



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN NİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



DÜŞÜK FREKANSLI HAVA GİRİŞ
SİSTEMLERİNDE KULLANILAN BİR
HELMHOLTZ REZONATÖRÜNÜN
GÜRÜLTÜ AZALTMA PERFORMANSININ
ARTIRILMASI İÇİN TASARIM
OPTİMİZASYONU

MUSTAFA CİHAT ÖZDEMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Şubat-2021
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Mustafa Cihat ÖZDEMİR tarafından hazırlanan “Düşük Frekanslı Hava Giriş Sistemlerinde Kullanılan Bir Helmholtz Rezonatörünün Gürültü Azaltma Performansının Artırılması İçin Tasarım Optimizasyonu” adlı tez çalışması .../.../... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Unvanı Adı SOYADI

.....

Danışman

Unvanı Adı SOYADI

.....

Üye

Unvanı Adı SOYADI

.....

Üye

Unvanı Adı SOYADI

.....

Üye

Unvanı Adı SOYADI

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun .../.../20.. gün ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. S. Savaş DURDURAN
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Mustafa Cihat ÖZDEMİR

Tarih: 09 Şubat 2021

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ****DÜŞÜK FREKANSLI HAVA GİRİŞ SİSTEMLERİNDE KULLANILAN BİR
HELMHOLTZ REZONATÖRÜNÜN GÜRÜLTÜ AZALTMA
PERFORMANSININ ARTIRILMASI İÇİN TASARIM OPTİMİZASYONU****Mustafa Cihat ÖZDEMİR****Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN****2021, 53 Sayfa****Jüri****Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN
Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKİR
Dr. Öğr. Üyesi Ahmet MERAM**

Günümüzde özellikle otomotiv sektöründe, içten yanmalı motorlardan kaynaklanan gürültüler, çevre ve sürücü konforu açısından ciddi olumsuzluklara sebep olmaktadır. Bu rahatsız edici gürültülerin azaltılabilmesi için farklı tipte birçok akustik eleman geliştirilmiştir. Akustik elemanların kullanıldığı gürültü azaltma uygulamaları sonucunda istenilmeyen gürültülerin önemli oranda azaldığı ve akustik iyileşmelerin sağlandığı görülmüştür. Bu akustik elemanlar sadece otomotiv sektöründe değil aynı zamanda uzay-havacılık, makine, havalandırma ve yapı endüstrilerinde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu kapsamda geniş bir kullanım alanına sahip olan akustik elemanlardan birisi de Helmholtz rezonatörüdür. Helmholtz rezonatörü, uygun şekilde tasarlanması halinde belirli frekanstaki gürültülerin sönümlenmesinde oldukça etkilidir. Ancak Helmholtz rezonatörleri gürültünün azaltılacağı çalışma frekansına uygun olarak tasarlanmak zorundadır. Bu sebeple belirli bir çalışma frekansı için optimum rezonatör parametrelerin belirlenmesi son yıllarda araştırmacıların ve mühendislerin yoğun şekilde ilgisini çekmektedir. Bu tez çalışmasında öncelikle Helmholtz rezonatörleri ve optimizasyon yöntemleriyle ilgili teorik bilgiler verilmiştir. Daha sonra ön tasarımı yapılmış düşük frekans bandında çalışan bir Helmholtz rezonatörünün yapısal parametreleri, en yüksek akustik performansı sağlayacak şekilde optimize edilmiştir. Optimizasyon sonuçlarına göre yeniden tasarlanan Helmholtz rezonatörünün gürültü azaltma performansı, simülasyon çalışmalarıyla verilmiştir. Elde edilen sonuçlar, literatürdeki farklı bir çalışma ile kıyaslanarak optimizasyon çalışmasının başarısı ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Akustik Rezonatör, Gürültü, Helmholtz rezonatörü, Helmholtz rezonansı, Parametrik optimizasyon, Optimizasyon.

ABSTRACT**MS****DESIGN OPTIMIZATION TO IMPROVE NOISE REDUCTION
PERFORMANCE OF A HELMHOLTZ RESONATOR USED IN AIR INTAKE
SYSTEM AT LOW FREQUENCIES****Mustafa Cihat ÖZDEMİR****THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING****Advisor: Mustafa Cihat ÖZDEMİR****2021, 53 Pages****Jury****Advisor Asst. Prof. Dr. Ümit ÖNEN
Advisor Asst. Prof. Dr. Mustafa TINKİR
Advisor Asst. Prof. Dr. Ahmet MERAM**

Nowadays, especially in the automotive industry, the noise caused by internal combustion engines causes serious negativities in terms of environment and driver comfort. Many different types of acoustic elements have been developed to reduce these disturbing noises. As a result of noise reduction applications where acoustic elements are used, it has been observed that unwanted noise is significantly reduced and acoustic improvements are achieved. These acoustic elements are widely used not only in the automotive industry, but also in the aerospace, machinery, ventilation and building industries. One of the acoustic elements that have a wide range of use in this context is the Helmholtz resonator. The Helmholtz resonator is highly effective in damping certain frequency noises if properly designed. However, Helmholtz resonators have to be designed in accordance with the operating frequency at which noise will be reduced. For this reason, determining the optimum resonator parameters for a certain operating frequency has attracted the attention of researchers and engineers in recent years. In this thesis, firstly, theoretical information about Helmholtz resonators and optimization methods is given. The structural parameters of a pre-designed Helmholtz resonator operating in the low frequency band were then optimized to provide the highest acoustic performance. The noise reduction performance of the Helmholtz resonator, which has been redesigned according to the optimization results, has been given by simulation studies. The success of the optimization study has been demonstrated by comparing the obtained results with a different study in the literature.

Keywords: Acoustic Resonator, Noise, Helmholtz resonator, Helmholtz resonance, Parametric optimization, Particle Swarm Optimisation, Optimization

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın başlangıcından sonuna kadar yardımlarını esirgemeyen, konu seçiminde önümü açan, maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemen sevgili danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN 'e en içten dileklerle teşekkür ederim. Ayrıca, her konuda maddi-manevi her zaman yanımda olan aileme, eşim Betül Özdemir'e ve mesleki kariyerimde her zaman yanımda olan, tecrübelerini her ortamda ve şart da benimle paylaşan ağabeyim Abdullah Emre ÖZDEMİR 'e ve değerli büyüğüm Hüseyin YAŞAR'a teşekkürü bir borç bilirim.

Mustafa Cihat ÖZDEMİR
KONYA-2021

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR	vi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı	2
1.2. Literatür Araştırması	3
2. SES VE SUSTURUCULAR.....	5
2.1. Ses Dalgası ve Girişim	5
2.2. Susturucuların Sınıflandırılması.....	6
2.3. Susturucu Tasarımını Etkileyen Unsurlar	6
2.4. Reaktif Susturucu Bileşenleri.....	7
3. HELMHOLTZ REZONATÖRLERİ	9
3.1. Helmholtz Rezonansı ve Rezonatörü	9
3.2. Helmholtz Rezonatörünün Rezonans Frekansın Hesaplanması.....	11
3.3. Helmholtz Rezonatörlerinde Kullanılan Temel Terimler	12
3.4. Helmholtz Rezonatörlerinin Analizinde Kullanılan Deneysel Yaklaşımlar	15
4. OPTİMİZASYON.....	17
4.1. Optimizasyon Teknikleri	17
4.2. Tez Çalışmasında Kullanılan Optimizasyon Yaklaşımı	18
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	22
5.1. Simülasyon Sonuçları	23

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	36
6.1. Sonuçlar	36
6.2. Öneriler	36
7. KAYNAKLAR	38
EKLER	41
ÖZGEÇMİŞ	53



