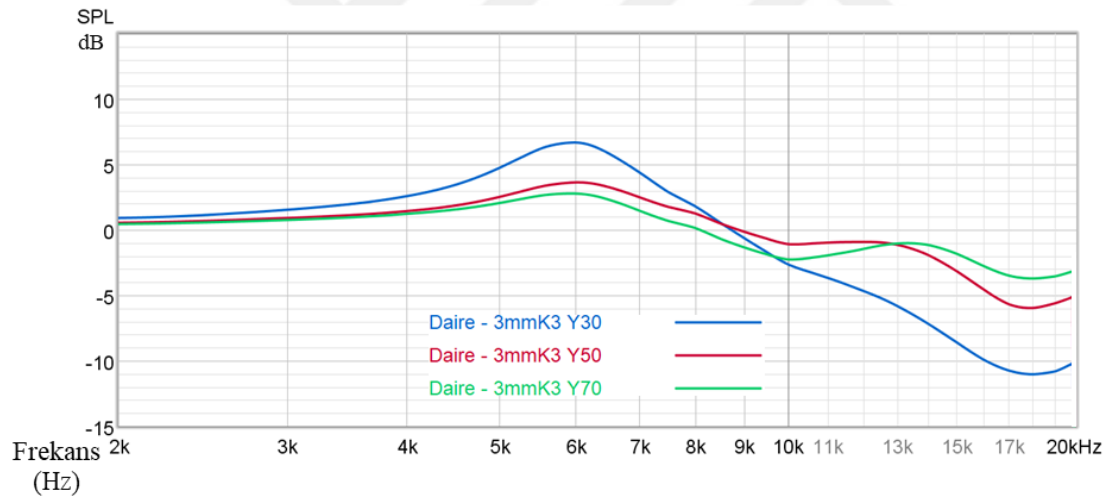
%50 için +3,6 dB ila -5,9 dB

%30 için +6,7 dB ila -11 dB

arasında olmaktadır. Açıklık oranı %30 olan ızgara, diğer 2 ızgaraya göre önemli derecede daha yüksek sapma göstermektedir. Bu durum delik/ızgara oranı artırıldıkça ses basınç seviyesinde, ızgara kaynaklı sapmaların azaldığına işaret etmektedir.



Şekil 3.33 : (a)'da menfez farklı açıklık oranına yapısına sahip ızgaraların üstten görüntüsü, (b)'de kesit görüntüsü gösterilmiştir.



Şekil 3.34 : Delik/ızgara oranı %30, 50, 70 olan ızgaraların ızgarasız duruma göre sapma miktarları.

Buraya kadar incelenmiş ızgaralar homojen delik dağılımına sahiplerdir. Endüstride, homojen delik dağılımına sahip olmayan farklı tasarımlarda hoparlör ızgara örnekleri de mevcuttur. Bunlardan biri de korna (horn) tipi hoparlör önüne konumlandırılan faz tıpalarıdır. Faz tıpaları hoparlör ses seviyesinin yükseltilmesini ve ses yöneliminin iyileştirilmesini sağlamaktadırlar. Örnek olarak bir faz tıpası Şekil 3.35'de gösterilmiştir.

Faz tıpaları, hoparlörün önüne yerleştirilen ve hoparlörün frekans cevabı ve yönelimini optimize etmek için kullanılan bir parçadır (Ballou, 2009). Genellikle korna (horn) tipi

hoparlörlerde, diyafram ile korna boğazı (horn throat) arasına yerleştirilirler (Bezzola, 2018). Bu şekilde diyaframdan oluşan ses, bazı kanallardan geçerek dışarıya yayılır.



Şekil 3.35 : Faz tıpasına sahip bir sahne hoparlörü.

Faz tıpasının işlevleri;

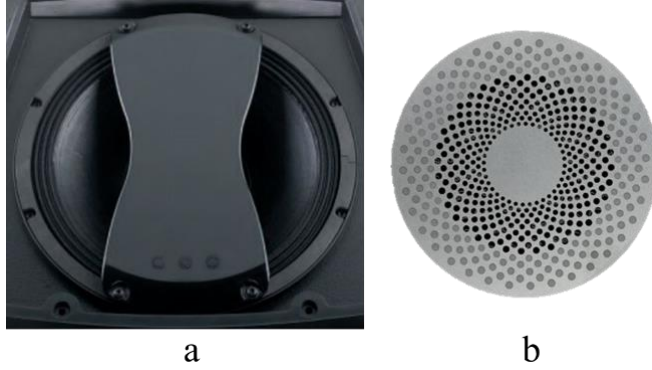
- Diyafram ve faz tıpası bölgesinde oluşan rezonansları azaltarak, hoparlörden dışarıya aktarılan enerjinin artırılmasına,
- Diyaframın şekline göre bazı bölgelerde sesi daha uzun kanallardan geçirerek zaman gecikmelerinin düzeltilmesine,
- Diyafram veya körüğün ideal olmayan modal davranışı sonucu sürücüde anti-fazda hareket gösteren bölgelerin önüne yerleştirilerek sesin iyileşmesine,

yardımcı olması şeklinde özetlenebilir (Bezzola, 2018; Lemaitre ve diğ, 2008). Faz tıplarının bu işlevlerinin yanı sıra bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlar; hoparlör kabinine göre optimize edilme gereksinimi, boyutsal üretim ve pozisyonlanma toleranslarının hassas olması, yüksek ses seviyelerinde non-lineer etkiler sonucu hoparlör toplam harmonik distorsiyon (total harmonic distortion) seviyelerini yükseltebilmeleri olarak gösterilebilir (Ballou, 2009).

Çalışmamızın bu bölümünde ızgara tasarımlarındaki açıklıklar, kubbe (dome) tipi tweeter hoparlörlerde merkez bölgesini kapatan faz tıplarına benzetilerek, ses geçirgenlik açısından değerlendirilecektir. Bu amaçla deneme modelleri oluşturularak bu ızgaraların ses geçirgenlik performansı önceki bölümde incelenmiş olan homojen delik dağılımına sahip ızgaralarla kıyaslanacaktır.

Günümüzde kullanılmakta olan faz tıpası tasarımına benzeyen bazı örnek ızgara görselleri Şekil 3.36'da gösterilmiştir. Görsel içerisinde hoparlör merkez bölümlerini

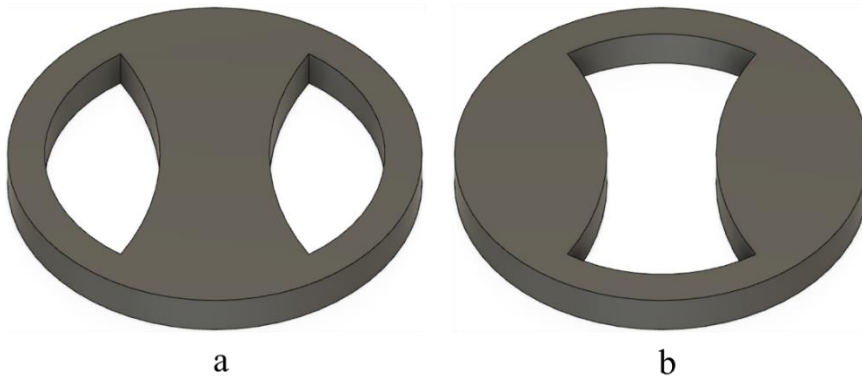
kapatıp, ağırlıklı olarak yan bölümlerini açıkta bırakan woofer (Şekil 3.36a) ve tweeter (Şekil 3.36b) hoparlör ızgarası gösterilmektedir.



Şekil 3.36 : Faz tıpasına benzeyen (a) düşük frekans hoparlörü (woofer) ve (b) yüksek frekans hoparlörü (tweeter) ızgara tasarımları.

Faz tıpası tasarımına benzeyen ızgaraların ses geçirgenlik performansının değerlendirilmesi amacıyla, sayısal modelde bazı denemeler yapılmıştır. Yapılan bu denemelerden elde edilecek sonuçlar, bu çalışmamızda incelenmiş olan homojen delikli ızgara tipleri sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bunun için öncelikle karşılaştırmanın tutarlı olması açısından efektif ızgara açıklık oranı %50 ve ızgara kalınlığı 3 mm olan faz tıpasına benzerlik gösteren ızgara tasarımları oluşturulmuştur. Oluşturulan ve bu bölümde incelenen ızgara konfigürasyonları Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Öncelikli olarak Tip1 ve Tip2 diye adlandıracağımız ızgaraların görüntüleri Şekil 3.37’de gösterilmiştir. Şekil 3.37a’daki Tip1’de ızgara hoparlörün merkez bölümünü kapatmaktadır. Şekil 3.37b’deki Tip2’deki ızgara, Tip1’in tersine, hoparlörün merkez bölümünü açık bırakmaktadır.

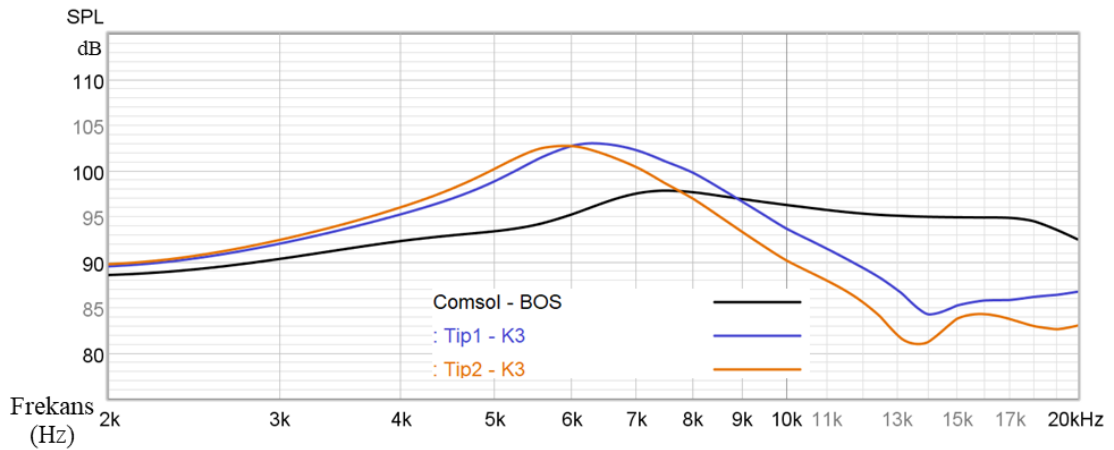


Şekil 3.37 : %50 açıklığa sahip (a) Tip1 ve (b) Tip2 ızgara tipleri.

Tip1 ve Tip2 ızgaralar, sayısal modele eklenerek, hoparlör frekans cevabı sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, ızgarasız durum ile karşılaştırmalı olarak Şekil 3.38’de gösterilmiştir.

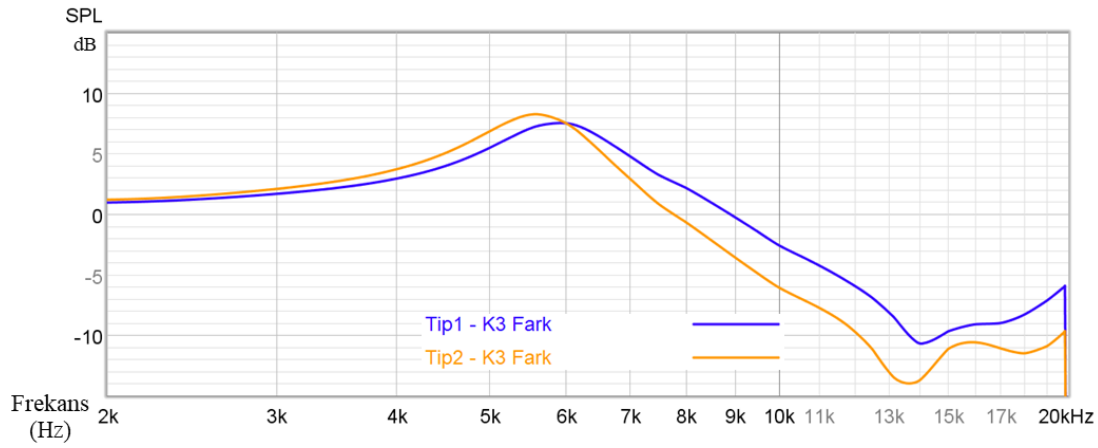
Çizelge 3.9 : Faz tıpasına benzerlik gösteren ızgaraların karşılaştırması için belirlenen konfigürasyonlar.

Izgara tipi	Izgara et kalınlığı [mm]	Izgara tipleri için efektif delik çapları [mm]	
Daire delikli	3	3	5
Tip1	3	(Değişken)	-
Tip2	3	(Değişken)	-
Çıta	3	(Değişken)	-
Ters çıta	3	(Değişken)	-
Değişken daire delikli	3	1,5 - 3,2 - 4	-
Çevresel	3	(Değişken)	-
Radyal	3	(Değişken)	-



Şekil 3.38 : Tip1, Tip2 ve ızgarasız durumda alınan hoparlör frekans cevapları.

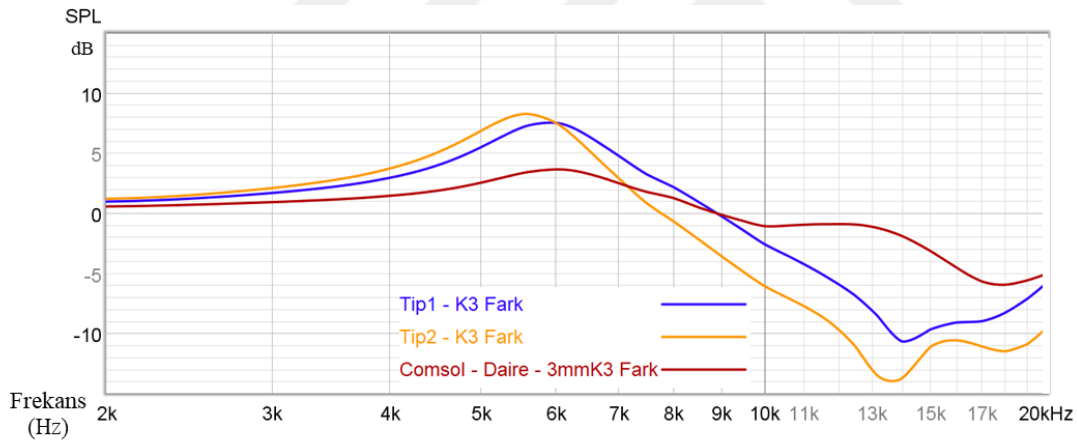
İzgarasız durum referans kabul edilerek, Tip1 ve Tip2 ızgara sonuçlarının oluşturduğu sapma miktarları Şekil 3.39’da verilmiştir. 0’dan farklı çıkan bölgeler ızgaranın eklenmesi ile ilgili frekanslardaki ses basınç seviyelerinde oluşan sapma farkını göstermektedir.



Şekil 3.39 : Tip1 ve Tip2 ızgaraların oluşturduğu sapma değerleri.

Şekil 3.39 incelendiğinde Tip1 ızgara, Tip2 ızgarasına göre daha az sapma miktarına sahiptir. Tip1 ızgarasının, merkez bölümü açık olan Tip2 ızgarasına göre 4 kHz'den yüksek frekanslarda daha düşük sapmaya sahip olduğu görülmektedir.

Tip1 ve Tip2 sonuçları, aynı kalınlık ve açıklık oranına sahip 3 mm daire delikli ızgara ile de kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonuçları Şekil 3.40'da gösterilmiştir.



Şekil 3.40 : Tip1, Tip2 ve 3 mm daire delikli ızgara sapma miktarlarının karşılaştırması.