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

F	: Kuvvet (N)
α	: İvme (m/s^2)
f	: Frekans (Hz)
x	: Yer değiştirme
m	: Rezonatör akustik kütlesi (kg)
P	: Ölçülen ses basıncı (Pa)
P_0	: Referans ses basıncı (Pa)
ρ	: Hava özkütlesi (kg/cm^3)
V	: Rezonatör boşluk hacmi (cm^3)
L	: Rezonatör boyun uzunluğu (cm)
S	: Rezonatör boyun kesit alanı (cm^2)
A	: Ana boru kesit alanı (cm^2)
R	: Rezonatör kesit yarıçapı (cm)
r	: Rezonatör boyun yarı çapı (cm)
h	: Rezonatör boşluk yüksekliği (cm)
c	: Ses hızı (cm/s)
TL	: İletim kaybı (dB)
Z	: Akustik empedans (Ns/m^3)
U	: Hacim hızı (m/s)
PPE	: Polifenilen Eter

1. GİRİŞ

Otomotiv sektörü başta olmak üzere endüstrinin birçok alanında içten yanmalı motorlardan kaynaklanan gürültüler, kullanıcıların ve çevredeki insanların konforunu azaltmakla kalmayıp aynı zamanda çevre ve toplum sağlığı açısından da büyük olumsuzluklara sebep olmaktadır. Bu rahatsız edici gürültülerin azaltılabilmesi için farklı tipte birçok akustik eleman geliştirilmiştir. Akustik elemanların kullanıldığı gürültü azaltma uygulamaları sonucunda istenilmeyen gürültülerin önemli oranda azaldığı ve akustik iyileşmelerin sağlandığı görülmüştür. Araçlardan ortaya çıkan gürültü, çevreye birçok farklı iletim mekanizmalarıyla yayılmaktadır. Bu mekanizmalar yapısal kaynaklı titreşimlerden kaynaklanabileceği gibi sıvı akışkanlar veya hava üzerinden ses dalgaları şeklinde de olabilmektedir. Gürültünün yayılma mekanizmalarının yanında araç tiplerinin ve güç aktarım sistemlerinin çeşitlilik arz etmesi, gürültü probleminin daha da kompleks bir hale gelmesine neden olmaktadır. Özellikle binek araçlardaki marka ve model varyasyonlarının çok fazla olması araçlara has hava akışı kaynaklı gürültü problemleri meydana getirmektedir. Hava akışı kaynaklı gürültü problemlerini ortadan kaldırmak veya rahatsızlık seviyesini azaltmak için kullanılan susturucuların, gürültünün karakteristiğine göre her baskın frekans için tekrar hesaplanması ve tasarlanması gerekmektedir. Bu durum, ürün geliştirme süreçlerinin uzamasına ve proje bütçelerinde beklenmeyen artışlara sebep olduğu için parametrelerin otomatik olarak algoritmalar tarafından optimize edilmesi önemli bir gerekliliktir.

Yanma kaynaklı oluşan gürültünün önemli bir bölümünün giriş yolu olan "Hava Emiş Sistemi" ve çıkış yolu olan "Egzoz Sistemi" üzerinde ortaya çıkması boru akustiğinin detaylı olarak incelenmesine yönelik çalışmaların gelişmesine sebep olmuştur. Boru akustiği temel olarak ses dalgalarının sınırlandırılmış bir uzay içindeki davranışını gözlemler. Boru akustiğinde, boru içerisinde hareket eden ses dalgasının dalga boyu, boru hattının geometrisi ile doğrudan ilişkilidir. Bunun yanında boru hattının yapıldığı malzeme ve dış ortam özellikleri de ses dalgası açısından önemli faktörlerdir. Ayrıca, kesme frekansı altında ve üstünde yer alan ses dalgalarının davranışları da farklılıklar göstermektedir. Çok fazla parametreye bağlı olması, ses dalgasının sönümlenmesini sağlayacak susturucuların tasarımını oldukça zor ve karmaşık bir hale getirmektedir. Bu tez çalışmasında söz konusu tasarım zorluklarının kolaylaştırılması için ilgili parametrelerin optimizasyonuna odaklanılmıştır.

Tez çalışmasının birinci bölümünde; çalışmanın amacı, konusu ve literatürdeki benzer çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir. İkinci bölümde ses dalgası, girişim olayı, susturucuların sınıflandırılması ve susturucu tasarımında dikkate alınan hususlar konusuna değinilmiştir. Üçüncü bölümde Helmholtz rezonatörünün yapısı ve matematiksel modelinin elde edilmesiyle ilgili ayrıntılı bilgi verilmiştir. Dördüncü bölümde optimizasyon yöntemleri ile ilgili genel hususlar ve tez çalışmasında kullanılan optimizasyon yöntemi açıklanmıştır. Beşinci ve son bölümde ise optimizasyon çalışmasının ayrıntıları verilmiş ve farklı çalışma frekansları için optimize edilen Helmholtz rezonatörlerinin akustik performansları simülasyon çalışmalarıyla ortaya konulmuştur.

1.1. Tezin Amacı

Otomotiv endüstrisinde özellikle içten yanmalı motor hava emiş sistemlerinde, akış düzensizliğinden kaynaklı gürültü problemleri araç içi akustik konforu doğrudan etkilemekte; sürücü, yolcu ve yayaların güvenliğini tehlikeye atmaktadır. Bu akış kaynaklı gürültü problemleri düşük frekans bölgesinde oluşabildiği gibi orta ve yüksek frekans bölgelerinde de oluşabilmektedir. Yapılan gözlemler, oluşan gürültülerin karakteristik özelliklerinin, genellikle gürültünün belirli bir frekansında ve dar bant karakteristiğinde olduğunu göstermektedir. Bu sebeple, istenmeyen gürültüyü önlemek için pasif gürültü kontrolü yapan akustik rezonatörler yaygın olarak kullanılmaktadır.

İçten yanmalı her bir motorun yapısal ve yanma karakteristiğinin birbirinden farklı olduğu göz önünde bulundurulduğunda, her motorda hava emiş sistemi kaynaklı gürültünün hem şiddetinin hem de frekansının farklılık göstereceği açıktır. Bu durum, her bir motor için tasarlanan akustik rezonatörün o motora özgü olmasına neden olmaktadır.

Akustik rezonatör, temelde bir boyun ve hava boşluğundan oluşan bir sistemdir. Fakat içten yanmalı motorlarda motorun yerleşim planının farklılaşması nedeniyle hedeflenen sönüm frekansının, hacim kısıtı göz önünde bulundurularak ayarlanması gerekmektedir. Dolayısıyla sınırlı hacim problemleri sebebiyle rezonatör tasarımları oldukça zorlaşmaktadır (Lee ve ark., 2017). Bu problemin çözümü için orijinal bir tasarım yapılarak rezonatörün çalışma frekansı ile gürültüyü oluşturan tahrik frekansının çakıştırılması hedeflenir. Böylece istenmeyen gürültü sönümlenerek, gürültü düzeyi konforlu ve güvenli bir seviyeye indirilebilir.

Bu tez çalışmasında, düşük frekans bölgesinde (0-100 Hz) çalışan içten yanmalı motor hava emiş sisteminde kullanılan bir referans Helmholtz rezonatörünün parametrik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması sayesinde rezonatör tasarımı, hem önceden tanımlanmış hacim kısıtlarına uygun olarak hem de en yüksek akustik performansı sağlayabilecek şekilde otomatik olarak gerçekleştirilmiştir.