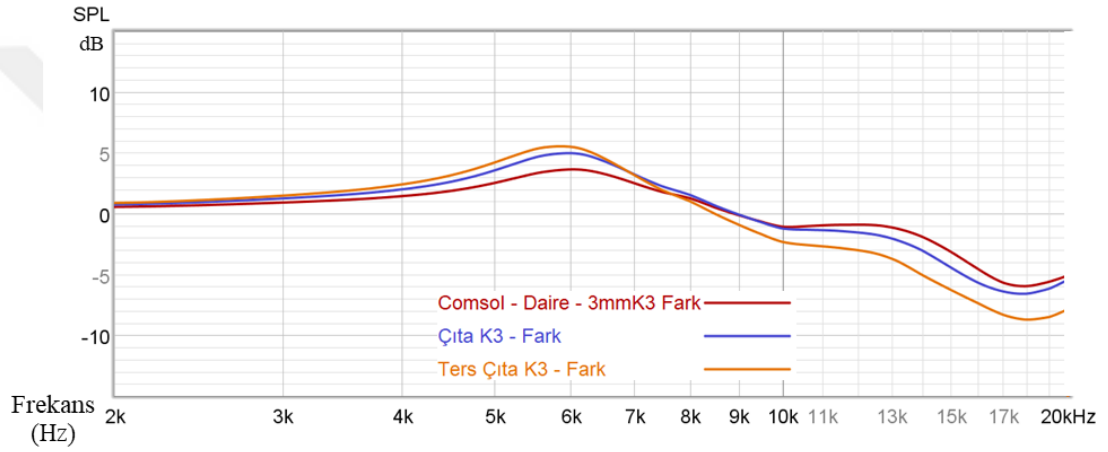
Şekil 3.40 incelendiğinde, SPL sapma miktarları açısından Tip1 ve Tip2 ızgaraların daire delikli ızgaraya göre dezavantajlı olduğu görülmektedir.

Yukarıda Tip1 ve Tip2 ızgara kıyaslamasında, merkezi kapalı Tip1 ızgaranın daha iyi performans göstermesinden hareketle, yatay çıtalar içeren 2 farklı ızgara tasarlanmıştır. “Çıta” ismi verilen tasarımda faz tıpasına benzer şekilde hoparlör merkez bölgesi, çevre bölgelere kıyasla daha kapalıdır. “Ters Çıta” isimli tasarımda ise hoparlör merkez bölgesi çevre bölgelere kıyasla daha açıktır. 3 mm kalınlığa ve %50 açıklık oranına sahip ızgara görselleri Şekil 3.41’de gösterilmiştir.



Şekil 3.41 : (a) Çıta ve (b) ters çıta ızgara tasarım görselleri.

Çıta, Ters Çıta ve daha önce incelenmiş olan 3 mm daire delikli ızgaranın sayısal ölçüm ile alınan sonuçları Şekil 3.42’de gösterilmiştir.



Şekil 3.42 : Çıta, ters çıta ve 3 mm daire delikli ızgara sapma miktarlarının karşılaştırması.

Ölçüm sonuçları incelendiğinde 3 mm daire delikli ızgaranın diğer ızgaralara göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Merkez bölümü daha kapalı olan çıta tipi ızgara, ters çıta tipi ızgaraya kıyasla 8 kHz ile 20 kHz arasında daha yüksek ses geçirgenliği sağlamaktadır.

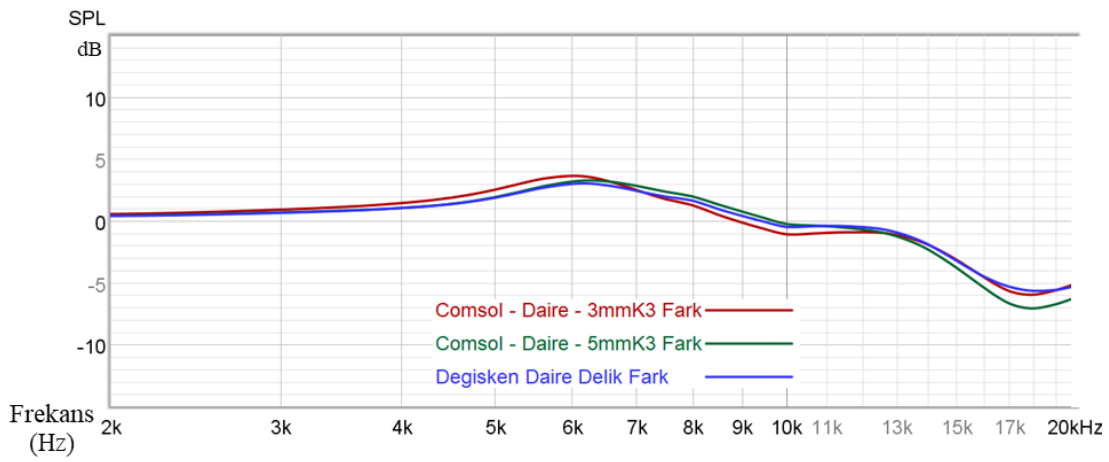
Tip1, Tip2, Çıta ve Ters Çıta tipli ızgara sonuçları birlikte incelendiğinde, efektif delik kesit alan oranı %50 tutulduğunda, merkez bölümü daha kapalı olan ızgaraların ses iletiminde daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.

Buradan hareketle, daire delik çapları merkezden çevreye doğru büyüyen “değişken daire delikli” tip ızgara oluşturulmuştur. Bu ızgarada merkezden çevreye doğru sırasıyla çapları 1,5 mm, 3,2 mm ve 4,0 mm olan daire delikler bulunmaktadır. Izgara efektif delik kesit alanı yine %50 ve kalınlığı 3 mm olarak tutulmuştur. Izgara görseli Şekil 3.43’de gösterilmiştir.



Şekil 3.43 : Farklı çaplarda daire delikli ($\emptyset 0,8$ - $\emptyset 1,62$ - $\emptyset 2,51$ mm) ızgara görseli.

Oluşturulan değişken daire delikli bu ızgara, 3 mm ve 5 mm daire delikli tip ızgaralarla karşılaştırılmış ve ızgarasız duruma göre oluşan sapma sonuçları Şekil 3.44’de gösterilmiştir.



Şekil 3.44 : Kalınlığı 3 mm, çapları 3 mm, 5 mm ve değişken olan daire delikli ızgaraların sapma miktarlarının karşılaştırması.

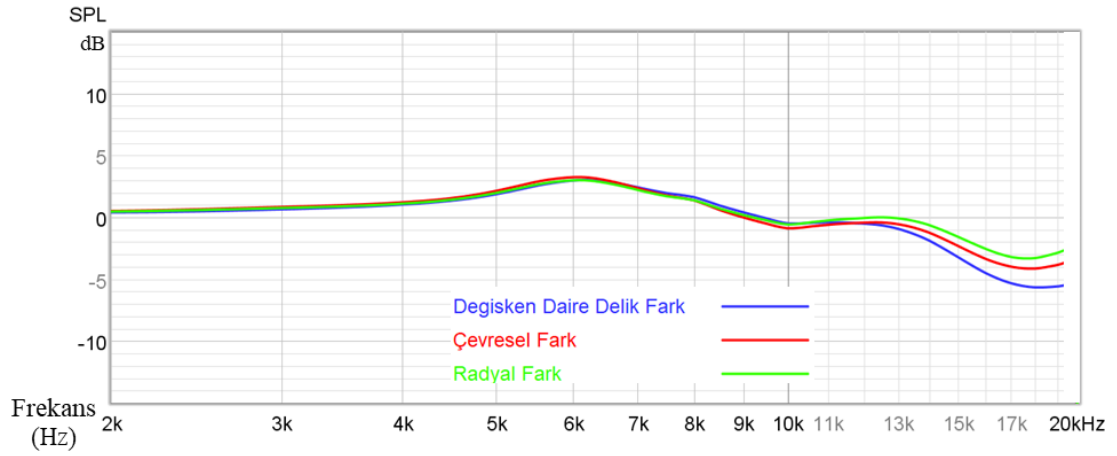
Şekil 3.44 incelendiğinde, değişken daire delikli ızgaranın, sabit delikli diğer ızgara tiplerine göre düşük miktar (1-1,5 dB civarı) daha az sapma gösterdiği görülmektedir.

Bu aşamada, şekil olarak faz tıpasına daha çok benzeyen ızgaralar oluşturulmuş ve çevresel (circumferential) ve radyal (radial slit) tip faz tıplarına benzeyen ızgaralar oluşturulmuştur. Kalınlığı 3 mm ve efektif delik oranı %50 olan ve bu şekilde isimlendirilen “Çevresel” ve “Radyal” tipli ızgara görselleri Şekil 3.45’de gösterilmiştir.



Şekil 3.45 : (a) çevresel ve (b) radyal ızgara görselleri.

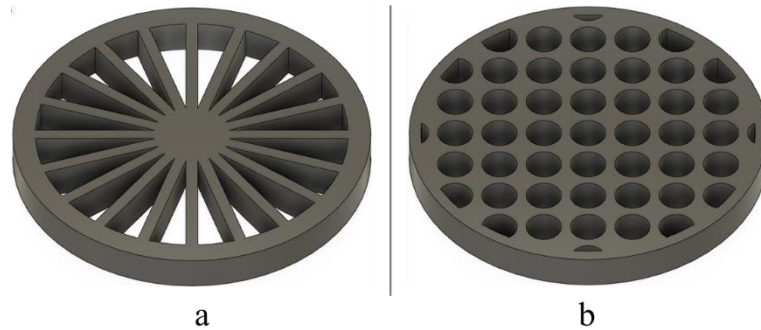
3 mm kalınlığında çevresel, radyal ve değişken daire delikli tip ızgaraların oluşturdukları sapma sonuçları karşılaştırması şekil 3.46’da gösterilmiştir.



şekil 3.46 : Çevresel, radyal ve değişken daire delikli tip ızgaraların sapma miktarlarının karşılaştırması.

şekil 3.46 incelendiğinde, radyal tip ızgaranın, diğer tip ızgara tiplerine göre en düşük sapma miktarına ve 8 kHz’den yüksek frekanslarda en yüksek ses geğirgenliğine sahip olduğu görölmektedir. Bulgular, Henricksen’in yapmış olduğu numerik ve deneysel çalışmalarda radyal tip faz tıpasının, çevresel faz tıpasına göre daha avantajlı olduğu sonucu ile örtüşmektedir (Henricksen, 1976).

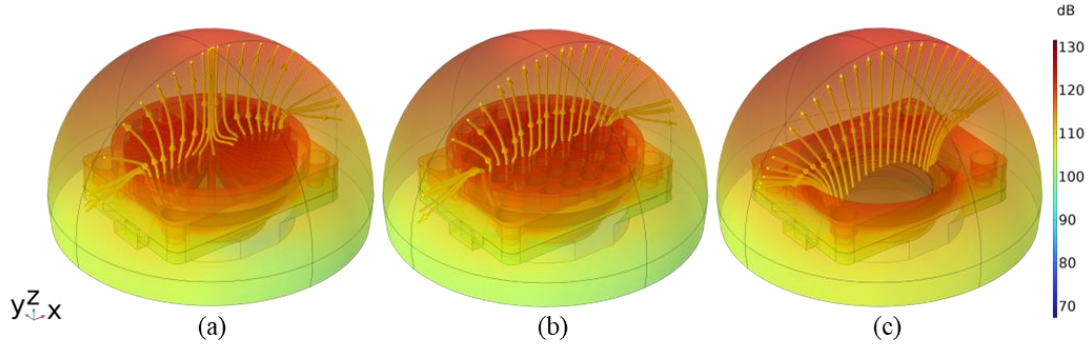
Bu tez çalışmasında, 3 mm kalınlık ve %50 açıklık oranında homojen delikli ızgaralardan en düşük ortalama sapmaya sahip olan 3 mm daire delikli ızgara ile radyal tip ızgaranın sonuçları merkez eksen ve açılı ölçüm durumlarında karşılaştırılacaktır. Bu şekilde radyal tip ızgaranın merkez eksenindeki sapma miktarlarının azalma durumu, diğer açılı ölçümlerde de kontrol edilecektir. Radyal tip ile 3 mm daire delikli tip ızgara görselleri şekil 3.47’de verilmiştir.



şekil 3.47 : (a) radyal ve (b) 3 mm daire delikli ızgara.

Izgaranın ses geğişine olan etkisini görselleştirmek amacıyla, simölasyon programında örne olarak 9,5 kHz frekansında oluşan ses basınç seviyesi ve ses şiddeti (sound

intensity) transferi oklar ile Şekil 3.48’de gösterilmiştir. 3.48(a)’da radyal, 3.48(b)’de 3 mm daire delikli ızgara, Şekil 3.48(c)’de ızgarasız durum görseli eklenmiştir.

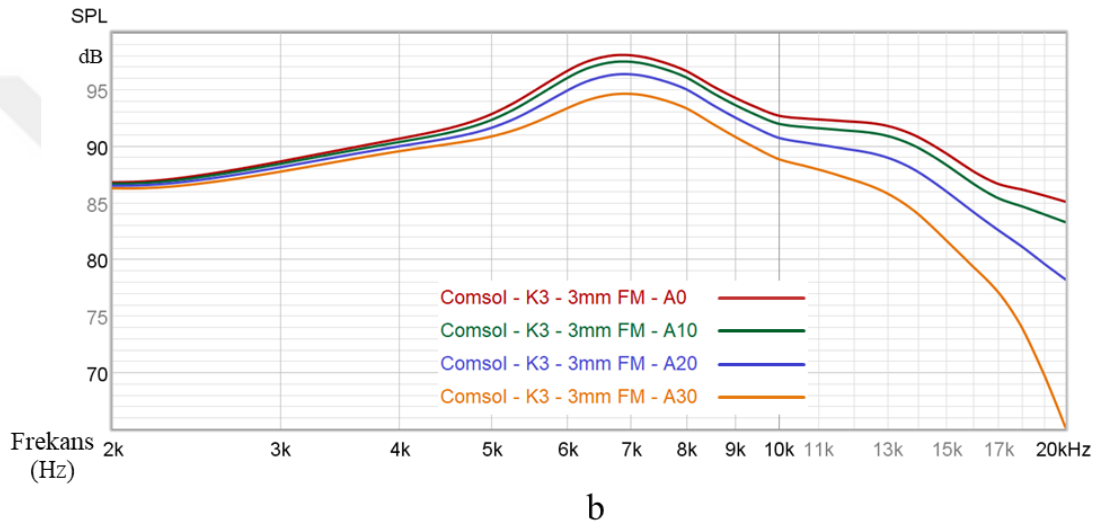
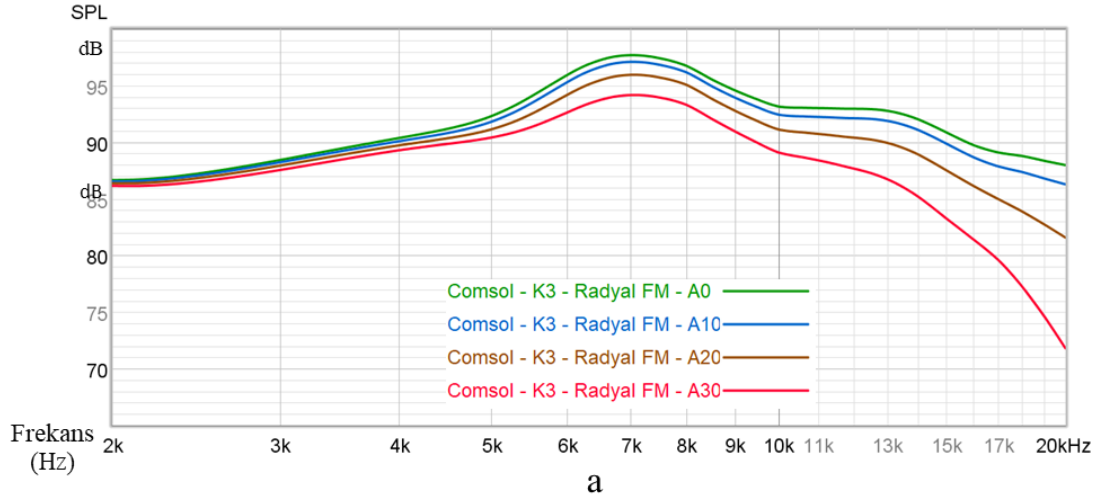


Şekil 3.48 : 2 Izgara durumu için sayısal çalışma ile 9,5 kHz frekansında hesaplanan ses basınç seviyelerinin ve ses şiddeti transferinin model üzerinde gösterimi.

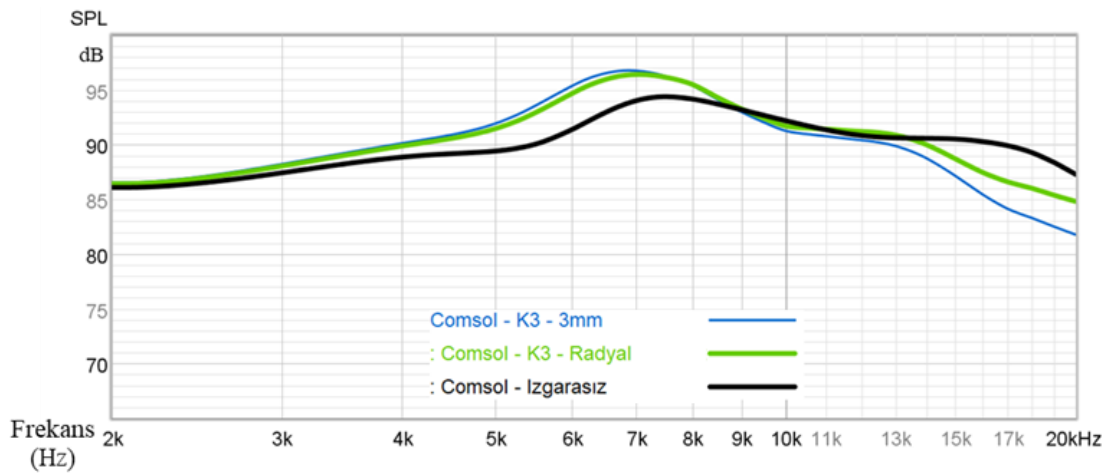
Şekil 3.48(a) incelendiğinde, ızgaranın merkez bölümündeki kapalılığın, ses şiddeti transferini merkez bölümde güçlendirdiği görülmektedir. 2 ızgara için merkez eksene 10° , 20° ve 30° ’de alınan ölçüm sonuçları radyal ızgara için Şekil 3.49(a) ve 3 mm daire delikli ızgara için Şekil 3.49(b)’de gösterilmiştir.

Şekil 3.49 incelendiğinde, ölçüm alınan açılarda radyal (a) ızgaranın, 7 kHz ve daha yüksek frekanslarda sesi daha iyi geçirdiği görülmektedir. 0° , 10° , 20° ve 30° ’de alınan radyal ve 3 mm daire delikli ızgara ve ızgarasız durum ölçüm sonuçlarının dB (RMS) ortalaması alınarak karşılaştırması Şekil 3.50’de gösterilmiştir. Merkez eksende (0°) ve açılı eksende (10° , 20° ve 30°) alınan ölçümlerin ortalaması, hoparlör ses kalitesi değerlendirmesinde önemli faktörlerden biri olan dinleme alanını (listening window) temsil etmektedir. Ortalama almak için REW programındaki karekök ölçüm ortalaması fonksiyonu (RMS) kullanılmıştır. Bu fonksiyon, seçilen SPL değerlerini doğrusal büyüklüklere dönüştürerek, bu büyüklüklerin karesini alarak toplar. Elde edilen büyüklüğü, ölçüm sayısına bölerek karekökünü alır ve sonucu dB’ye dönüştürerek ifade eder.

Ortalama ölçüm değerleri incelendiğinde, 3 mm kalınlıktaki daire delikli ızgara ile radyal tip ızgaranın, 2 kHz ile 8 kHz frekans bölgesinde ızgarasız duruma göre 3,5 dB civarına kadar pozitif sapma oluşturabildiği görülmektedir. Bu frekans aralığında 2 ızgara ortalama sonuçları arasında önemli bir fark (1 dB’den daha yüksek) görülmemiştir. 12 kHz ve daha yüksek frekanslarda, radyal tipli ızgara en yüksek 3,3 dB sapmaya sebep olurken, 3 mm daire delikli ızgara 6 dB sapma göstermiştir.



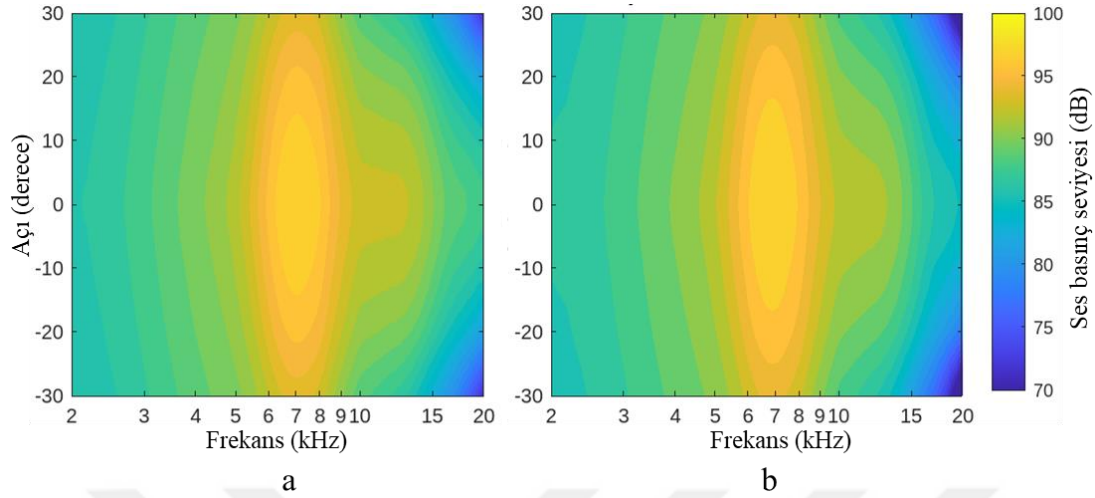
Şekil 3.49 : (a) radyal ve (b) 3 mm daire delikli ızgaraların hoparlör eksenine 0° , 10° , 20° ve 30° açılı durumda alınan ölçüm sonuçları.



Şekil 3.50 : 3 mm daire delikli, radyal ızgara ve ızgarasız durum için ölçüm değerleri (RMS).

Izgara karşılaştırmasında son olarak ızgaraların hoparlör yönelimine olan etkileri incelenecektir. Yukarıdaki bölümde merkez eksene 0° , 10° , 20° ve 30° de alınan

ölçümler kullanılarak hoparlör dinleme alanı içerisindeki yönelim grafiği oluşturularak Şekil 3.51’de gösterilmiştir.



Şekil 3.51 : (a) radyal ve (b) 3 mm daire delikli ızgara için hoparlör yönelim grafiği.

Şekil 3.51’deki hoparlör yönelim grafiği incelendiğinde, radyal tip ızgaranın daire delikli tip ızgaraya göre yüksek frekanslardaki ses geçirgenliğinde daha verimli olduğu, buna karşılık merkez ekseninde yönelim indeksinin (directivity index) düşük miktar daha yüksek olduğu görülmektedir.

Sonuçlar incelendiğinde, aynı kalınlık ve efektif açıklık oranına sahip faz tıpasına benzeyen ızgaraların homojen delikli ızgaralara göre ses geçirgenlik performansının daha avantajlı olduğu görülmüştür.

Bu incelemelerde, ızgarasız durum referans alınarak, ızgaraların eklenmesiyle oluşan sapmalar dezavantaj olarak kabul edilmiştir. Endüstriyel tasarımlarda, faz tıplarında olduğu gibi, hoparlör frekans cevabı ve yönelim özellikleri de hesaba dahil edilerek, tasarım optimizasyonlarının yapılmasıyla daha iyi performans sağlanması da mümkündür (Macdonald & Hargreaves, 2020).

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde deneysel çalışmalar yapılmak suretiyle, hoparlör üzerine yerleştirilen farklı ızgara yapılarının ses seviyesine etkisi incelenmiştir.

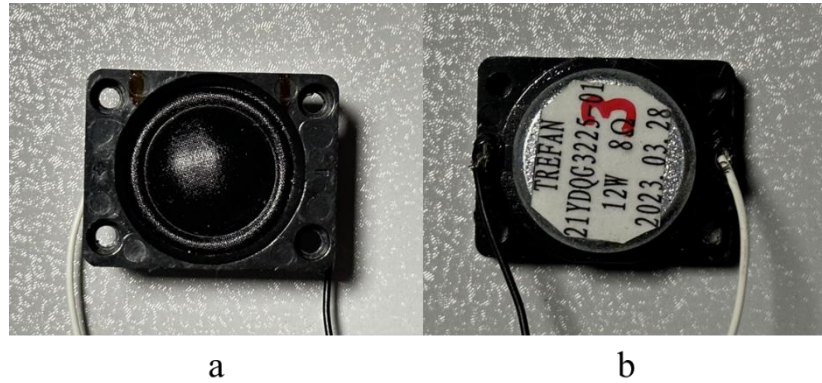
Hoparlör ızgaralarının kalınlık ve delik tipleri değiştirilerek, hoparlörün frekans cevabında oluşan genlik seviyesi değişimlerinin ölçülmesi hedeflenmiştir. Ayrıca bir önceki bölümde anlatılan sayısal çalışma sonuçları deneysel çalışma sonuçları ile kıyaslanacaktır. Sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki hata düzeyi farklı frekanslar için Minitab programı yardımıyla istatistiksel olarak incelenecektir.

Bu amaçla hoparlörün ızgarasız ve farklı ızgara tipleriyle oluşturduğu çeşitli frekanslardaki ses basınç seviyesi değişimleri deney düzeneği ile ölçülecektir.

4.1 Deney Kurulumu

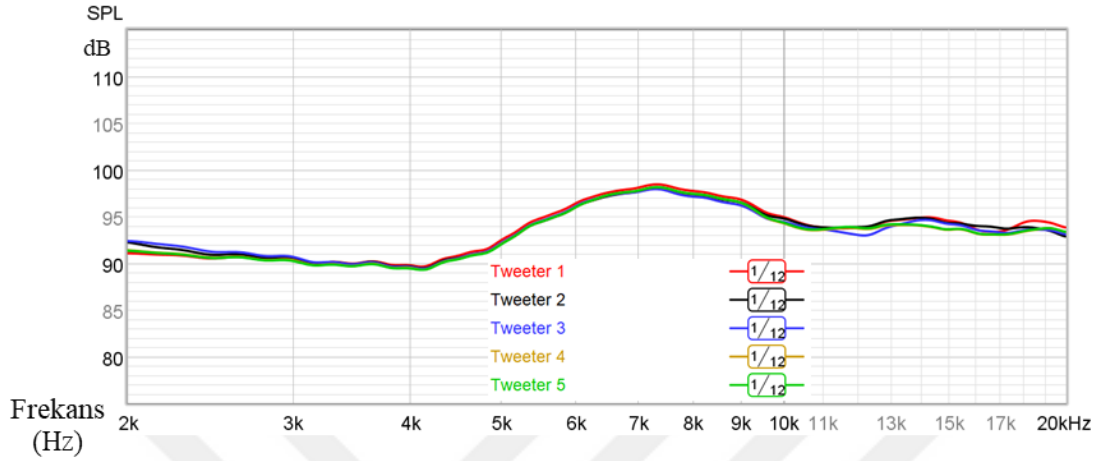
Deneyde tweeter tip hoparlörün üzerine farklı ızgara tipleri yerleştirilerek, hoparlör ekseninde (on-axis) oluşacak ses tekrarlı bir şekilde kaydedilmiştir. Kaydedilen ses sinyali, bilgisayar programında Hızlı Fourier dönüşümü yardımıyla işlenerek farklı frekans değerleri için ses basınç seviyeleri elde edilmiş olur.

Çalışmada Zhejiang Trefan Audio Technology Co.,Ltd firmasına ait, 21YDQG3225-01A model 1”inch (2,54 cm) sürücüyü sahip olan tweeter hoparlör kullanılmıştır. Şekil 4.1’de hoparlör görseli eklenmiştir. Bütün ölçümlerde aynı hoparlör kullanılarak hoparlörden kaynaklanacak sapmalar önlenmeye çalışılmıştır. Bu hoparlör oda içerisinde, zeminden 0,7 metre yükseklikte bulunan bir platform üzerine sabitlenmiştir.



Şekil 4.1 : Deney düzeneğinde kullanılan hoparlörün (a) üst ve (b) alt görüntüsü.

Deneyisel çalışmada kullanılacak hoparlörlerden aynı model 5 numune ölçüme tabi tutulmuş ve frekans cevapları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucundaki sapmaların $\pm 0,6$ dB içerisinde kaldığı ve ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmüştür (Şekil 4.2).



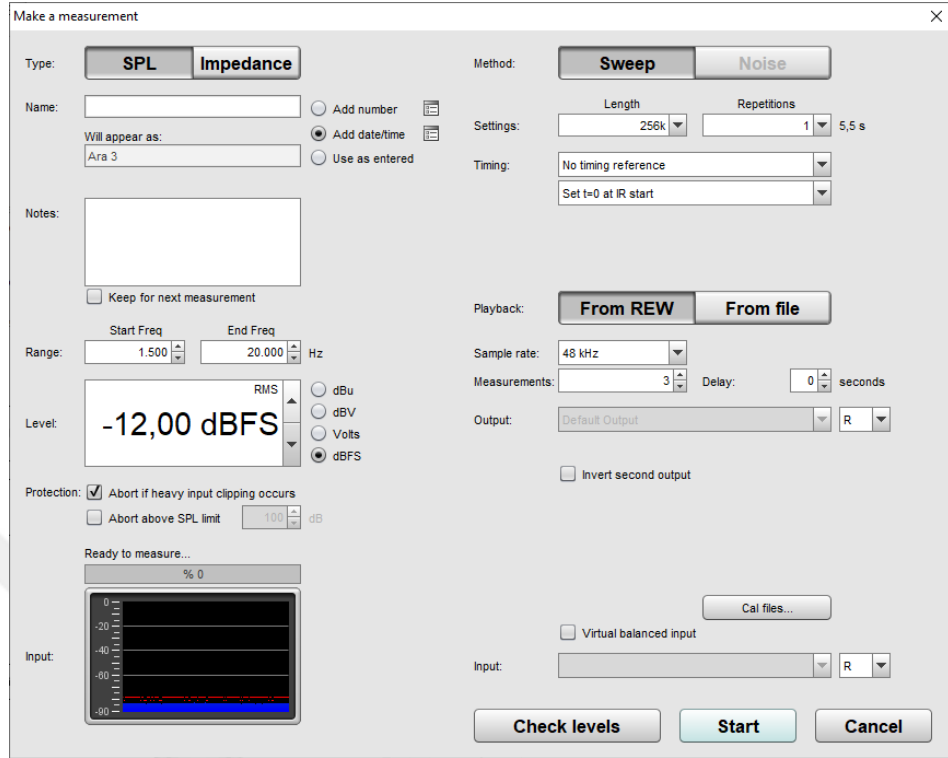
Şekil 4.2 : 5 adet hoparlör numunesinin frekans cevapları karşılaştırması.