1.2. Literatür Araştırması

Akustik rezonatörlerin kullanım ihtiyacı ve tasarımlarının gelişimi otomotiv endüstrisinin gelişimine paraleldir. Gürültünün önemli bir kısmının boru hattından kaynaklanması, tasarımın özellikle bu bölüme odaklanmasına sebep olmuştur. Herschel-Quincke boru hattı yaklaşımı ve Helmholtz rezonatörleri süreç içinde üzerinde yoğun olarak çalışılan konular olarak öne çıkmıştır. Seslerin akustik ve girişimsel olarak incelenmesi ile ilgili çalışmalar, 1800'lü yılların başına kadar uzanmaktadır. 1833 yılında Herschel tarafından müzik seslerinin akustik girişiminin incelenmesine yönelik çok temel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Herschel, birbirine karışan ses dalgalarının yol uzunlukları arasında belirli bir farkın olması durumunda seslerin girişim yaparak yok olacağını savunmuştur. Quincke tarafından 1866 yılında gerçekleştirilen çalışmada, Herschel tarafından teori olarak ortaya atılan ses girişiminin deneysel ispatı yapılmıştır. Stewart tarafından 1928 yılında gerçekleştirilen çalışmada, Herschel tarafından ortaya atılan girişim olayının gerçekten var olduğu ancak birbirine karışan ses dalgalarının yol uzunlukları arasındaki fark konusunda ortaya koyduğu hesaplamaların hatalı olduğu gösterilmiştir. Ayrıca, girişim olayının daha farklı yol farklarında da oluştuğu ortaya konmuştur. Süreç içinde birçok çalışma yapılarak girişim olayı farklı durumlar için incelenmiş ve susturucu tasarımları yapılmıştır.

Munjial tarafından 1987 yılında yazılan "Acoustics of Ducts and Mufflers" isimli kitapta o zamana kadar tasarlanmış susturucu bileşenlerinin akustik parametrelerinin, transfer matrisleri ile hesaplanması ayrıntılı şekilde anlatılmıştır. Benzer bir çalışma ise Mechel tarafından 2008 yılında yazılan 'Formulas of Acoustics' kitabında yapılmıştır. Bu kitap, 2008 yılına kadar susturucular üzerinde gerçekleştirilmiş çalışmaları bir araya getirmiştir. Susturucu sistemlerin analizi, genellikle sonlu elemanlar yöntemi, sınırlı elemanlar yöntemi veya analitik modelleme ile yapılmaktadır. Literatürde söz konusu yöntemler kullanılarak susturucuların analizinin gerçekleştirildiği birçok çalışma (Morfeý, 1971; Sullivan ve Crocker, 1978; Sullivan, 1979; Rao ve Munjal, 1986; Peat,

1988; Gan ve Riffat, 1997; Trochon 2001; Dowling ve Peat, 2004; Gerges ve ark., 2005; Elnady ve ark., 2010; Elnady ve ark., 2011; Panicker ve Munjal, 2013) bulunmaktadır.

Helmholtz rezonatörü, pasif şekilde gürültünün sönümlenmesi yaklaşımını kullanmaktadır. Genel olarak akış kaynaklı gürültüleri azaltmakta daha verimlidir. Selamet tarafından 1997(a) yılında gerçekleştirilen çalışmada Herschel-Quincke tüp istemi üzerinde yapılacak bazı boyutsal değişikliklerin ses dalgalarının kaybolması üzerinde etkili olduğu gösterilmiştir. Bu durum, girişim olayının sanılanın aksine çok daha karmaşık ve çok sayıda parametreye bağlı olduğunu ortaya çıkarmıştır.

Graefenstein ve Wenzel tarafından 2003 yılında gerçekleştirilen çalışmada, girişim olayının gerçekleşmesi için farklı bir yaklaşım benimsenmiştir. Bu çalışmada bir boru üzerinde ilerleyen ses dalgaları, birden fazla sayıda ve birbirine paralel olarak uzanan alt borulara ayrılmaktadır. Bu durum sesler arasında bir yol farkı oluşturmaktadır. Tekrarlı birleşen sesler oluşturan bu yol farkından dolayı girişim yaşanmakta ve kaybolmaktadır.

Trochon tarafından 2001 yılında bir adet Herschel-Quincke tüpü ve iki adet Helmholtz rezonatörü içeren bir sistemin tasarımı yapılmıştır. Rezenatörlü ve rezonatörsüz ölçümler yapılarak susturucunun etkinliği gözlemlenmiştir. Deney sonuçları, 1.640 ile 3.400 Hz frekans aralığı için 15 dB'in üzerinde bir ses azalması sağlanabileceğini göstermiştir.

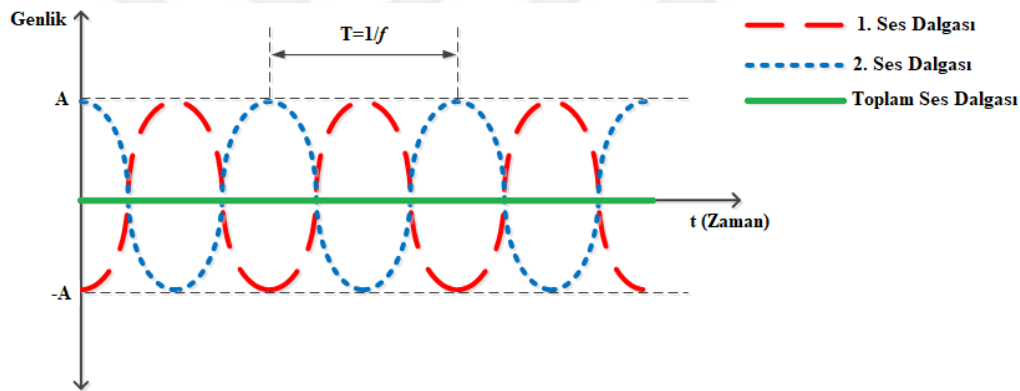
2018 yılında Kim tarafında gerçekleştirilen çalışmada, bir hoparlörü aktif bir Helmholtz rezonatörüne dönüştürmek için bir test sistemi geliştirilmiştir. Bu sistem, ses şiddetinin ve frekansının ayarlanabilir olmasını sağladığından dolayı kapsamlı deneylerin gerçekleştirilmesi için önemli bir ortam sunmuştur. Aynı yıl (2018) Mao ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada gürültü kontrolü için kapsamlı bir Helmholtz rezonatörü geliştirilmiştir. Çalışma sonucunda 120-170 Hz bandında 6 dB'lik gürültü azalması sağlandığı gösterilmiştir.

Helmholtz rezonatörünün tasarımında parametrelerin optimizasyonunu konu alan çalışmalar da süreç içinde ortaya çıkmıştır. Da-Silva ve Nunes tarafından 2016 yılında Genetik Algoritmalar kullanılarak parametre optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. 2017 yılında Caeiro ve arkadaşları tarafından Helmholtz rezonatörünün yapısal tasarım optimizasyonu için basit bir optimizasyon algoritması geliştirilmiş ve sonuçlar simülasyonu çalışmasıyla incelenmiştir.

2. SES VE SUSTURUCULAR

2.1. Ses Dalgası ve Girişim

Ses, bir ortamda dalga formunda yayılır. Diğer dalga yayılımı yapan sinyallere benzer şekilde sesin tarif edilebilmesi için, büyüklüğünü gösterecek bir genlik ve tekrarlanma sıklığını gösteren bir frekans bilgisine ihtiyaç duyulur. Ayrıca, ses matematiksel olarak tanımlanırken, genel kabul görmüş bir başlangıç anına göre faz kayması bilgisine de ihtiyaç duyulur. İki ses dalgası arasında tam bir girişim olması için iki sinyalin genlik ve frekanslarının birbirine eşit olması gerekir. Genliği eşit olan bu iki ses sinyali arasında yarım periyot faz farkı olması durumunda, iki sinyal birbirlerini tam olarak sönmeler ve ses dalgaları girişim sonucu kaybolur (Temiz, 2012). Şekil 2.1’de bu girişim olayı görülmektedir.



Şekil 2.1. İki ses dalgasının tam girişimi (Temiz, 2012)

İçten yanmalı motora sahip araçlarda gürültü; yanma, yol ve rüzgar olmak üzere üç farklı kaynaktan oluşmaktadır. Yanma kaynaklı olarak motor, güç aktarma organları, hava emiş sistemi ve egzoz gürültüleri oluşurken yol kaynaklı olarak tekerlek ve yol, rüzgâr kaynaklı olarak da aeroakustik gürültü meydana gelmektedir. Bunların haricinde tahrik kaynağına bağlı olarak, ses dalgalarının iletim yolu olan araç gövdesinde de panel ve şasi gürültüleri gibi birçok farklı gürültü oluşmaktadır. Hava emişi ve egzoz kaynaklı gürültüleri diğer gürültü tiplerinden ayıran özelliklerden en önemlisi mekanik ve fiziksel yapıları gereği bir ucu açık olacak şekilde hava ile temas halinde bulunmalarıdır. Dolayısıyla yapısal olarak izole edilerek gürültünün ortadan kaldırılması da mümkün olmamaktadır. Bu sebeple hava emiş boruları ve egzoz

borularında gürültünün azaltılabilmesi için genellikle çeşitli tiplerde susturucular kullanılmaktadır.

2.2. Susturucuların Sınıflandırılması

Susturucular temel olarak aktif ve pasif olarak iki ana bölüme ayrılabilir. Aktif susturucular sönümlenme işlemini yapabilmek için enerji harcarlar. Enerji harcanması dezavantaj olmakla birlikte ses dalgasının karakteristiğinin değişmesi durumunda kendini ayarlayarak işlevselliğini sürdürebilmesi ise önemli bir avantajdır. Pasif susturucular ise sönümlenme işlemini yaparken enerji harcamazlar. Pasif susturucuların enerji gereksinimi duymaması aktif susturuculara göre kullanımını oldukça yaygınlaştırmıştır. Ancak, değişen ses dalgasına kısmi olarak cevap vermesi bir dezavantajdır. Bu sebeple pasif susturucu kullanılması durumunda, susturucu tasarımı yapılmadan önce sönümlenmesi hedeflenen ses dalgasının detaylı bir şekilde analiz edilmesi gerekir. Pasif susturucular kendi içinde reaktif ve yutucu olmak üzere iki temel gruba ayrılır. Reaktif susturucular genellikle düşük frekanslarda daha etkilidir. Bu sebeple dar bant gürültülerin sönümlenmesinde daha çok tercih edilirler. Yutucu susturucular ise ses dalgasında bulunan enerjiyi başka enerji çeşitlerine çevirerek gürültüyü azaltılır. Çevrilen enerji genellikle ısı enerjisidir. Bu tip söndürücüler reaktif susturucuların tersine yüksek frekans ve geniş bant gürültülerinin sönümlenmesinde etkilidir. Reaktif ve yutucu tip susturucuların kendilerine has avantajları vardır. Bu avantajların bir araya getirilmesi için bu iki susturucu tipi birleştirilerek hibrit susturucular tasarlanabilir. Bu sayede düşük ve yüksek bantta etkili şekilde çalışan daha yüksek verimli susturucular elde edilebildiği için endüstride en çok hibrit susturuculardan yararlanılmaktadır.

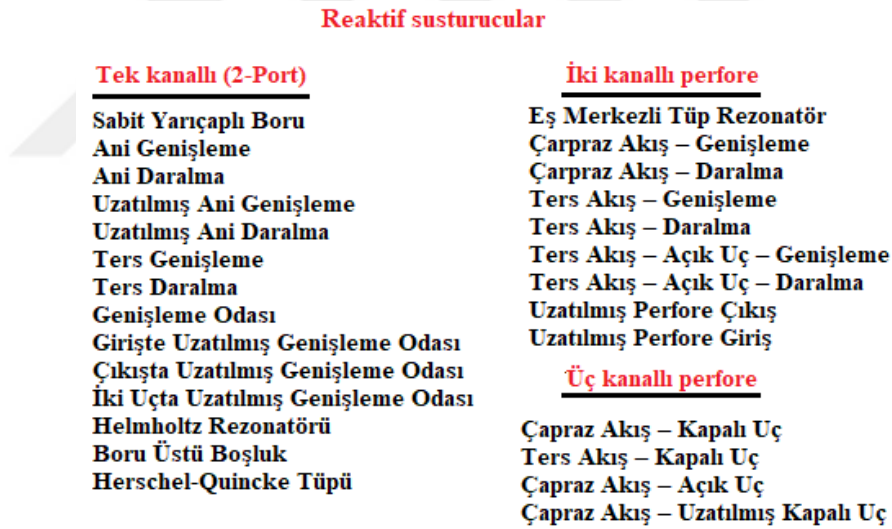
2.3. Susturucu Tasarımını Etkileyen Unsurlar

Bir susturucunun tasarımını etkileyen birçok unsur vardır. Çoğu zaman bütün hedeflerin aynı anda sağlanması mümkün değildir. Susturucunun en temel işlevi akustik sönümlenme yapmaktır. Bu sebeple susturucu tasarımında öncelikli hedef susturucunun akustik performansının yüksek olmasıdır. Bunun yanında susturucunun basınç, sıcaklık gibi kullanım esnasında ortaya çıkabilecek bazı fiziksel etkenlere karşı dayanım performansının da yeterli olması gerekmektedir. Ancak birçok yapısal kısıtın olması,

susturucu tasarımını oldukça zorlaştırmaktadır. Örneğin, bir arabada kullanılacak susturucunun boyutları, kısıtlı bir alanda beraber çalışacağı arabanın diğer aksam ve parçaları da göz önünde bulundurularak yeterince küçük olmalıdır. Tüm bunlara ek olarak susturucu maliyetinin karşılanabilir seviyede olması da önemli bir gerekliliktir (Temiz, 2012).

2.4. Reaktif Susturucu Bileşenleri

Reaktif susturucular, genellikle şekilleri dikkate alınarak sınıflandırılırlar. Şekil açısından en önemli unsur reaktif susturucuyu oluşturan kanal sayısıdır. Reaktif susturucular, tek kanallı (2-Port), iki kanallı perfore ve üç kanallı perfore olmak üzere üç başlık altında incelenebilirler. Bu reaktif susturucu sınıfları da kendi içinde alt bileşenlere ayrılır. Şekil 2.2’de reaktif susturucuların detaylı olarak sınıflandırılması verilmiştir.



Şekil 2.2. Reaktif susturucuların sınıflandırılması

Helmholtz rezonatörü, tek kanallı reaktif susturucular sınıfında yer alır ve gürültünün reaktif olarak sönümlenmesi prensibine göre çalışır. Genellikle akış sebebiyle ortaya çıkan gürültülere karşı kullanılır. Helmholtz rezonatörünün gürültü sönümlenmesinde kullanıldığı birçok başarılı çalışma (Fahy ve Schofield, 1980; Doria, 1995; Mason ve Fahy, 1988; Esteve ve Johnson, 2002; Tang, 2005; Mao ve Pietrzko, 2005; Selamet ve ark., 2005; Seo ve Kim, 2005) gerçekleştirilmiştir. Bu tez

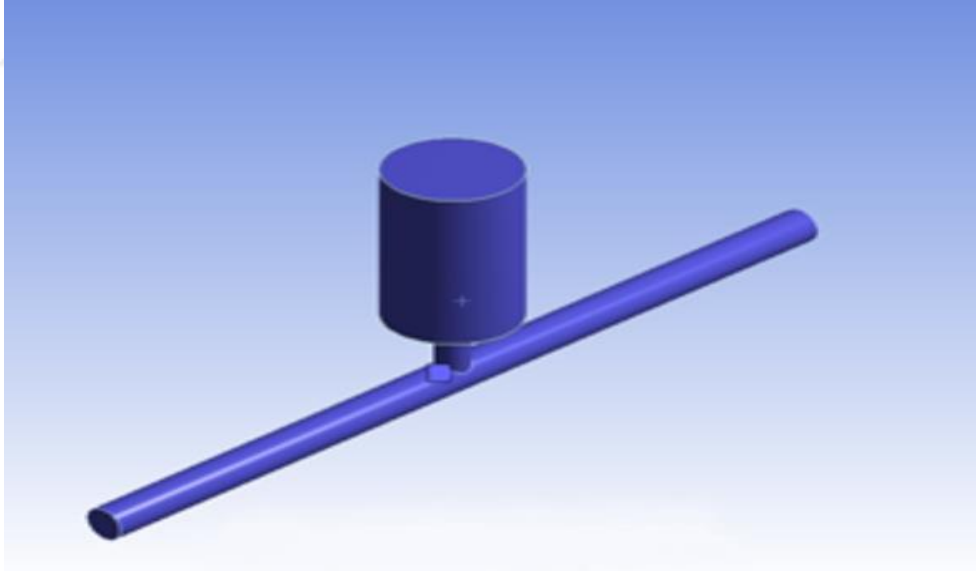
çalışmasında, endüstride yaygın bir kullanım alanına sahip Helmholtz rezonatörünün, optimizasyon algoritmaları kullanılarak parametrik optimizasyonu gerçekleştirilecektir.