Hoparlör ölçümleri, duvarlarına sönümleme malzemesi uygulanmış, içerisinde eşya bulunmayan, $(4 \times 4 \times 2,8)$ m³ boyutlarında laboratuvarda yapılmıştır. Laboratuvar gürültü ölçütü (NC-Noise Criteria) 25 olarak ölçülmüştür. Yani oda içerisinde 63 Hz ile 8 kHz arasındaki arka plan gürültüsü 25 dB'yi geçmemektedir.

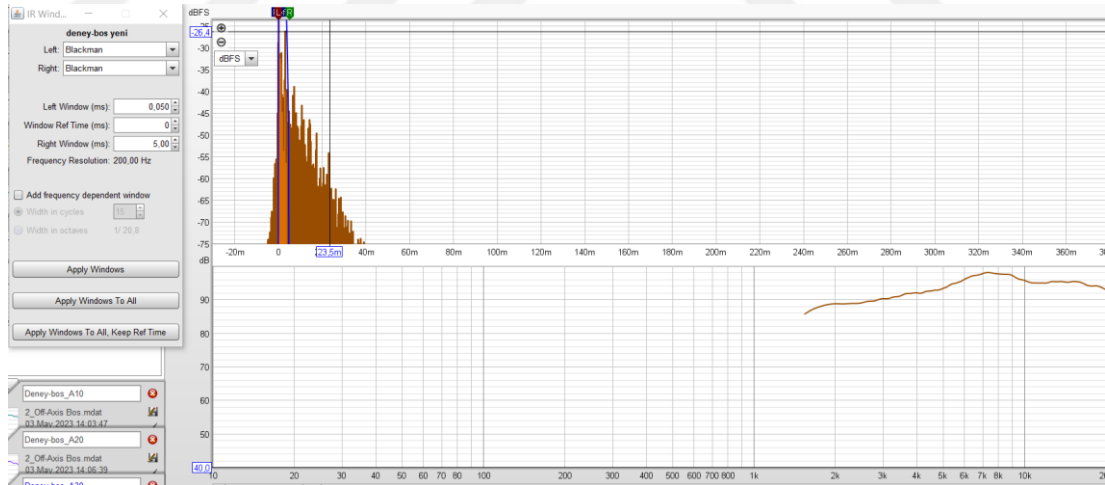
Platform ile hoparlör oda zeminden 0,7 metre yüksek olacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu şekilde 2 kHz ve daha yüksek frekanslarda oda etkisi azaltılmıştır. Hoparlör ve mikrofon pozisyonunun sabit kalması, özellikle yüksek frekans ölçümlerinin hassas ve tekrarlanabilir bir şekilde yapılması için önemlidir. Bu amaçla mikrofon standı ve özel imalat hoparlör destek parçası kullanılmıştır.

Hoparlörlerden veri toplamak için “Room EQ Wizard Room Acoustics Software (REW)” programı kullanılacaktır. Program aracılığı ile 1,5 kHz ile 20 kHz arasında, -12 dBFS sinyal seviyesinde, 48 kHz örnekleme frekansı ve 24 bit derinliği kullanılarak ölçümler yapılmıştır. Şekil 4.3’da REW programı ölçüm ayarlarının bulunduğu arayüz görseli eklenmiştir. Test edilen hoparlör ve mikrofon arasındaki 0,15 m’lik mesafe bulunmaktadır. Hoparlör sistem yanıtının daha yüksek sinyal gürültü oranıyla (SNR) elde etmek amacıyla, ölçüm darbe yanıtının başlangıç noktasından sol tarafta 0,050 milisaniye ve sağ tarafta 5 milisaniye olacak şekilde pencereleme (windowing) uygulanmıştır. Program içerisinde uygulanan pencereleme ayarları Şekil 4.4’de

gösterilmiştir. REW programı ile alınan ölçümlerin tamamına 1/12 oktav bantlarında yumuşatma (smoothing) uygulanmıştır.



Şekil 4.3 : REW ölçüm ayarlarının ekran görüntüsü.



Şekil 4.4 : Ölçümlere uygulanan pencereleme ayarlarının REW programı arayüzündeki gösterimi.

Bilgisayardan oluşturulan sinyaller ESMT firmasına ait AD87088 model dijital-analog dönüştürücü & amplifikatör (Şekil 4.5) yardımıyla hoparlörlere gönderilmiştir. Oluşan sesler Earthworks firmasına ait Class1 M23R 8685P Seri numaralı mikrofonu ile ölçülmüştür (Şekil 4.6). Mikrofon, hoparlör ekseninde, hoparlörden 15 cm uzaklıkta olacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu şekilde, hoparlörden üretilen sesin

ölçümü serbest alan içerisinde yapılmıştır. Ses dalgaları oluştuktan sonra herhangi bir engelle karşılaşmadan yayıldığı, yansıma veya emilimlerin çok sınırlı olduğu ortam serbest alan olarak ifade edilmektedir. Serbest alanın, ses kaynağından yaklaşık 1 dalga boyu uzaklıkta başladığı kabul edilmektedir.

Frekans, dalga boyu ve ses hızı arasındaki ilişki, Eşitlik 4.1’de gösterilmiştir:

$$\lambda = (c/f) \quad (4.1)$$

Bu eşitlikte;

c , sesin ortamdaki yayılma hızını metre/saniye olarak ifade etmektedir.

f , sesin frekansını bir saniye içinde dalga titreşim sayısını hertz olarak ifade etmektedir.

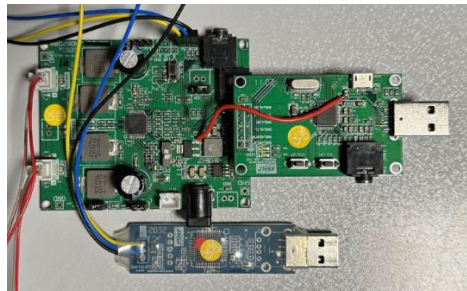
λ , sesin bir tam periyodunun dalga boyu uzunluğunu metre olarak ifade etmektedir.

Standart atmosfer koşullarında (deniz seviyesinde, 20°C sıcaklıkta), sesin hızı yaklaşık olarak 343 metredir ve sayısal ve deneysel çalışmalar kapsamında da bu değer referans alınmıştır. Eşitlik 4.1’deki λ ifadesine 0,15, c ifadesi 343m/s alınırsa, frekans Eşitlik 4.3’deki şekilde hesaplanır.

$$0,15m = \left(\frac{343m/s}{f} \right) \quad (4.2)$$

$$f = 2286Hz \quad (4.3)$$

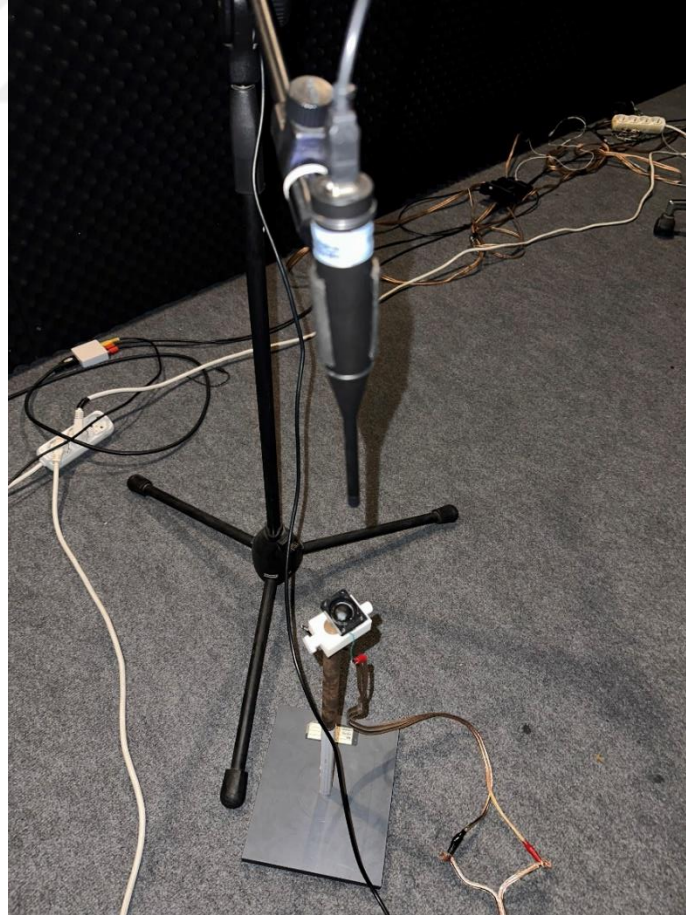
Bu şekilde 2286 Hz ve dalga boyu daha kısa olan 2286 Hz’den daha yüksek frekanslı sesler için serbest alan şartı sağlanmış olmaktadır. Kullanılan mikrofon 1. sınıf (class 1), merkez ölçüm (on-axis) ve serbest alan mikrofonu olduğundan alınacak ölçümlere (mikrofon kalibrasyon dosyası dışında) bir değişim uygulanmayacaktır (Şekil 4.6).



Şekil 4.5 : Kullanılan ESMT AD87088 model dijital analog dönüştürücü & amplifikatör.



Şekil 4.6 : Kullanılan Earhtworks marka M23R model mikrofön ve ölçüm kalibrasyon belgesi.

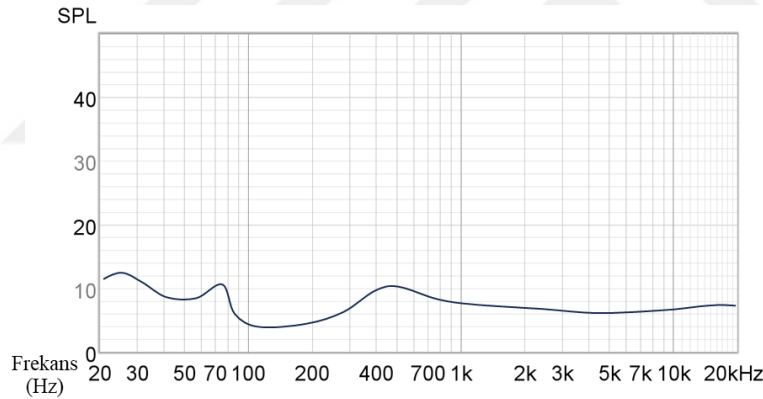


Şekil 4.7 : Hoparlör frekans ölçümü için kurulan deney düzeneği.

Şekil 4.7’de platform, hoparlör ve mikrofon ölçüm düzeneğinin oda içerisindeki görüntüsü eklenmiştir. Ayrıca deney düzeneğinde kullanılan oda, cihaz ve programlar için detaylar Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Boş oda içerisinde alınan arka plan gürültüsünü gösteren ölçüm Şekil 4.8’de gösterilmiştir.

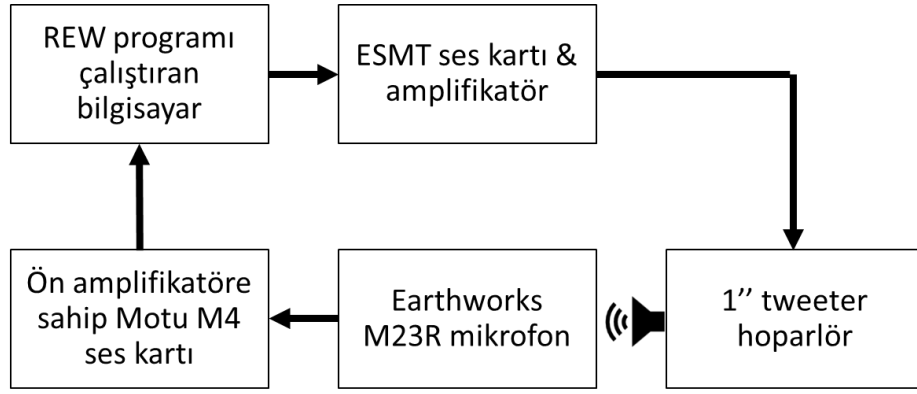
Çizelge 4.1 : Deney düzeneğinde kullanılan ekipman bilgileri

Tweeter hoparlörün rezonans frekansı	1500 Hz
Tweeter diyafram çapı	1 inch
Tweeter hoparlör empedansı	8 Ω
Tweeter hoparlör frekans üretme aralığı	1 kHz – 20 kHz
Tweeter hoparlörün nominal gücü	12 Watt
Oda gürültü ölçütü	NC 25
Ölçüm uzaklığı	0,15 metre
Mikrofon modeli	Earthworks M23R Seri No: 8685P
Amplifikatör ve ses kartı	ESMT AD87088
Mikrofonun bağlı olduğu ses kartı	Motu M4
Ses analiz programı	Room EQ Wizard Room Acoustics yazılımı (REW) - V5.20.13



Şekil 4.8 : Boş oda içerisinde alınan arka plan gürültüsü.

REW programı kullanılarak elde edilen darbe tepkisi ve frekans cevabı, Farina’nın 2007 yılında yapmış olduğu çalışmadaki gibi logaritmik sinüs sinyal taraması yöntemiyle elde edilmiştir (Farina, 2007). Tüm ölçümler 3 defa tekrarlanıp ortalama değer bulunarak kaydedilmiştir. Ölçüm sisteminin basitleştirilmiş çizimi Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Ölçüm sisteminin basitleştirilmiş şematik gösterimi

Izgara prototipleri için 3 boyutlu yazıcı kullanılmıştır. Sayısal çalışmalarda kullanılan 5 farklı ızgara delik tiplerinden daire, kare ve kavisli olmak üzere 3 tip tercih edilmiştir. Bu tipler için 1'er delik boyutu seçilmiştir. Efektif delik boyutları daire delik için $\varnothing 4$, kare delik için kenar uzunluğu 2,659 mm, kavisli tip delik için $\varnothing_1 = 3$, $\varnothing_2 = 1,8$, $\varnothing_3 = 3$ mm olarak belirlenmiştir. Belirlenen ızgaralar, 2, 3, 4, 5 mm olmak üzere 4 farklı kalınlıkta test edilmiştir. Çizelge 4.2'de bu bölümde alınacak ölçümlerin konfigürasyonu verilmiştir.

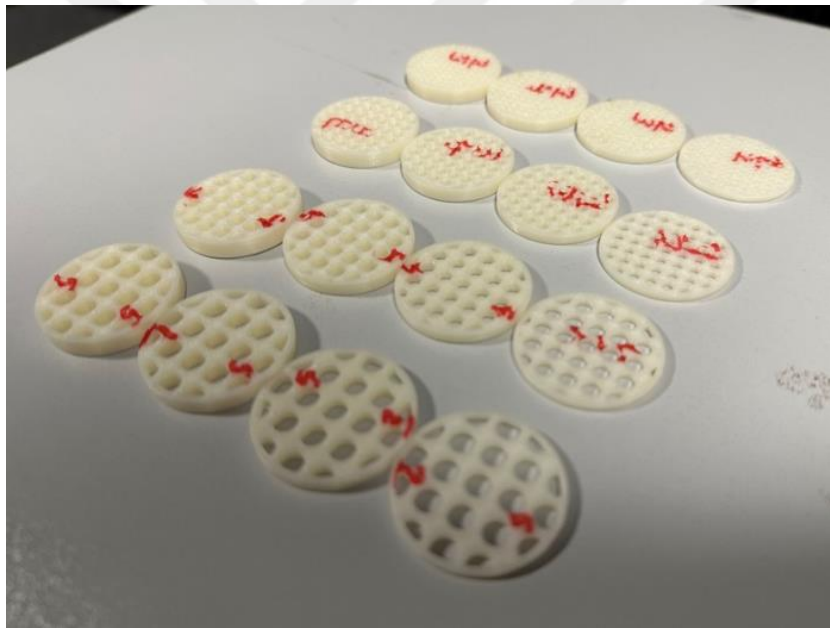
Çizelge 4.2 : Deneysel ızgara çalışmasında kullanılan ızgara konfigürasyonları.