3. HELMHOLTZ REZONATÖRLERİ

3.1. Helmholtz Rezonansı ve Rezonatörü

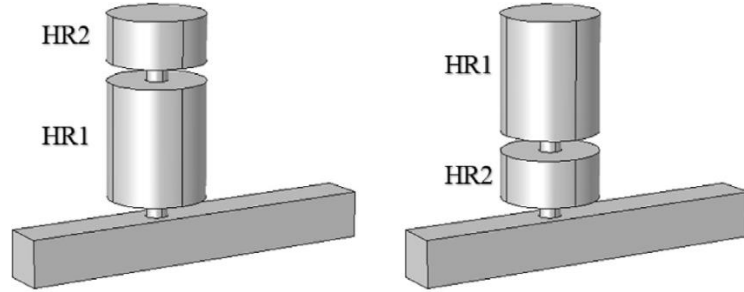
Hermann Ludwig Ferdinand von Helmholtz tarafından hava akışı olan bir ortamda, belirli bir hacme sahip boşlukların belirli bir ters akış etkisi oluşturduğu gösterilmiştir. Ters akış, ana hava akışı ile girişim yaparak rezonans oluşturmaktadır. Bu durum, Helmholtz rezonansı olarak isimlendirilmiştir. Tasarımsal açıdan Helmholtz rezonansından yararlanılabilmesi için hava akış borusu üzerine boşluk oluşturacak hacimlerin eklenmesi yeterlidir. Hava akış borusuna eklenen, boşluk oluşturacak hacme sahip sistem bileşenleri ise Helmholtz rezonatörü olarak isimlendirilir. Bu rezonatör sahip olduğu şekilsel yapıya göre tek bir ses dalga frekansında rezonansa girmekte olup etki alanı kısıtlı bir frekans aralığı olmaktadır. Bu sebeple Helmholtz rezonatörü yapısal olarak tasarlanmadan önce hava akışına sahip borusunun ürettiği ses dalgalarının ayrıntılı bir incelenmesi gerekmektedir. Tez kapsamında incelenen rezonatör modeli Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1. Helmholtz rezonatör modeli

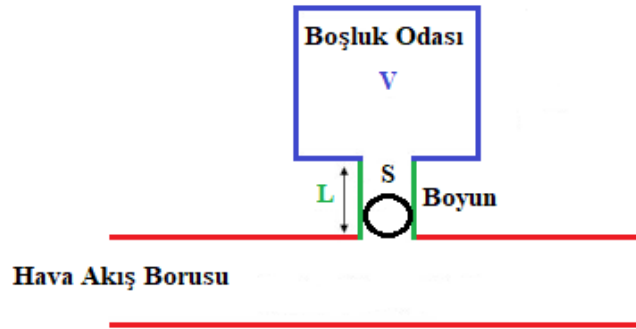
İnceleme işlemi, testlerden mikrofonlar aracılığıyla elde edilen ses dalgalarının işlenmesi şeklinde olabileceği gibi Sınır Elemanlar Metodu veya Sonlu Elemanlar Metodu gibi simülasyon teknikleri kullanılarak yapılabilir. Bu analizlerden sonra hedef gürültü frekansları belirlenir. Daha sonra varsa diğer kısıtlar da dikkate alınarak Helmholtz rezonatörü tasarımı gerçekleştirilir. Hava akışına sahip boru, çoğu zaman

çok farklı seviyelerde frekansa sahip gürültüler yayar. Bu durumda sisteme ardışık olarak birden fazla farklı tasarıma sahip Helmholtz rezonatörü yerleştirilerek ses sönümlemesi yapılabilir (Cai ve Mak, 2018). Şekil 3.2’de farklı tipte Helmholtz rezonatörü dizilimleri örnekleri görülmektedir (Cai ve Mak, 2018).



Şekil 3.2. Farklı tipte Helmholtz rezonatörü dizilimleri örnekleri (Cai ve Mak, 2018)

Helmholtz rezonatörü, hava akış boru hattına silindir şekilde bir parça ile bağlanır. Genellikle rezonatörün bu bölümü boyun olarak isimlendirilir. Boynun üst bölümünde ise belirli bir hacme sahip boşluk bulunur. Genel olarak bu boşluk da boyuna benzer olarak silindir şeklindedir. Örnek bir Helmholtz rezonatörünün gösterimi Şekil 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.3. Örnek bir Helmholtz rezonatörünün yapısı

Helmholtz rezonatörünün çalışma prensibi genel olarak bir yayın salınımına benzemektedir. Boyun ve boşluk içindeki hava arasındaki basınç farkı sürekli bir hava salınımına sebep olur. Bu salınımın frekansı, büyük ölçüde boyun bölgesindeki hava akışının hızına bağlıdır. Bu şekilde oluşturulan ters hava akışı ana hava akışındaki ses basıncını dengeleyerek gürültünün sönümlenmesini sağlamaktadır.

3.2. Helmholtz Rezonatörünün Rezonans Frekansın Hesaplanması

Newton'un ikinci hareket yasası, kuvvet, kütle ve ivme arasındaki ilişkiyi ortaya koyar. Buna göre kuvvet (F), kütle (m) ve ivme (α) arasındaki ilişki Eşitlik (3.1) ve Eşitlik (3.2)'de verilmiştir.

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (3.1)$$

$$\vec{a} = \frac{d^2 \vec{x}}{dt^2} = \frac{\vec{F}}{m} \quad (3.2)$$

Çalışma akışkanında ısı ve kütle kaybının veya kazancının olmadığı bir sistemde ideal bir gaz için termodinamik ilişki ise Eşitlik (3.3) ve Eşitlik (3.4)'de verilmiştir.

$$P \cdot V^\gamma = \text{Sabit} \quad (3.3)$$

$$\frac{P}{P_0} = \gamma \frac{\Delta V}{V} \quad (3.4)$$

Bu eşitliklerde P boyun girişindeki ses basıncını ve P_0 ise referans ses basıncını temsil etmektedir. S boyun kesit alanı ve x yer değiştirme olmak üzere bir boşluktaki hava hacminin değişimi ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta V = -Sx \quad (3.5)$$

Eşitlik (3.5), Eşitlik (3.4)'de yerine yazılırsa, boyun girişindeki hava basıncı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$P = \gamma \frac{SxP_0}{V} \quad (3.6)$$

Yer değiştirme, açısal hız, kuvvet-basınç ilişkisi ve akustik kütle kavramlarının matematiksel karşılıkları sırasıyla Eşitlik (3.7) ile (3.10) arasında verilmiştir.

$$x(t) = e^{i\omega t} \quad (3.7)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (3.8)$$

$$F = PS = \gamma \frac{SxP_0}{V} S = \gamma \frac{S^2 x P_0}{V} \quad (3.9)$$

$$m = \rho v = \rho SL \quad (3.10)$$

Yukarıdaki eşitliklerde verilen terimler Eşitlik (3.2)'de yerine yazılırsa ivme ifadesi Eşitlik (3.11)'deki gibi elde edilir. Rezonatör doğal frekansı ve ses hızına ait matematiksel ifadeler ise sırasıyla Eşitlik (3.13) ve Eşitlik (3.14)'de verilmiştir.

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = (i\omega)^2 e^{i\omega t} = \frac{\gamma \frac{S^2 x P_0}{V}}{\rho SL} = \frac{\gamma S P_0}{\rho VL} e^{i\omega t} \quad (3.11)$$

$$-\omega^2 = \frac{\gamma S P_0}{\rho VL} \quad (3.12)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma S P_0}{\rho VL}} \quad (3.13)$$

$$c = \sqrt{\gamma \frac{P_0}{\rho}} \quad (3.14)$$

Eşitlik (3.13) ile verilen ses hızı ifadesi, Eşitlik (3.14)'de yerine yazılırsa rezonatör doğal frekansı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma S P_0}{\rho VL}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\gamma \frac{P_0}{\rho}} \sqrt{\frac{S}{VL}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{VL}} \quad (3.15)$$

Yukarıdaki eşitlik incelendiğinde bir Helmholtz rezonatörünün rezonans frekansının, boyun kesit alanı ile doğru orantılı, boşluk hacmi ve boyun uzunluğu ile ters orantılı olduğu görülmektedir.

3.3. Helmholtz Rezonatörlerinde Kullanılan Temel Terimler

Gürültü kontrolü ve sönümlenme çalışmalarında kullanılan cihaz ve elemanların performanslarının analiz edilmesi amacıyla bazı temel terimler belirlenmiş, böylece bu

cihaz ve elemanların kolayca karşılaştırılabilmesi mümkün hale getirilmiştir. Bu amaçla oluşturulan temel terimlerden ilki *iletim kaybıdır*. İletim kaybı, bir kaynaktan çıkan ses dalgasının yoğunluğunda, yayılma veya emilim sebebiyle meydana gelen akustik azalma olarak açıklanabilir.

Performans analizinde kullanılan ikinci temel terim ise *akustik empedanstır*. Genel olarak ses dalgasının yayılma esnasında karşılaştığı direnç olarak tanımlanabilir. Matematiksel olarak akustik basıncın, ortamdaki akustik hıza bölünmesiyle hesaplanır. Bu sebeple akustik empedans ses dalgasının frekansına bağlıdır. Helmholtz rezanatorünün yapısı gereği farklı konumlarındaki akustik empedanslar birbirinden farklıdır. Bu durum ana dalgaının bir kısmının, akustik empedans farkından kaynaklı olarak geri yansıtılmasına sebep olur. Yansıtılan ses dalgası ana ses dalgası ile girişim yaparak sönümlenme sağlar (Seo ve Kim, 2005). Bu durum Helmholtz rezanatorü sayesinde ilave bir enerji harcanmadan gürültünün elimine edilebilmesini sağlar. A , B ve C sırasıyla gelen, yansıyan ve iletilen dalgaların skaler büyüklükleri olmak üzere ses basıncı;

$$P_1 = (Ae^{-jkx} + Be^{-jkx}), P_2 = Ce^{-jkx} \quad (3.16)$$

ve hacim hızı;

$$U_1 = \frac{1}{Z}(Ae^{-jkx} + Be^{-jkx}), U_2 = \frac{1}{Z}(Ce^{-jkx}) \quad (3.17)$$

şeklinde hesaplanır.

Dalga sayısı ve bir hava kanalının akustik empedansı sırasıyla Eşitlik (3.18) ve Eşitlik (3.19) kullanılarak hesaplanabilir.

$$k = \frac{2\pi f}{c} \quad (3.18)$$

$$Z = \frac{\rho c}{S} \quad (3.19)$$

Bu eşitliklerde S yüzey alanını, ρ havanın yoğunluğunu ve c ses hızını ifade etmektedir.

Şekil 3.4'de iletim kaybı ve akustik empedans hesaplarında kullanılan temel değişkenlerin, Helmholtz rezanatorü üzerindeki gösterimi yer almaktadır.

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{A}{C} \right| = 20 \log_{10} \left| \frac{T_{11} + \frac{T_{12}}{Z} + T_{21}Z + T_{22}}{2} \right| \quad (3.24)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Eşitlik (3.20) ve Eşitlik (3.24) birleştirildiğinde, bir akış kanalına bağlı rezonatörün iletim kaybı ifadesi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{2 + Z \left(\frac{1}{-jZ_c \cot kh + Z_h} \right)}{2} \right| \quad (3.25)$$

3.4. Helmholtz Rezonatörlerinin Analizinde Kullanılan Deneysel Yaklaşımlar

Helmholtz rezanatorünü teorik olarak inceleyen çalışmalara paralel olarak deneysel olarak inceleyen çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Bu süreçte deneysel uygulamaların yapılabileceği farklı birçok test düzeneği ve ölçüm yaklaşımı ortaya çıkmıştır. Deneysel düzeneklerde en temel gereklilikler; istenilen genlik ve frekans, dalga formunda ses dalgası üretebilecek bir kaynak ve ortamdaki ses dalgasının genlik, frekans ve dalga formu bilgisini ölçebilecek sensörlerdir. Deneysel sonuçların değerlendirilmesi için belirli bazı ölçüm parametrelerinden yararlanır. Bu aşamada, *Desibel (dB)* deneylerde kullanılan en önemli parametrelerden birisidir. Desibel, akustik güç ve akustik yoğunluk gibi iki fiziksel büyüklüğün oranının 10'luk tabanda logaritmik olarak ifade edilmesidir (Michael ve Audrey, 2000). Karşılaştırılan fiziksel büyüklükler güç cinsinden ise doğrudan kendileri, genlik cinsinden ise karelerinin oranları logaritma işleminde kullanılır. Güç ve genlik kullanılarak Desibel hesaplanması Eşitlik (3.26) ve Eşitlik (3.27)'de verilmiştir.

$$dB = 10 \log \frac{P_1}{P_r} \quad (3.26)$$

$$dB = 10 \log \frac{A_1^2}{A_r^2} = 20 \log \frac{A_1}{A_r} \quad (3.27)$$

Bu eşitliklerde, P_I ölçülen güç değerini ve P_r referans güç değerini ifade ederken benzer şekilde A_I ölçülen genliği ve A_r de referans genliği temsil etmektedir.

Helmholtz rezanatorünün deneysel uygulamalarının gerçekleştirilmesinde kullanılan en temel platform empedans tüpüdür. Empedans tüpü genellikle; ses kaynağı, kanal, susturucu, rezonatör gibi akustik elemanların iletim kaybını ölçer. Ayrıca, bazı küçük malzeme ve elemanların ses emilim özelliklerinin tespiti ve ölçülmesinde kullanılır. Deneysel ölçümlerin doğruluğunu yükseltmek için deney sistemi dış ortamdan izole edilir. Bu sebeple ses geçirmez, kalın çelik veya eşdeğeri bir malzemeden üretilir. Şekil 3.5’de örnek empedans tüplerine ait görseller yer almaktadır.



Şekil 3.5. Örnek empedans tüpü görselleri (AED-Acoustic Engineering Dresden)

4. OPTİMİZASYON

Optimizasyon, eldeki kaynak ve imkanların en etkili şekilde değerlendirilmesi olarak tarif edilebilir. Bu durumun matematiksel karşılığı ise herhangi bir fonksiyonun ekstremum noktalarına ulaşarak talebe göre maksimum veya minimum sonucu vermesinin sağlanmasıdır. Optimizasyon kavramının önemi sanayi devrimi ve endüstrileşme hareketlerine paralel olarak giderek artmıştır. Kaynakların sınırlı olması ve firmalar arasındaki rekabetin artması; en az kaynak, enerji ve iş gücü harcayarak en uygun ürün veya sonuçların elde edilmesini zorunlu kılmaktadır. Bu durum, optimizasyonun hayatımızın hemen hemen her alanda karşımıza çıkmasına sebep olmaktadır (Kara, 1986; Koyuncu, 2013).