Izgara tipi	Izgara et kalınlığı [mm]				Izgara tipleri için efektif delik boyutları [mm]	
Daire delikli	2	3	4	5	-	$\varnothing 4$
Kare delikli	2	3	4	5	$2,659 \times 2,659$	-
Kavisli (Hyperboloidal) delikli	2	3	4	5	$\varnothing_1 = 3$ $\varnothing_2 = 1,8$ $\varnothing_3 = 3$	-

Izgaraların 3 boyutlu yazım süresince oluşan sıcaklık, genleşme vb. etkilerden dolayı yüzeylerinde istenmeyen girinti ve çıkıntılar oluşabilmektedir. Izgara yüzey kalitesinin idealden farklı olması, hoparlör üzerine yerleşimde iki yüzey arasında boşluklar oluşturabilmektedir. Oluşan bu küçük boşluklar ızgaranın akustik empedansını etkilemekte olup, ölçüm saçınıklığına sebep olmaktadır. Bu nedenle bazı ızgaralar çoklu kez yazdırılarak yüzey kalitesi istenen düzeyde olanlar ölçüm çalışmaları için tercih edilmiştir. Şekil 4.10'da ızgaraların 3 boyutlu yazıcıda oluşturulmasına ait ve Şekil 4.11'de oluşturulan bazı ızgara tipleri gösterilmiştir. Hoparlör ızgaraları, sayısal çalışmalardaki yerleşim ile aynı olacak şekilde konumlandırılmıştır.

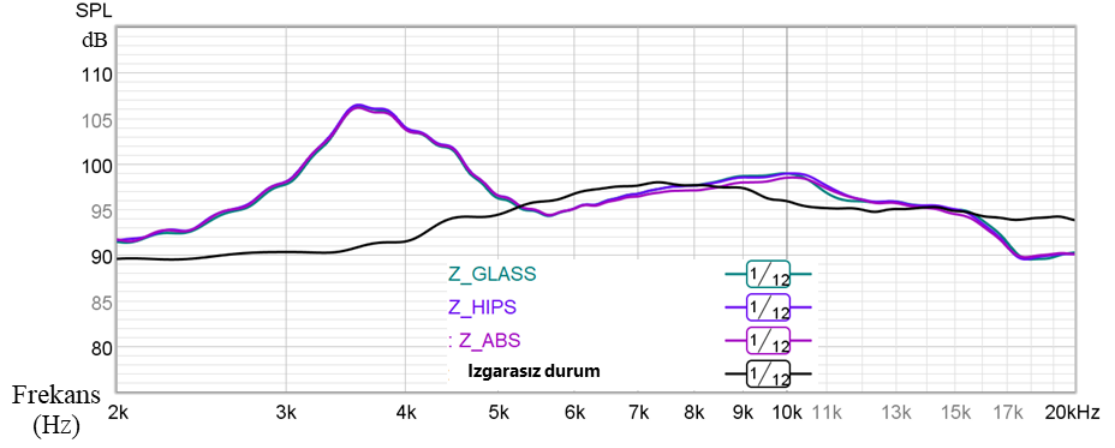


Şekil 4.10 : Izgaraların 3 boyutlu yazıcıda oluşturulması.



Şekil 4.11 : 3 boyutlu (3D) yazıcı yardımıyla oluşturulan bazı ızgaraların görüntüsü.

Izgaraların 3 boyutlu yazıcıda üretimi aşamasında Zortrax firmasına ait Z-ABS, Z-HIPS ve Z-Glass malzeme filamentleri teste tabi tutulmuştur. Test sonucunda her 3 malzemenin de hoparlör frekans cevabında benzer değişimler oluşturduğundan, ızgara üretimleri için Z-ABS malzemesi tercih edilmiştir (Şekil 4.12).

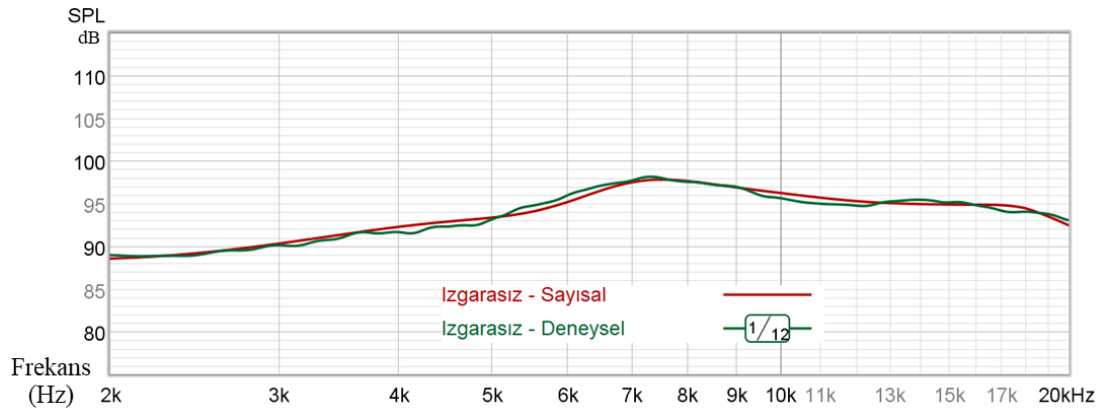


Şekil 4.12 : Izgarasız durum (siyah eğri) ve 3 malzemenin oluşturduğu frekans cevabı.

4.2 Deney Sonuçları

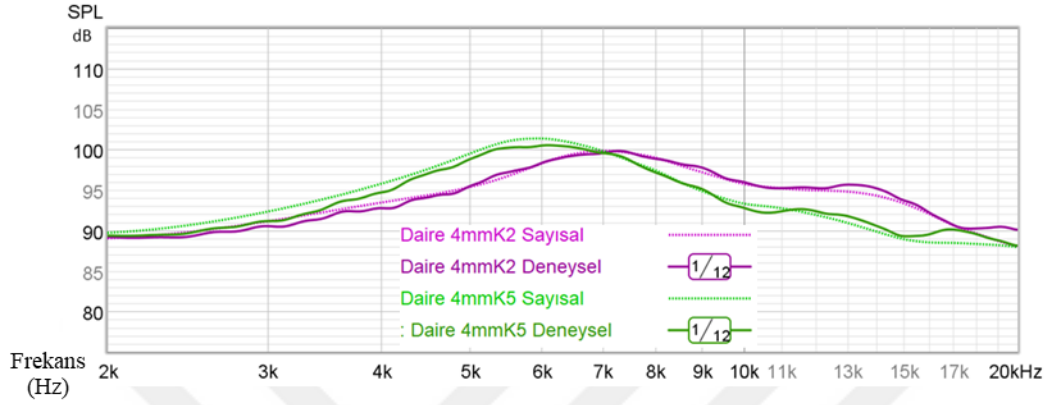
Bu bölümde deney düzeneği ile elde edilen değerler bir önceki bölümde anlatılan sayısal çalışma sonuçları ile kıyaslanacaktır. Kıyaslamalar sonucu sayısal çalışma ile deneysel çalışma arasında oluşan ses basınç seviyesi sapmaları Minitab programı yardımıyla istatistiksel olarak incelenecektir. Deneysel çalışmalarda yapılan ölçümler 2 ayrı başlık altında gösterilecektir. İlk bölümde hoparlör merkez ekseninde (on-axis) ölçümler kıyaslanmıştır. İkinci bölümde hoparlör merkez eksenine farklı açılardan (off-axis) alınan ölçümler kıyaslanmıştır.

Izgarasız durum için hoparlör ekseninde 0,15 m uzaklıkta alınan sayısal ölçüm ile deneysel test sonucu kıyaslaması REW programındaki görseli şekil 4.13'de verilmiştir. Izgarasız durum için sonuçlar yüksek oranda benzerlik göstermektedir.

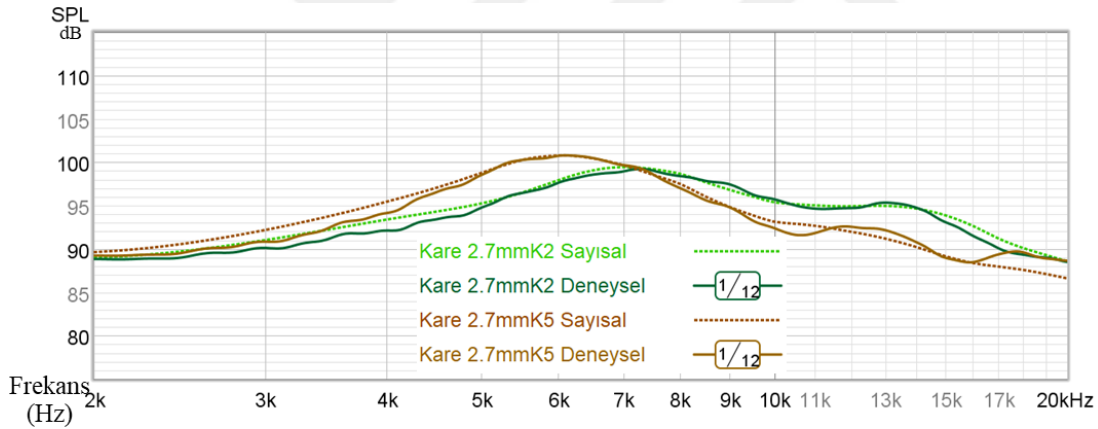


Şekil 4.13 : Izgarasız durum için hoparlör ekseninden alınan sayısal sonuç ile deneysel sonucun karşılaştırılması.

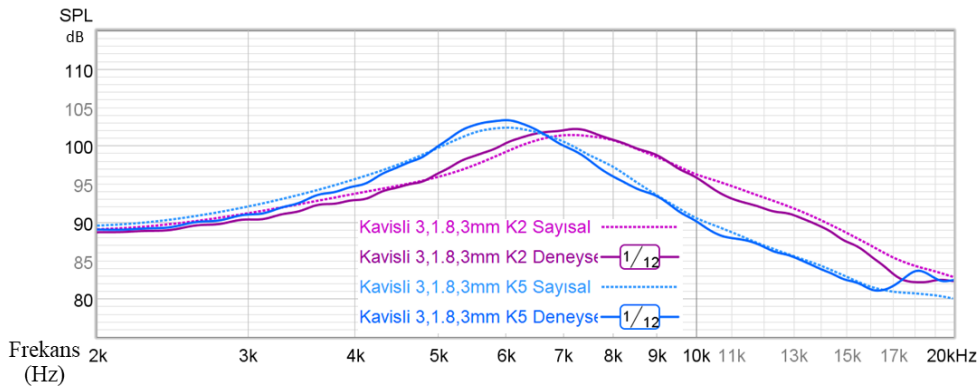
Daha sonra ızgaralı konumda, daire, kare, kavisli delikli ızgara tiplerinde, 2, 3, 4, 5 mm kalınlıklar için deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmadan örnek olarak seçilen, 2 ve 5 mm kalınlıktaki Ø4 mm daire delikli, 2,659 mm kenarlı kare delikli ve $\text{Ø}_1 = 3$, $\text{Ø}_2 = 1,8$, $\text{Ø}_3 = 3$ mm çaplarında değişken delikli kavisli ızgaraların sayısal ve deneysel sonuçları karşılaştırılmalı olarak gösterilmiştir (Şekil 4.14, Şekil 4.15, Şekil 4.16).



Şekil 4.14 : 2 mm ve 5 mm kalınlıklarındaki Ø4 mm daire delikli ızgaranın deneysel ve sayısal çalışma sonucu karşılaştırması.



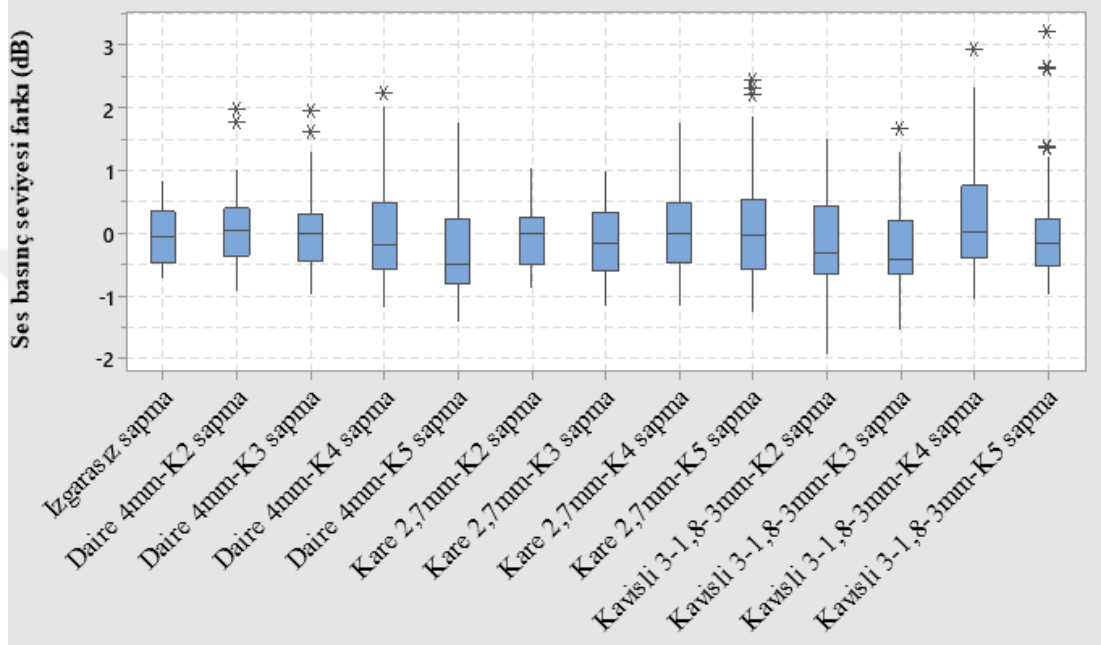
Şekil 4.15 : 2 mm ve 5 mm kalınlıklarındaki 2,659 mm kenarlı kare delikli ızgaranın deneysel ve sayısal çalışma sonucu karşılaştırması.



Şekil 4.16 : $\text{Ø}_1 = 3$, $\text{Ø}_2 = 1,8$, $\text{Ø}_3 = 3$ mm çaplarında kavisli delikli ızgaraların, 2 mm ve 5 mm kalınlıklar için deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarının karşılaştırılması.

Tüm deneysel sonuçlar ile sayısal modeller arasında yüksek derecede uyum olduğu görülmüştür. Grafikler incelendiğinde, ızgaralı durumlardaki sapma miktarlarının ızgarasız duruma göre daha yüksek olduğu görülmektedir.

Hoparlör ekseninde, hoparlör diyaframı karşısından 13 farklı durum için alınan (on-axis) sayısal ve deneysel sonuçlar arasında oluşan sapma miktarlarının (dB) analizi kutu grafiği şeklinde işlenmiş ve Şekil 4.17’de gösterilmiştir.

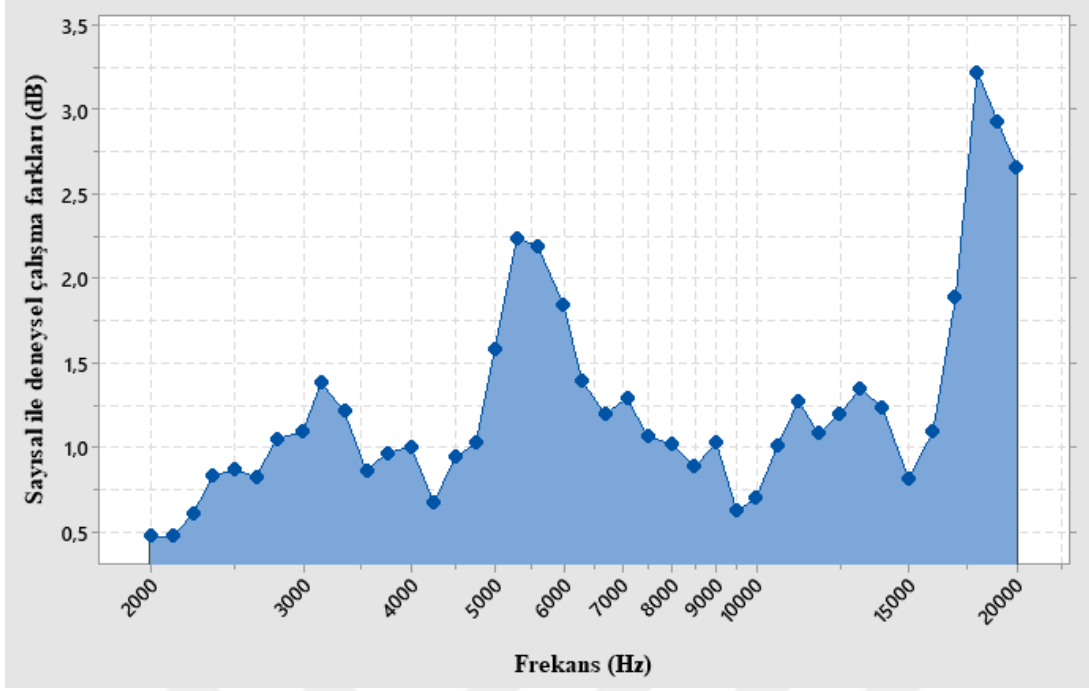


Şekil 4.17 : 13 farklı durum için eksen üzerinde (on-axis) alınan sayısal ve deneysel sonuçlar arasında oluşan sapma miktarları (dB).

Şekil 4.17’deki grafik incelendiğinde medyan (kutu grafiğinin ortasındaki çizgi) değerlerinin $\pm 0,5$ dB mertebelerinde olduğu görünmektedir. Uç değerler incelendiğinde ise, deney sonucundaki en yüksek sapma miktarının +3,2 dB olduğu görülmektedir. Haddad’ın 2018 yılında paylaşmış olduğu çalışmada, ızgaralı durumda oluşan ses seviyesi basınç sapma miktarları ile bu tez çalışması kapsamında yapılan sapma miktarlarının benzerlik gösterdiği görülmüştür. Böylece bu tez kapsamında yapılan sayısal çalışmanın literatürde yapılan sayısal çalışmalarla uyumlu olduğu gösterilmiştir (Haddad, 2018).

Bazı ızgaralar için sonuç farklarının daha yüksek olması, deneyde kullanılan 3 boyutlu yazıcıdan üretilmiş ızgara modellerinin üretim toleranslarından ve bu toleransların oluşturduğu yerleşim farklılıklarından kaynaklandığı düşünülmektedir.

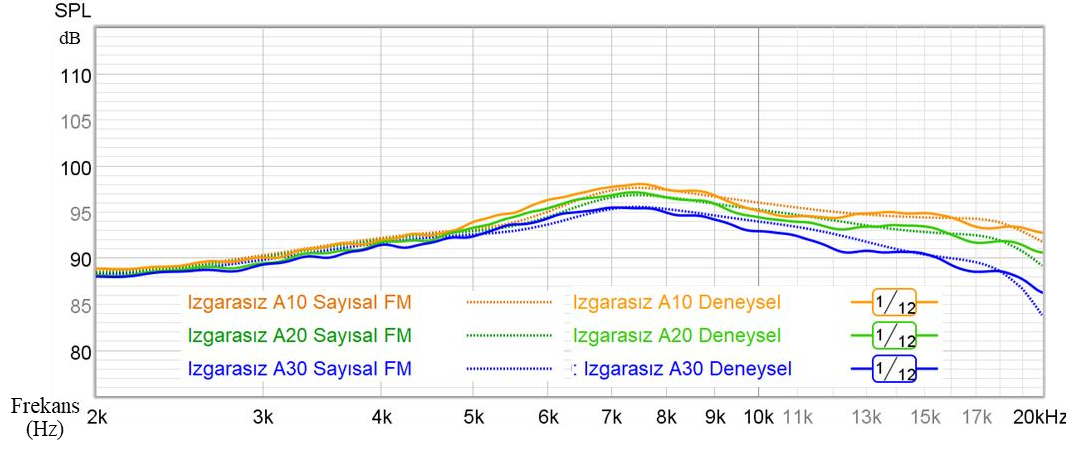
Daha sonra bu ölçümlerde her frekans için oluşan en yüksek sapma miktarları analiz edilecektir. Bu amaçla oluşturulan serpilme diyagramı Şekil 4.18’de verilmiştir.



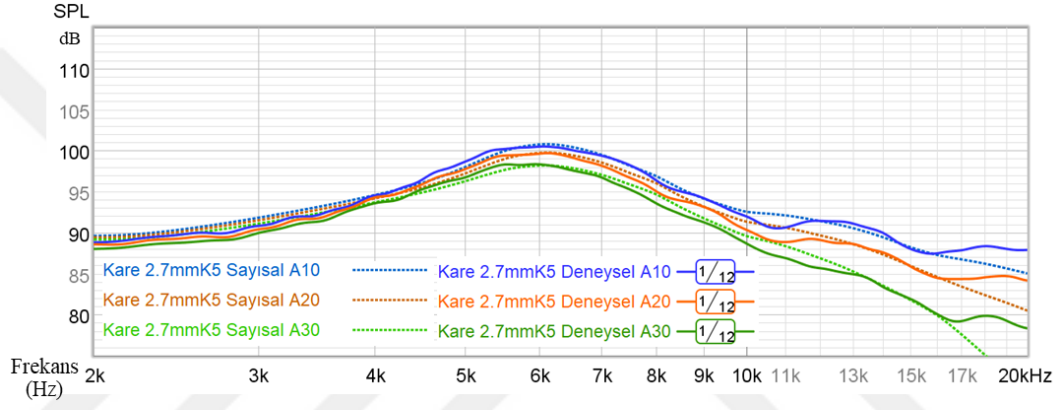
Şekil 4.18 : Karşıdan ölçümler için sayısal ve deneysel çalışmalar arası frekanslara göre oluşan en yüksek sapma değerlerinin serpilme diyagramı.

Şekil 4.18 incelendiğinde özellikle 15 kHz'den daha yüksek frekanslarda sapma miktarlarının arttığı görülmektedir. Bu sapma artışlarının, yüksek frekanslarda dalga boyunun küçülmesinden dolayı ebat, sıcaklık ve diğer bileşenlerin, yansıma ve saçılım durumlarını daha yüksek derecede etkilemesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Benzer şekilde, mikrofon konumlandırmasındaki minimal değişimlerin de bu frekanslardaki sapmalarda etkili olmaktadır.

Izgarasız durumun aynı ekseninde ölçümlerinde sayısal çalışma ile deneysel çalışma sonucu örtüşme göstermektedir. Bu bölümde izgarasız ve seçilen 1 izgaralı durum için, hoparlör eksenine 10°, 20°,30°'de ve 0,15 m uzaklıkta yapılan sayısal ve deneysel ölçümler karşılaştırılmıştır. Izgara tipi olarak 2,659 mm kenarlı kare delikli, 5 mm kalınlığında izgara seçilmiştir. Izgarasız ve 2,659 mm kare kenarlı 5 mm kalınlıktaki izgaralı durum için 10°, 20°,30°'de alınan ölçümlerin karşılaştırılması Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de gösterilmiştir.

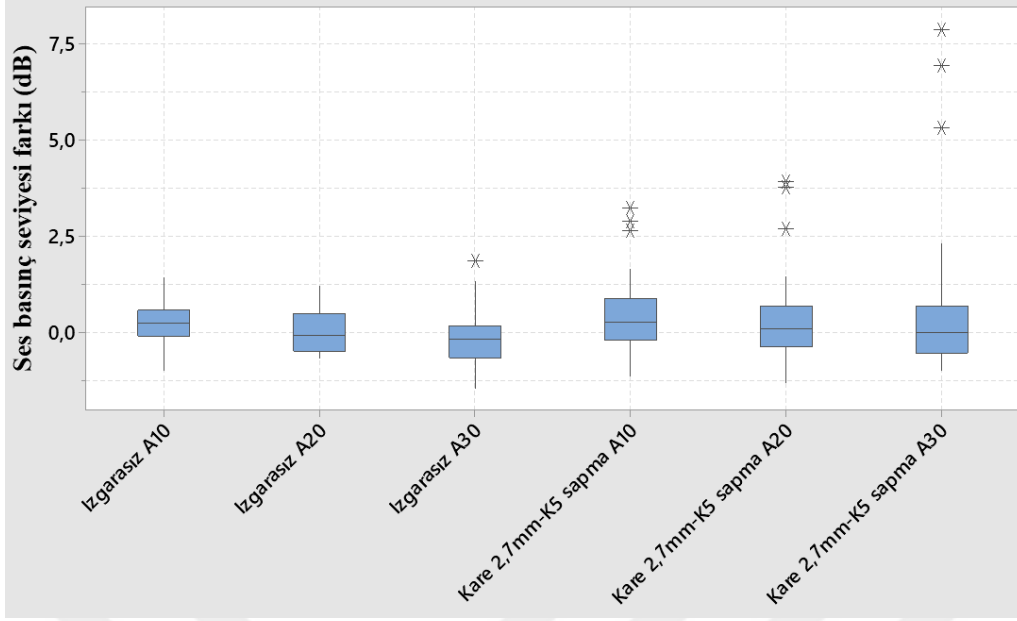


Şekil 4.19 : Izgarasız durumda hoparlör ekseninde 10°, 20°, 30°'de alınan sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması.



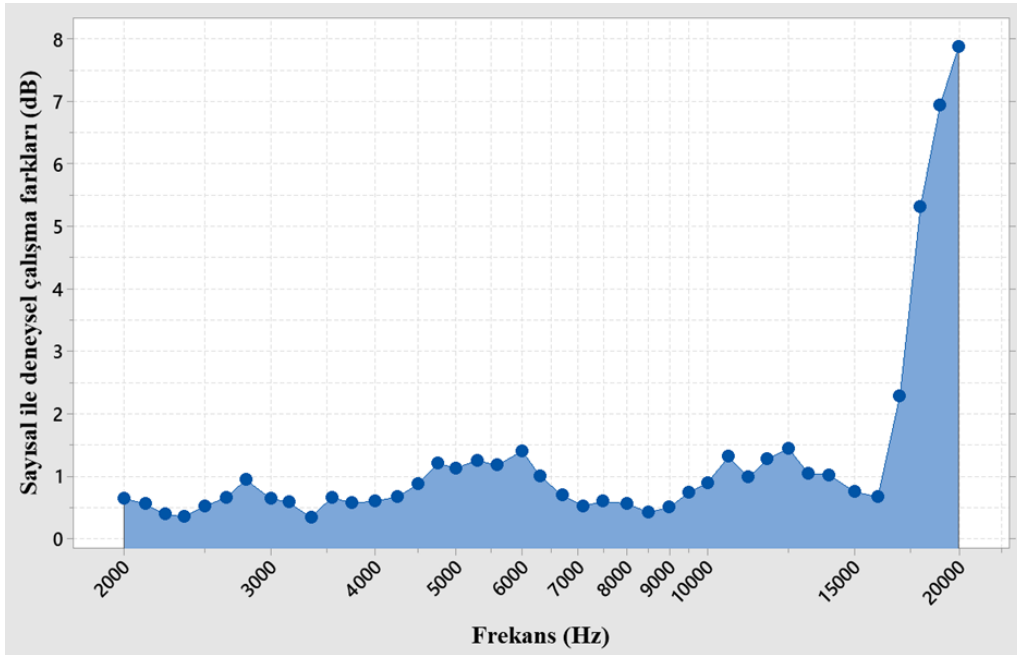
Şekil 4.20 : 2,659 mm kare delikli 5 mm kalınlığındaki ızgara için hoparlör ekseninde 10°, 20°, 30°'de alınan sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması.

Ölçüm sonuçları incelendiğinde, ızgarasız durumda sayısal ve deneysel ölçüm sonuçlarının birbirleriyle örtüştüğü görülmüştür. Kare tipi ızgaranın sayısal ve deneysel ölçümleri arasındaki sapmanın ızgarasız duruma kıyasla daha yüksek olduğu görülmüştür. Yapılan açılı ölçümlerde oluşan sapma miktarlarının analizi için kutu grafiği (Box-plot) Şekil 4.21'de aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.21 : Açılı (off-axis) ölçümler için sayısal ve deneysel sonuçlar arasında oluşan sapma miktarlarının kutu grafiği (dB).

Şekil 4.21'deki kutu grafiği incelendiğinde açılıların arttığı ölçümler için aykırı değer sayısı ve miktarının arttığı görülmektedir. En yüksek aykırı değerler ızgarasız durum için 2,5 dB civarında olurken, ızgaralı durumlar için 7,5 dB civarında çıkmaktadır. Bu uç noktaların hangi frekanslarda oluştuğunu anlamak için açılı durumlarda yapılan ölçümlerdeki en yüksek sapma miktarları serpilme (scatterplot) diyagramı yardımıyla incelenecektir.



Şekil 4.22 : Açılı ölçümler için sayısal ve deneysel çalışmalar arası frekanslara göre oluşan en yüksek sapma değerlerinin serpilme diyagramı.

Şekil 4.22'deki serpilme diyagramı incelendiğinde, 1,5 kHz'ye kadar olan açılı ölçümlerdeki sapma miktarları 2 dB'in aşağısında kalırken, 15 kHz'den yüksek frekanslarda sapma miktarlarının arttığı görülmektedir.

Boyut, sıcaklık ve diğer bileşen etkileri, yüksek frekanslarda yansıma ve saçılma durumlarını daha fazla değiştirdiğinden, bu frekanslarda sayısal sonuç ile deneysel çalışma arasındaki sapma miktarının arttığı görülmektedir. Benzer şekilde, özellikle açılı ölçümlerde mikrofon konumlandırılmasındaki küçük değişikliklerin yüksek frekanslardaki sapmalarda etkili olduğu düşünülmektedir. Hoparlör ızgaralarının sayısal ve deneysel sonuçlar arasında yüksek frekanslarda oluşan sapma miktarlarının artma eğilimi literatür çalışmalarında da görülmüştür (Haddad, 2018; Olsen ve diğ, 2017).

Olsen ve arkadaşlarının 2017 yılında yaptığı bir çalışmada; hoparlör diyaframının hareketinin normal ivmelenme yapacak şekilde basitleştirilmesinin, yüksek frekanslarda sayısal sonuçların sapmasına etken olabileceği yorumu getirilmiştir (Olsen ve diğ, 2017).



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında hoparlör ızgarasının ses kalitesine olan etkisi incelenmiştir. Izgaranın kalınlığı, ızgarada bulunan deliklerin tipi ve boyutu etken faktör olarak seçilmiştir. Hoparlörden oluşan sesin kaliteli olarak nitelendirilmesi için mikrofon aracılığıyla kaydedilen sesin tüm frekans değerlerinde dengeli olması istenmektedir. İdeal koşul olarak ızgarasız hoparlör en az bozucuya sahip olacaktır. Ancak mekanik olarak hoparlörün hasar görebilme ihtimalinin elimine edilmesi için ızgara kullanılması gerekmektedir. Bu bağlamda hoparlör ızgara kalınlık ve delik tiplerinin ses kalitesine nasıl etki edeceği önem arz etmektedir.