Optimizasyonun son yıllarda gelişiminde bilgisayar teknolojisinde yaşanan hızlı gelişimin de etkisi vardır. Gelişmiş bilgisayarlar, insanoğlunun el yordamıyla yıllar içinde yapamayacağı matematiksel hesaplamaları çok kısa süreler içinde sonuçlandırmaya başlamıştır. Bu durum karşılaşılan herhangi bir sorunun matematiksel olarak modellenmesinden sonra bilgisayarlar vasıtasıyla çözümlenmesi ve sonuçların gerçek hayata uygulanmasına olanak sağlamıştır. Ayrıca, söz konusu sayısal modellemenin süreç içinde doğrusal yerine çok daha karmaşık şekillerde yapılmaya başlanması daha iyi sonuçların elde edilmesini sağlamıştır (Koyuncu, 2013).

Optimizasyon bir işin sadece yapılmasına değil aynı zamanda en iyi şekilde yapılmasına odaklanır. Çoğu zaman bir işin en iyi şekilde yapılmasının birçok yöntemi vardır. Ancak bu yöntemlerin ortaya çıkarılması uzun zaman alabilir. Optimizasyon, bu en iyi yöntemleri ortaya çıkarır ve kullanımımıza sunar. Bu açıdan optimizasyon başta mühendislik sorunları olmak üzere hayatta karşılaşılan her türlü konuya uygulanabilir. İnşaatta kullanılacak beton tipinin seçilmesinden bir enerji nakil hattında kullanılacak iletken tipinin belirlenmesine kadar karar alınması veya seçim yapılması gereken her konuda optimizasyon kullanılabilir (Koyuncu, 2013).

4.1. Optimizasyon Teknikleri

Optimizasyon, bir probleme karşı uygulanabilecek seçenekler kümesinden en uygun olanının seçilme sürecidir. Yoğunluklu işlemlerde kısa sürede sonuç almak için genellikle sezgisel optimizasyon algoritmalarından yararlanır. Sezgisel optimizasyon

algoritmaları ise toplam altı başlık altında incelenebilir (Koyuncu, 2013). Bu başlıklar şu şekildedir:

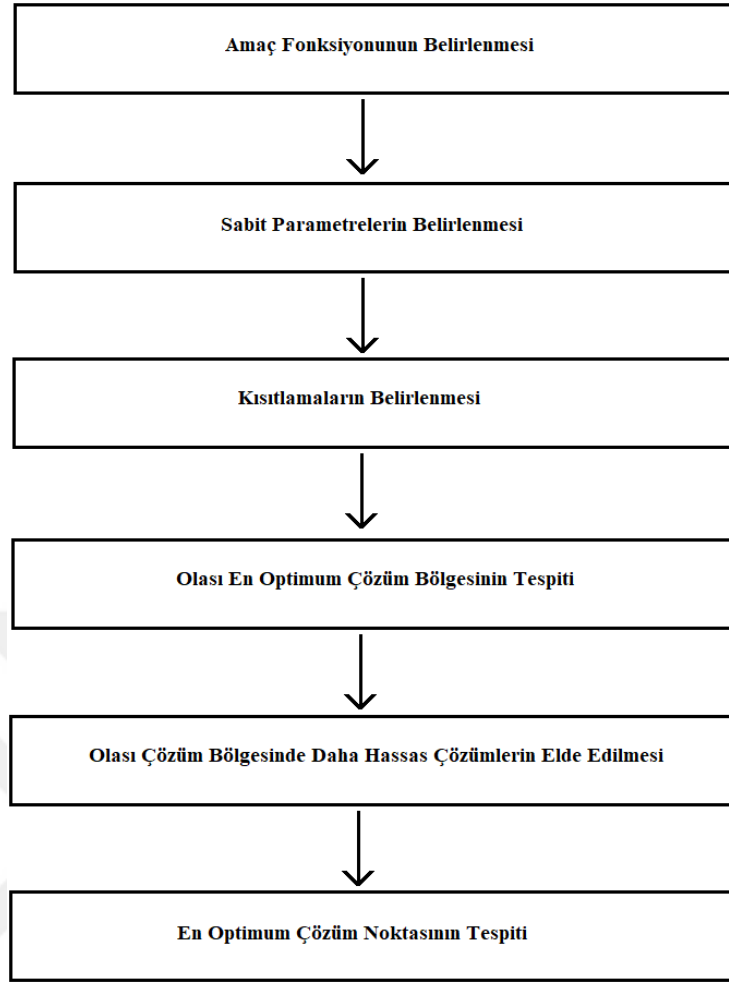
- Biyoloji temelli algoritmalar
- Fizik temelli algoritmalar
- Sürü zekâsı temelli algoritmalar
- Sosyal temelli algoritmalar
- Müzik temelli algoritmalar
- Kimya temelli algoritmalar

Sürü zekâsını esas alan optimizasyon yöntemleri karınca, balık veya kuş gibi hayvan sürülerinin davranışları gözlemlenerek oluşturulmuştur (Koyuncu, 2013). Optimizasyon yöntemlerinin en fazla öne çıkanları; benzetilmiş tavlama, diferansiyel evrim, karınca kolonisi, parçacık sürü, yapay bağışıklık ve temel tabu arama algoritmasıdır.

4.2. Tez Çalışmasında Kullanılan Optimizasyon Yaklaşımı

Tez çalışmasında optimize edilmesi hedeflenen amaç fonksiyonu logaritmik bir yapıda olmasının yanında içinde birçok üstel ve kesirli ifade barındırmaktadır. Bu durum, amaç fonksiyonunun beklenmedik davranışlar göstermesine neden olmakta ve optimizasyonunu zorlaştırmaktadır. Bu sebeple, akış diyagramı Şekil 4.1’de verilen iki aşamalı bir optimizasyon yaklaşımı geliştirilmiştir.

İş akışındaki ilk adım, amaç fonksiyonunun uygun şekilde belirlenmesidir. Amaç fonksiyonu, doğrusal olmayan yaklaşımlar yardımıyla, belirli bir kısıtlanmış bölge içinde veya sonsuz çözüm kümesi içinde minimize veya maksimize edilmesi hedeflenen yani optimize edilen eşitlik olarak ifade edilebilir. Optimizasyon çalışmasının ilk adımında yapılması istenen işleme uygun amaç fonksiyonu belirlenmiştir. Bu çalışmadaki amacımız tasarımsal olarak değiştirilebilecek rezonatör parametrelerini, maksimum iletim kaybını elde edilecek şekilde belirlemektir. Bu doğrultuda tez kapsamında kullanılan amaç fonksiyonu Eşitlik (4.1)’de verilmiştir.



Şekil 4.1. Tez çalışma kapsamında kullanılan optimizasyon yaklaşımı

$$AF = 10 \cdot \log \left[1 + \left[\frac{a}{2A \left(\frac{f}{b} - \frac{b}{f} \right)} \right]^2 \right] \quad (4.1)$$

Bu eşitlikteki a ve b terimlerinin açılımlarıysa sırasıyla Eşitlik (4.2) ve Eşitlik (4.3)'de verilmiştir.

$$a = \sqrt{(\pi r^2) V / l} \quad (4.2)$$

$$b = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{V(l + 1,4 \cdot r)}} \quad (4.3)$$

Eşitlik (4.1)-Eşitlik (4.3)'de f çalışma frekansını, A ana boru kesit alanını, r rezonatörü boyun yarıçapını, l boyun uzunluğunu, V rezonatörü hacmini ve c ses hızını ifade etmektedir.

Optimizasyonun ikinci adımında amaç fonksiyonunda yer alan parametrelerden hangilerinin sabit, hangilerinin değişken olarak alınacağına karar verilmiştir. Rezonatörden çok rezonatörün bağlanacağı aracın tasarımına bağlı olduğu için çalışma frekansı, ana boru kesit alanı ve boyun uzunluğu parametreleri sabit kabul edilmiş, rezonatörü tasarımına bağlı olan boyun yarıçapı ve hacim parametreleri ise değişken olarak alınmıştır. Bu durumda optimizasyonun amacı, Eşitlik (4.1)'de verilen amaç fonksiyonunu maksimize edecek rezonatör boyun yarıçapı ve rezonatör hacmi değerlerini belirlemektir.