Deneysel çalışmalarda hoparlörün her bir frekans cevabı için ürettiği ses basınç seviyesi mikrofon tarafından algılanarak bilgisayara işlenmiştir. Çeşitli konfigürasyonlar için deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Literatür incelendiğinde deneysel çalışmaların sayısının azaltılarak sayısal modelleme ile senaryoların incelendiği görülmüştür. Literatürle uyumlu olarak bu tez çalışmasında da sayısal olarak bilgisayar ortamında problem modellenmiştir. Deneysel çalışmaların sayısal modellerle uyumluluğu irdelenmiştir. Sonuçların genel olarak uyumlu olduğu görülmüştür. Yüksek (15 kHz ve üzeri) frekans değerlerinde farklılıklar görülmüşse de oluşan bu sapma değerleri literatürde yer alan diğer çalışmalara benzer seviyededir.

Sayısal ve deneysel çalışmalarda yüksek frekanslardaki ses basınç seviyesindeki farklılıkların kaynaklanabileceği sebepler; sayısal çözümlemelerin sonlu elemanlar paket programı üzerinde lineer olmayan modülünün tercih edilmemesi, ses yutum katsayısının basitleştirilmiş şekilde ortalama değer seçilmesi, hoparlör diyafram ve körük kısmının hareketinin normal ivmeyle basitleştirilerek tanıtılması, deneysel tekrarlanabilirliğin yüksek frekanslar için düşük olması ve ızgaraların eklemeli imalat yöntemiyle imal edilmesi olarak düşünülmektedir.

Literatür çalışmalarında ızgara deliklerinin ızgara yüzeyine oranı değişken alınabilmektedir. Bu durumdan dolayı her bir delik için kesit alanı genişletildiğinde ızgaranın tamamından çıkartılan kesit yüzey alanı artmaktadır. Bu şekilde sesin aktarılabilmesi boşluk alan artırılmış ve ses iletimine olumlu katkı sağlanmış olur. Bu çalışma kapsamında da, ızgara açıklık oranı arttıkça referans olarak kabul edilen ızgarasız duruma göre ızgara kaynaklı sapmaların azaldığı görülmüştür.

Bu çalışma kapsamında ızgara/delik oran değişimi, belirlenen etken faktörler arasında yer almamaktadır. Bu nedenle, öncelikle hoparlör diyaframının ızgaradaki izdüşümündeki alan, efektif kesit alanı olarak belirlenmiştir. Bu alan içerisinde delik açıklık oranı sabit olacak şekilde belirlenmiştir. Böylelikle delik boyutu değiştirilse dahi ızgara üzerindeki toplam açık bırakılan yüzey alanı değiştirilmemiş olur. Deliklerin ızgara üzerinde aralarında eş mesafe olacak şekilde homojen dağılımı tercih edilmiştir. Kare, daire ve kavisli tiplerdeki efektif delik kesit alanı ızgaranın alt ve üst yüzeylerinde aynıdır. Genişleyen, daralan ve kavisli tiplerdeyse delik boyutunun büyük olduğu kesitte açıklık oranı %50 olurken, delik boyutunun küçük olduğu kesitte açıklık oranı %30 olmaktadır. Delik tiplerinin kıyaslandığı bölümde, bu durum göz önünde bulundurularak delik kesiti sabit ızgaralar için iki farklı açıklık oranıyla (%50 ve %30) karşılaştırmalar yapılmıştır. Ayrıca ızgara üzerine konumlandırılmış kare ve daire delik tipleri için her bir deliğe düşen kesit alanı eşit tutularak mukayese edilmiştir.

Hoparlörlerde mikrofon aracılığıyla alınan ses yanıtları çeşitli frekans değerleri için kaydedilmiştir. Hoparlörün eksenini üzerinden kaydedilen sesler hem daha dengeli hem de daha yüksek ses basınç değerlerine sahiptirler. Hoparlörden eşit mesafe uzaklıktan, hoparlör ekseninden farklı açılarda ölçümler alınmıştır. Açılı olan bu noktalardan alınan verilerde, merkez ekseninde olan duruma göre ses basınç seviyesinin düştüğü ve yüksek frekanslarda negatif yönde dengenin bozulduğu görülmüştür. Hoparlör ses kalitesini incelerken, hoparlör yöneliminin de dikkate alınması gerektiği görülmüştür.

Hoparlörden çıkan sesin frekans-ses basınç seviyesi cevabı, ızgaranın kalınlığı arttıkça ızgarasız haline göre daha çok sapmaktadır. Diğer bir ifade ile ızgara kalınlığının artması tüm frekans değerleri için istenilen dengeyi bozmaktadır. Bu durumda da bazı frekans değerleri için daha yüksek ses basınç seviyesi elde edilirken bazı frekans değerleri için daha düşük ses basınç seviyesi değerleri elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmaların her ikisinde de bu durum gözlenmiştir. Mümkün olan en ince kalınlıklı ızgara modellerinin tercih edilmesi ses kalitesi açısından en avantajlı durumu oluşturacaktır. İnce tasarım tercih edilirken mekanik olarak dış etkenlerden yüksek frekans üreten hoparlörün (tweeter) korunması da gerekmektedir. Aynı mekanik dayanımın daha ince tasarımlar kullanılarak elde edilebilmesi için birim hacim başına daha yüksek mukavemetli malzemelerin ızgaralarda kullanılması uygun olabilir.

Izgara delik tipinin ses kalitesine etkisi hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir.

Genişleyen, daralan ve kavisli (hiperboloidal) delik tiplerine sahip ızgaralar kendi arasında mukayese edildiğinde; genişleyen ve daralan tiplerdeki ızgaraların kavisli tipteki ızgaraya göre daha iyi seviyede performans gösterdiği görülmüştür. Daralan delikli ızgara tipinin genişleyen delikli ızgara tipine göre eser miktar daha avantajlı olduğu görülmüştür. Ses yutumunun daha çok istendiği alanlarda kavisli delik tipine sahip ızgaraların tercih edilmesi daha uygun olabilir.

Kare ve daire delik tipli ızgaralar kendi aralarında benzer sapma değerleri göstermektedirler. İki ızgara tipi arasında tercih yapılması gerekirse daire kesitlinin ihmal edilebilecek seviyede avantajlı olduğu görülmektedir.

Kare ve daire delik tipleri için %30 ve %50 olacak şekilde 2 farklı açıklık oranına sahip modeller oluşturulmuştur. Kare ve daire delik tipleri, kesit çapı değişen delik tiplerine göre %50 açıklıkta daha yüksek ses geçirgenliği sağlarken, %30 açıklıkta daha düşük ses geçirgenliği sağlamaktadırlar. Bu bağlamda, kesit çapı değişen ve sabit olan delikler arasında bir tercih yaparken, ızgara delik hacmini artıracak şekilde bir seçim yapmak daha avantajlı sonuçlar sağlayabilir.

Izgara delik boyutunun ses kalitesine etkisi sayısal çözümleme yöntemiyle incelenmiştir. Izgara kalınlık etkisinin deneysel ve sayısal modelleri uyumlu çıkması sebebiyle delik boyutunun incelenmesinde sayısal yöntem tercih edilmiştir. Efektif delik kesit alanının sabit olduğu (%50) durumda, delik boyutu değişiminin, frekans-ses basınç seviyesine etkisi arasında anlamlı bir ilişki bulunamamıştır. Izgara kalınlık faktörünün incelenen diğer faktörlere göre frekans-ses basınç seviyesi açısından daha çok etki ettiği sayısal çalışmalarda görülmüştür.

Endüstride, homojen delik dağılımına sahip olmayan farklı tasarımlarda hoparlör ızgara örnekleri de mevcuttur. Bunlardan faz tıpası tasarımına benzeyen ızgaraların ses geçirgenlik performansının değerlendirilmesi amacıyla, sayısal modelde bazı denemeler yapılmıştır. Yapılan bu denemelerden elde edilen sonuçlar, bu çalışmamızda incelenmiş olan homojen delikli ızgara tipleri sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmanın tutarlı olması açısından açıklık oranı (%50) ve aynı kalınlığa sahip ızgaralar modellenmiştir. Karşılaştırma sonucunda, faz tıpasına benzeyen ızgara tiplerinin ses geçirgenlik performansını iyileştirdiği görülmüştür.

Bu çalışmanın sonucunda, 3 kHz ile 20 kHz frekansı aralığında optimum bir hoparlör ızgarası tasarımı yapılmak istendiğinde;

- Izgara kalınlığı mekanik dayanımın da dikkate alınması suretiyle olabildiğince ince olmalıdır. Çalışma kapsamındaki Çizelge 3.5 incelendiğinde, 2 mm kalınlığa sahip ızgaraların ortalama standart sapma değeri 2,8 dB olurken, 5mm kalınlığa sahip ızgaraların ortalama standart sapma değeri 5,2 dB olarak görülmüştür.
- Oluşabilecek sapma miktarlarının en aza indirilmesi açısından ızgara açıklık oranının %50 veya daha yüksek olarak seçilmesi tercih edilmelidir. Şekil 3.34'den de görüleceği üzere %50 açıklık oranına sahip ızgara +3,6 ila -5,9 dB aralığında sapma oluştururken, %30 açıklık oranına sahip ızgara +6,7 ila -11 dB aralığında sapma oluşturmaktadır.
- Aynı açıklık oranına sahip daire, kare, delik boyunca kesitleri değişen ızgara tiplerinin karşılaştırıldığı Şekil 3.31 ve Şekil 3.32'den de görüleceği üzere, homojen delik dağılımlı bir ızgarada en yüksek ses geçirgenliğini daire ve daralan delik tipi sağlamaktadır.
- Bu çalışma kapsamında homojen delik dağılımına sahip olmayan ızgara tasarımları da geliştirilerek ses geçirgenlik performansları incelenmiştir. Şekil 3.50'den de görüleceği üzere açıklık oranı aynı olan radyal tip ızgara, daire delikli ızgaraya göre daha yüksek ses geçirgenliği sağlamıştır. Bulundukları hoparlöre göre homojen delik dağılımına sahip olmayan farklı ızgara tasarımları geliştirilmek suretiyle ses performansının arttırılması mümkün görünmektedir.

Gelecek çalışmalarda iyileştirme olarak hoparlör açılı ölçümlerinde sabit platform yerine döner tabla tercih edilebilir. Böylelikle ölçüm noktaları daha hassas ve tekrarlanabilir şekilde pozisyonlanabilecektir. Sağlayacağı pratiklik açısından daha çok noktadan ve daha geniş açılardan ölçümleme yapılabilecektir. Çalışma kapsamında temel alınan 2 kHz-20 kHz frekans değerleri için ses yutum katsayısı tespit edebilecek empedans tüpü temin edilmesi durumunda sayısal modellemelerde iyileştirme yapılabilecektir. Hesaplama kapasitesi yüksek bilgisayarla lineer olmayan ve zamana bağlı etkilerin dahil edildiği çözümler de yapılabilecektir.

KAYNAKLAR

- Bacanak, İ. (2018). *Helmholtz dalga denkleminin analizi: Maxwell denklemleri ve silindirik elektromanyetik dalgalar*. Maltepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Ballou, G. (2009). *Electroacoustic devices: microphones and loudspeakers*. Taylor & Francis.
- Başaran, K. (2014). *Hoparlörlerin dinleme odalarındaki ses kalitesinin araştırılması*. Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Benjamin, E. (2004). Preferred listening levels and acceptance windows for dialog reproduction in the domestic environment. *Audio Engineering Society Convention 117*.
- Beranek, L. (1951). Design of loudspeaker grilles. *Newsletter of the IRE Professional Group on Audio*, 2(4), 7–8.
- Beranek, L. L., & Mellow, T. J. (2012). Electrodynamic loudspeakers. In *Acoustics: Sound Fields and Transducers*. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-391421-7.00006-3>
- Bezzola, A. (2018). Numerical optimization strategies for acoustic elements in loudspeaker design. *Audio Engineering Society Convention 145*.
- Bin-Mohsin, B., & Lesnic, D. (2011). The method of fundamental solutions for Helmholtz-type equations in composite materials. *Computers & Mathematics with Applications*, 62(12), 4377–4390. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.camwa.2011.10.006>
- Borelli, D., Schenone, C., & Pittaluga, I. (2011). Theoretical and numerical modelling of a parallel-baffle rectangular duct. *Proceedings of Meetings on Acoustics*, 14(2011). <https://doi.org/10.1121/1.4769411>
- Cluster, D. S. (2022). *Microacoustics: Acoustics in small Devices with Thermoviscous Losses [Video]*. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=upPQku7VOYo>
- Coffeen, R. C., & Bauer, M. K. (1965). The Effect of Commonly Used Baffles on the Sound Dispersion of a Typical Direct Radiator Loudspeaker. *Audio Engineering Society Convention 17*.
- Colloms, M. (2018). *High performance loudspeakers: optimising high fidelity loudspeaker systems*. John Wiley & Sons.
- COMSOL. (2023a). *COMSOL Multiphysics Cyclopedia - Acoustics*. COMSOL, Inc. <https://www.comsol.com/multiphysics/acoustics>
- COMSOL. (2023b). *COMSOL Multiphysics Reference Manual*. COMSOL, Inc. www.comsol.com
- COMSOL Multiphysics, U. G. (2022a). *Acoustics of a Living Room*. COMSOL, Inc.

- https://www.comsol.com/model/download/1115171/models.llrevit.living_room_acoustics_llrevit.pdf
- COMSOL Multiphysics, U. G. (2022b). *Tweeter Dome and Waveguide Shape Optimization*. COMSOL, Inc.
https://www.comsol.com/model/download/1042001/models.opt.tweeter_shape_optimization.pdf
- Costes, T., Gaudry, E., De Brye, B., & Baudson, R. (2020). *A novel GPU accelerated numerical process for automotive loudspeaker design and integration studies*.
- Demirel, I. (2021). Effect analysis of loudspeaker's placement angle and direction on frequency response and sound pressure level in TV applications. *Archives of Acoustics*, 46(1), 79–85. <https://doi.org/10.24425/aoa.2021.136562>
- Dickason, V., & Raichel, D. R. (1999). The Loudspeaker Design Cookbook, 5th Edition. In *The Journal of the Acoustical Society of America* (Vol. 106, Issue 5, pp. 2329–2330). <https://doi.org/10.1121/1.428228>
- Farina, A. (2007). Advancements in impulse response measurements by sine sweeps. *Proceedings of the AES International Conference*.
- Gabrielsson, A., Lindström, B., & Till, O. (1991). Loudspeaker frequency response and perceived sound quality. *Journal of the Acoustical Society of America*, 90(2), 707–719. <https://doi.org/10.1121/1.401941>
- Haddad, R. (2018). *Application of CAE techniques in solving tweeter installation issues*. Chalmers University of Technology.
- Henricksen, C. A. (1976). Phase plug modelling and analysis: circumferential versus radial types. *Audio Engineering Society Convention* 55.
- Hill, A. J. (2008). *Voice coil temperature in loudspeaker performance: Causes, effects and prevention techniques*. M. Sc. Dissertation, University of Edinburgh, UK.
- Hove, M. J., Vuust, P., & Stupacher, J. (2019). Increased levels of bass in popular music recordings 1955–2016 and their relation to loudness. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 145(4), 2247–2253. <https://doi.org/10.1121/1.5097587>
- İşlek, Ç. (2019). *On the Correlation of Psychoacoustic Metrics With Mushra-Based Subjective Sound Quality Perception for Televisions*. Özyeğin University.
- ISO. (1997). *ISO 266:1997 Acoustics — Preferred frequencies*. International Organization for Standardization.
- Iuganson, R. (2022). *Development of an in-ceiling loudspeaker*. Aalto University.
- Keller, D., Vaalgamaa, M., Paaanen, E., Rao, R. R. R., Goring, S., & Raake, A. (2021). Groovability: Using groove as a novel measure for audio QoE with the example of smartphones. *2021 13th International Conference on Quality of Multimedia Experience, QoMEX 2021*, 13–18. <https://doi.org/10.1109/QoMEX51781.2021.9465440>
- Klippel, W. (1990). Multidimensional relationship between subjective listening impression and objective loudspeaker parameters. *Acustica*, 70(1), 45–54.

- Klippel, W., & Schlechter, J. (2006). Measurement and visualization of loudspeaker cone vibration. *Audio Engineering Society - 121st Convention Papers 2006*, 1, 263–280.
- Lemaitre, G., Letinturier, B., & Gazengel, B. (2008). Model and estimation method for predicting the sound radiated by a horn loudspeaker--With application to a car horn. *Applied Acoustics*, 69(1), 47–59.
- Li, Y., & Ren, S. (Eds.). (2011). 16 - Acoustic and Thermal Insulating Materials. In *Building Decorative Materials* (pp. 359–374). Woodhead Publishing. <https://doi.org/https://doi.org/10.1533/9780857092588.359>
- Liechti, R. (2022). *Development of a MEMS Loudspeaker with Optimized Performance* (Issue 2022LEMA1037) [Le Mans Université]. <https://theses.hal.science/tel-03969506>
- Liu, X., Wu, H., & Dong, L. (2023). Methodology and applications of acousto-electric analogy in photoacoustic cell design for trace gas analysis. *Photoacoustics*, 30, 100475. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.pacs.2023.100475>
- Maa, D.-Y. (1998). Potential of microperforated panel absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 104(5), 2861–2866.
- Macdonald, L., & Hargreaves, J. A. (2020). Investigation into the effects of the geometry in cone driven midrange horns \& phase plugs. *Reproduced Sound 2020 Proceedings*, 42(3).
- Mäkivirta, A., Liski, J., & Välimäki, V. (2018). Modeling and delay-equalizing loudspeaker responses. *AES: Journal of the Audio Engineering Society*, 66(11), 922–934.
- Mäkivirta, A. V. (2008). Loudspeaker Design and Performance Evaluation. In D. Havelock, S. Kuwano, & M. Vorländer (Eds.), *Handbook of Signal Processing in Acoustics* (pp. 649–667). Springer New York. https://doi.org/10.1007/978-0-387-30441-0_33
- Masayuki Sakamoto Masashi Sugasawa, K. K., & Kamio, T. (1998). Average Thresholds in the 8 to 20 kHz Range as a Function of Age. *Scandinavian Audiology*, 27(3), 189–192. <https://doi.org/10.1080/010503998422728>
- MIKULSKI, W. (2013). Method of Determining the Sound Absorbing Coefficient of Materials within the Frequency Range of 5 000–50 000 Hz in a Test Chamber of a Volume of about 2 m³. *Archives of Acoustics*, 38(2). <https://acoustics.ippt.pan.pl/index.php/aa/article/view/30>
- Monkova, K., Vasina, M., Monka, P. P., Kozak, D., & Vanca, J. (2020). Effect of the Pore Shape and Size of 3D-Printed Open-Porous ABS Materials on Sound Absorption Performance. *Materials*, 13(20). <https://doi.org/10.3390/ma13204474>
- Moore, B. C. J., & Tan, C.-T. (2003). Perceived naturalness of spectrally distorted speech and music. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 114(1), 408–419. <https://doi.org/10.1121/1.1577552>
- Morimoto, M., Yairi, M., Iida, K., & Itoh, M. (2003). The role of low frequency components in median plane localization. *Acoustical Science and Technology*, 24(2), 76–82. <https://doi.org/10.1250/ast.24.76>

- Munjal, M. L. (1987). *Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design*. John Wiley & Sons.
- Newell, P., & Holland, K. (2018). *Loudspeakers: for music recording and reproduction* (2nd Editio). Routledge.
- Olive, S. E. (2004a). A Multiple Regression Model for Predicting Loudspeaker Preference Using Objective Measurements: Part I - Listening Test Results. *Proceedings of the 116th Convention of the Audio Engineering Society* (2004).
- Olive, S. E. (2004b). A multiple regression model for predicting loudspeaker preference using objective measurements: Part II-Development of the model. *Audio Engineering Society Convention 117*.
- Olsen, M., Chapman, P. J., Bogdanski, M. K., & Strauss, M. (2017). On acoustical modeling and validation of automotive loudspeaker grilles. *Audio Engineering Society Conference: 2017 AES International Conference on Automotive Audio*.
- Pal, R. (2017). Comparison of the design of FIR and IIR filters for a given specification and removal of phase distortion from IIR filters. *International Conference on Advances in Computing, Communication and Control 2017, ICAC3 2017, 2018-Janua*, 1–3. <https://doi.org/10.1109/ICAC3.2017.8318772>
- Reddy, M. B. S. S., & Reddy, R. K. K. (2022). Sound absorption characteristics of DL-MPP with non-circular perforations using electro-acoustical model. *Materials Today: Proceedings*, 56, 3612–3616. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.12.069>
- Sailesh, R., Yuvaraj, L., Pitchaimani, J., Doddamani, M., & Mailan Chinnapandi, L. B. (2021). Acoustic behaviour of 3D printed bio-degradable micro-perforated panels with varying perforation cross-sections. *Applied Acoustics*, 174, 107769. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107769>
- Sakagami, K., Matsutani, K., & Morimoto, M. (2010). Sound absorption of a double-leaf micro-perforated panel with an air-back cavity and a rigid-back wall: Detailed analysis with a Helmholtz–Kirchhoff integral formulation. *Applied Acoustics*, 71(5), 411–417. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2009.11.014>
- Shively, R., Halley, J., Malbos, F., & Ruiz, G. (2010). Optimal location and orientation for midrange and high frequency loudspeakers in the instrument panel of an automotive interior. *129th Audio Engineering Society Convention 2010*, 2, 1193–1207.
- Suzuki, H., & Tichy, J. (1981). Radiation and Diffraction Effects of Convex and Concave Domes. *Journal of the Audio Engineering Society*, 29(12), 873–881.
- Tomita, S., Aoyama, T., Omote, R., Nishigaki, H., Nagakusa, Y., Kubota, K., & Yamada, A. (2020). Optimization of vehicle horn placement based on a one-dimensional standing-wave model. *Applied Acoustics*, 167, 107378. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107378>
- Toole, F. E. (1986). Loudspeaker measurements and their relationship to listener preferences: Part 2. *Journal of the Audio Engineering Society*, 34(5), 323–348.
- Toole, F. E. (2015). The measurement and calibration of sound reproducing systems. *AES: Journal of the Audio Engineering Society*, 63(7–8), 512–541. <https://doi.org/10.17743/jaes.2015.0064>

- 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.
- Wu, T.-Y and Roginska, Agnieszka and Glasgal, R. (2014). Ambidio: Sound Stage Width Extension for Internal Laptop Loudspeakers. *136th Audio Engineering Society Convention 2014*, 462–469.
- Yang, W., Bai, X., Zhu, W., Kiran, R., An, J., Chua, C. K., & Zhou, K. (2020). 3D Printing of Polymeric Multi-Layer Micro-Perforated Panels for Tunable Wideband Sound Absorption. *Polymers*, 12(2).
<https://doi.org/10.3390/polym12020360>
- Yuvaraj, L., Jeyanthi, S., Mailan Chinnapandi, L. B., & Pitchaimani, J. (2022). Experimental and numerical investigation on sound absorption characteristics of 3D printed coupled-cavity integrated passive element systems. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 41(1), 60–73.
- Zhang, L., Fan, X., Jiang, X., & Li, Y. (2017). Thermoviscous effect on sound propagation in acoustic metastructures. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 142(4_Supplement), 2550–2550. <https://doi.org/10.1121/1.5014322>



EKLER

EK A: Comsol hoparlör yönelim grafiği (Loudspeaker directivity/contour plot)
Matlab kodları

% Veri noktalarını oluştur - IZGARASIZ

```
frekanslar_0_deg = [2000 2120 2240 2360 2500 2650 2800 3000 3150 3350 3550  
3750 4000 4250 4500 4750 5000 5300 5600 6000 6300 6700 7100 7500 8000 8500  
9000 9500 10000 10600 11200 11800 12500 13200 14000 15000 16000 17000  
18000 19000 20000];
```

```
ses_basinci_seviyeleri_0_deg = [88.56403812 88.63729802 88.78116939  
88.97863643 89.24952473 89.56647568 89.89740211 90.34500143  
90.67645287 91.10136524 91.49576125 91.85008922 92.22774743  
92.53138085 92.77388801 92.9849917 93.211625 93.58492618  
94.14600501 95.19072192 96.06171886 97.0634755 97.66930799  
97.84547259 97.63749281 97.27672623 96.91175756 96.57963215  
96.27466172 95.93399219 95.63073525 95.38837153 95.18981941  
95.07730423 94.98895858 94.93193698 94.88510552 94.83672664  
94.48654612 93.56408705 92.49249144];
```

```
frekanslar_10_deg = [2000 2120 2240 2360 2500 2650 2800 3000 3150 3350  
3550 3750 4000 4250 4500 4750 5000 5300 5600 6000 6300 6700 7100 7500 8000  
8500 9000 9500 10000 10600 11200 11800 12500 13200 14000 15000 16000 17000  
18000 19000 20000];
```

```
ses_basinci_seviyeleri_10_deg = [88.52354412 88.59308296 88.73321298  
88.92715878 89.19432502 89.50779259 89.83578393 90.2803494  
90.61018201 91.03376048 91.42764434 91.78207401 92.16024141  
92.46390799 92.70460246 92.91013392 93.12522986 93.47458413  
94.00178917 94.99741086 95.83866012 96.81602119 97.41178633  
97.58616605 97.37541301 97.01357286 96.64443509 96.3113707  
96.00946702 95.67242555 95.36045557 95.08914113 94.8343105  
94.6536826 94.49935517 94.38337399 94.30726824 94.23467203  
93.8541093 92.90115833 91.70872408];
```

```
frekanslar_20_deg = [2000 2120 2240 2360 2500 2650 2800 3000 3150 3350  
3550 3750 4000 4250 4500 4750 5000 5300 5600 6000 6300 6700 7100 7500 8000  
8500 9000 9500 10000 10600 11200 11800 12500 13200 14000 15000 16000 17000  
18000 19000 20000];
```

```
ses_basinci_seviyeleri_20_deg = [88.40419511 88.46270328 88.59167587  
88.77507086 89.03104569 89.3340155 89.65315592 90.08859646  
90.41360711 90.83333325 91.22598864 91.58124143 91.9619841  
92.26742611 92.50523566 92.69772193 92.88297346 93.1665604  
93.5957328 94.44058571 95.18527675 96.07964677 96.63949977  
96.80795077 96.59354168 96.24021408 95.86940814 95.533579  
95.23047309 94.88884442 94.54472965 94.19592119 93.79711133  
93.43646115 93.09672536 92.80051869 92.62051576 92.44500426  
91.91989078 90.76209906 89.09499297];
```

```
frekanslar_30_deg = [2000 2120 2240 2360 2500 2650 2800 3000 3150 3350  
3550 3750 4000 4250 4500 4750 5000 5300 5600 6000 6300 6700 7100 7500 8000  
8500 9000 9500 10000 10600 11200 11800 12500 13200 14000 15000 16000 17000  
18000 19000 20000];
```

```
ses_basinci_seviyeleri_30_deg = [88.21169568 88.25210242 88.36259838  
88.52835809 88.76544329 89.05050772 89.35439342 89.77392664  
90.09044312 90.50335509 90.8939681 91.25118771 91.63818578  
91.95061453 92.19074899 92.37298461 92.5251527 92.72417655  
93.01235094 93.6116678 94.1790287 94.90306798 95.3778806  
95.52367301 95.29688883 94.96297091 94.59558901 94.25707125
```

```

93.9511516 93.60369245 93.22263223 92.78032783 92.1981507
91.58823527 90.96225816 90.35665796 89.95720298 89.52082502
88.59150525 86.71877554 83.68478859];

```

```

% -10, -20, -30 derece verilerini sırasıyla 10, 20, 30 derece olarak
aynalarak yeni veri noktalarını oluştur
frekanslar_neg10_deg = frekanslar_0_deg; % -10 derece verileri
ses_basinci_seviyeleri_neg10_deg = ses_basinci_seviyeleri_10_deg; % -10
derece ses basınç seviyesi verileri
frekanslar_neg20_deg = frekanslar_20_deg; % -20 derece verileri
ses_basinci_seviyeleri_neg20_deg = ses_basinci_seviyeleri_20_deg; % -20
derece ses basınç seviyesi verileri
frekanslar_neg30_deg = frekanslar_30_deg; % -30 derece verileri
ses_basinci_seviyeleri_neg30_deg = ses_basinci_seviyeleri_30_deg; % -30
derece ses basınç seviyesi verileri

% Veri noktalarını birleştir
tum_frekanslar = [frekanslar_0_deg, frekanslar_10_deg, frekanslar_20_deg,
frekanslar_30_deg, frekanslar_neg10_deg, frekanslar_neg20_deg,
frekanslar_neg30_deg];
tum_acilar = [zeros(size(frekanslar_0_deg)), 10 *
ones(size(frekanslar_10_deg)), 20 * ones(size(frekanslar_20_deg)), 30 *
ones(size(frekanslar_30_deg)), -10 * ones(size(frekanslar_10_deg)), -20 *
ones(size(frekanslar_20_deg)), -30 * ones(size(frekanslar_30_deg)) ];
tum_ses_basinci_seviyeleri = [ses_basinci_seviyeleri_0_deg,
ses_basinci_seviyeleri_10_deg, ses_basinci_seviyeleri_20_deg,
ses_basinci_seviyeleri_30_deg, ses_basinci_seviyeleri_neg10_deg,
ses_basinci_seviyeleri_neg20_deg, ses_basinci_seviyeleri_neg30_deg];
% 2D grid oluştur
[frequency_grid, degree_grid] = meshgrid(linspace(2000, 20000, 100),
linspace(-30, 30, 100));
% Verileri grid üzerine yerleştir
ses_basinci_grid = griddata(tum_frekanslar, tum_acilar,
tum_ses_basinci_seviyeleri, frequency_grid, degree_grid, 'cubic');
% Frekansları kHz cinsinden güncelle
frequency_grid_kHz = frequency_grid / 1000;
% Grafik oluştur
figure;
% Kontur plot
contourf(frequency_grid_kHz, degree_grid, ses_basinci_grid, 25,
'LineStyle', 'none');
% Renk çubuğu ekle
h = colorbar;
clim([70, 100]); % Set the color bar limits
ylabel(h, 'Ses Basınç Seviyesi (dB)');
% Eksen etiketleri ve başlık
xlabel('Frekans (kHz)');
ylabel('Aç ı (Derece)');
title('Hoparlör Yönelim Grafiği');
xticks([2 3 4 5 6 7 8 9 10 15 20]);
% Colormap'i güncelle (örneğin, jet colormap kullanalım)
colormap(parula);

% Frekans eksenini logaritmik yap
set(gca, 'XScale', 'log');
% Grafiği göster
grid off;

```

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ali Bekir KILIÇKAYA

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Yükseklisans** : 2024, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Tezli Yüksek Lisans Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2018’de Sarem Makine firmasında kısa süreli çalıştı.
- 2019 – 2024 yıllarında Arçelik A.Ş. firmasında TV Donanım Ar&Ge Ses-Akustik bölümünde çalışmaya devam etmektedir.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Kılıçkaya A. B., Demirel İ., Özel A.** (2013). Smart home appliance and audio control method thereof. Patent numarası: EP4068809A1
- **Kılıçkaya, A. B., Demirel, İ.** (2021). Kalp Ritmine Göre Uykuya Geçiş Aşamasında Parlaklık Ve Ses Seviyelerinin Azaltılması. 8. Uluslararası Mühendislik Mimarlık Ve Tasarım Kongresi, 699. E-Isbn: 978-625-7367-31-8

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Kılıçkaya, A. B., Erol, H.** (2024). Examining the Acoustic Influence of the Loudspeaker Grilles. 3rd International Graduate Research Symposium