Optimizasyon işlemine geçmeden önce değişkenler için en uygun arama uzayını belirlemek hesaplama yükü ve zamanının azaltılması bakımından önemlidir. Dolayısıyla optimizasyonun üçüncü aşamasında değişken alt ve üst limitleri belirlenmiştir. Bu kısımda tasarımsal kısıtlardan yararlanılmıştır. Boyun yarıçapının ana boru yarıçapından büyük olmaması tasarım açısından önemli bir gerekliliktir. Bu durum, boyun yarıçapı için bir üst limit olarak kullanılmıştır. Boşluk hacminin, rezonatörün bağlanacağı alana uygun ölçülerde olması ise bir diğer tasarımsal gerekliliktir. Bu sebeple boşluk hacmi, tasarıma uygun olacak şekilde bir üst limitle sınırlandırılmıştır. Alt ve üst limitlerin belirlenmesiyle ilgili bilgiler bir sonraki bölümde daha ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Optimizasyon çalışmasının dördüncü adımında amaç fonksiyonu, sabit parametreler ve kısıtlar dikkate alınarak optimum çözüme en yakın çözüm kümesinin bulunması amacıyla çeşitli çözüm kümeleri oluşturulmuştur. Bu aşamada çok hassas olmayan bir şekilde, uzunluk değişkenleri santimetrenin yüzde biri, hacim değişkenleri ise santimetreküp adımla değiştirilmiştir. Böylece, bütün çözüm bölgeleri için hassas bir arama yapmak yerine olası en iyi çözümü kapsayan daha küçültülmüş bölgeler için hassas bir arama gerçekleştirilecektir. Bu durum, işlem yükünde ve zamanında önemli ölçüde bir azalma sağlamıştır.

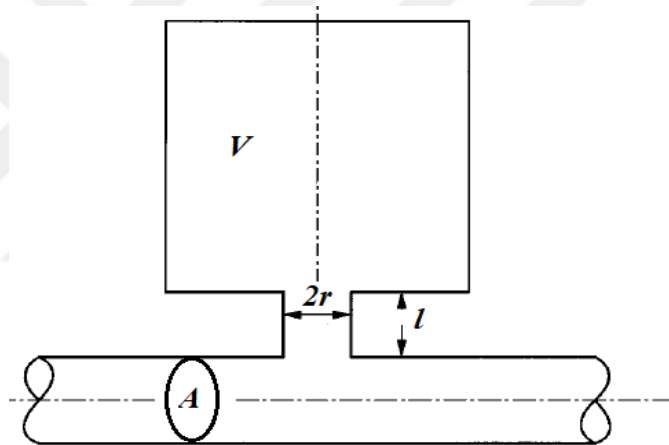
Daha sonraki adımda bir önceki adımda belirlenen optimum çözüm kümeleri etrafında bir yeni arama alanı belirlenmiştir. Bu arama alanı içinde arama hassasiyeti artırılarak yeni çözümler aranmış ve en iyi sonuç bulunmuştur. Bu aşamada uzunluk cinsinden değişkenler santimetrenin binde biri hassasiyetle, hacim cinsinden değişkenler ise santimetre küpün onda biri hassasiyetle değiştirilmiştir.

Tez çalışması kapsamında yararlanılan basit ama etkili bu optimizasyon yaklaşımının kullanılmasının en temel sebeplerinden bir tanesi Helmholtz rezanatoründe rezonans olayının birden çok parametre kombinasyonu için gerçekleşmesidir. Rezonansın yakalandığı parametrelerde hassasiyeti artırıldıkça amaç fonksiyonu sonucu sonsuza doğru gitmektedir. Bu sebeple, Parçacık Sürü Optimizasyonu gibi yaklaşımlar kullanılarak optimizasyon yapılması ve sonuçların elde edilmesi zorlaşmakta ve uzun süreler almaktadır. Tez çalışması kapsamında kullanılan yaklaşımda ise sadece bir parametre kombinasyonuna odaklanıldığı için kısa sürede iyi sonuçlar elde edilmiştir.



5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Optimize edilen rezonatörün akustik performansının kıyaslanabilir olması bakımından tez kapsamında gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarında, literatürdeki referans çalışmalardan birisinde kullanılan ve Şekil 5.1’de verilen Helmholtz rezonatör modeli temel alınmıştır. Bu model öncelikle Selamet vd. (1997b) tarafından ve daha sonra Farooqui (2012) tarafından kullanılmıştır. Selamet vd. (1997b) çalışmalarında Şekil 5.1’de verilen rezonatörü hem deneysel hem de teorik olarak incelemiştir. Öncelikle söz konusu rezonatöre ait matematiksel modeli oluşturmuş ve simülasyon çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Daha sonra elde edilen simülasyon sonuçlarını deneysel sonuçlarla karşılaştırarak oluşturdukları matematiksel modelin doğruluğunu ortaya koymuşlardır.



Şekil 5.1. Referans Helmholtz rezonatorü (Selamet ve ark., 1997(b))

Selamet vd. ve Farooqui tarafından gerçekleştirilen bu çalışmalarda ortaya konan teorik formüllerin birleştirilmesi sonucunda, Helmholtz rezonatörüne ait rezonans frekansı ve iletim kaybına ait formüller sırasıyla Eşitlik (5.1) ve Eşitlik (5.3)’deki gibi elde edilebilir. Helmholtz rezonatorünü oluşturan boşluk ve boyun kısmının silindirik bir yapıda olacağı varsayılırsa, bu formüllerdeki temel değişkenler; boyun yarıçapı (r), boyun uzunluğu (l), boşluk hacmi (V), rezonatöre bağlanan ana borunun kesit alanı (A) ve çalışma frekansı (f) olarak sıralanabilir.

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{V(L+1.4r)}} \quad (5.1)$$

$$TL = 10. \log \left[1 + \left[\frac{\sqrt{(\pi r^2)V/l}}{2A \left(\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right)} \right]^2 \right] \quad (5.2)$$

$$TL = 10. \log \left[1 + \left[\frac{\sqrt{(\pi r^2)V/l}}{2A \left(\frac{f}{\frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{V(L+1,4,r)}}} - \frac{\frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{V(L+1,4,r)}}}{f} \right)} \right]^2 \right] \quad (5.3)$$

Gerçek uygulamalarda rezonatöre bağlanan ana borunun kesit alanı ve çalışma frekansı optimize edilebilecek değişkenler değildir. Çünkü bu değişkenler doğrudan ihtiyaca göre belirlenir. Örneğin, bir arabanın egzoz borusunun uzunluğu ve yarıçapı, çok daha önceden arabanın tasarım aşamasında belirlenmiştir. Bir araba tarafından yayılan gürültünün frekansı ise tamamen arabanın motor ve diğer aksamının tasarımına bağlıdır. Dolayısıyla arabanın tasarımından bağımsız olarak sadece rezonatör tasarımında optimize edilebilecek parametreler; rezonatörün boyun yarıçapı (r), boyun uzunluğu (l) ve boşluk hacmi (V) olarak sıralanabilir.

Bu tez çalışmasında, Şekil 5.1’de görülen Helmholtz rezonatör modeli, belirli bir çalışma frekansı için en yüksek iletim kaybını sağlayacak şekilde optimize edilmiştir. Optimizasyon çalışmasında rezonatöre ait ana boru kesit alanı (A), çalışma frekansı (f) ve boyun uzunluğu (l) sabit kabul edilirken, değişken olarak kabul edilen boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmi (V) ise iletim kaybı (TL) değerini maksimum yapacak şekilde optimize edilmiştir.

5.1. Simülasyon Sonuçları

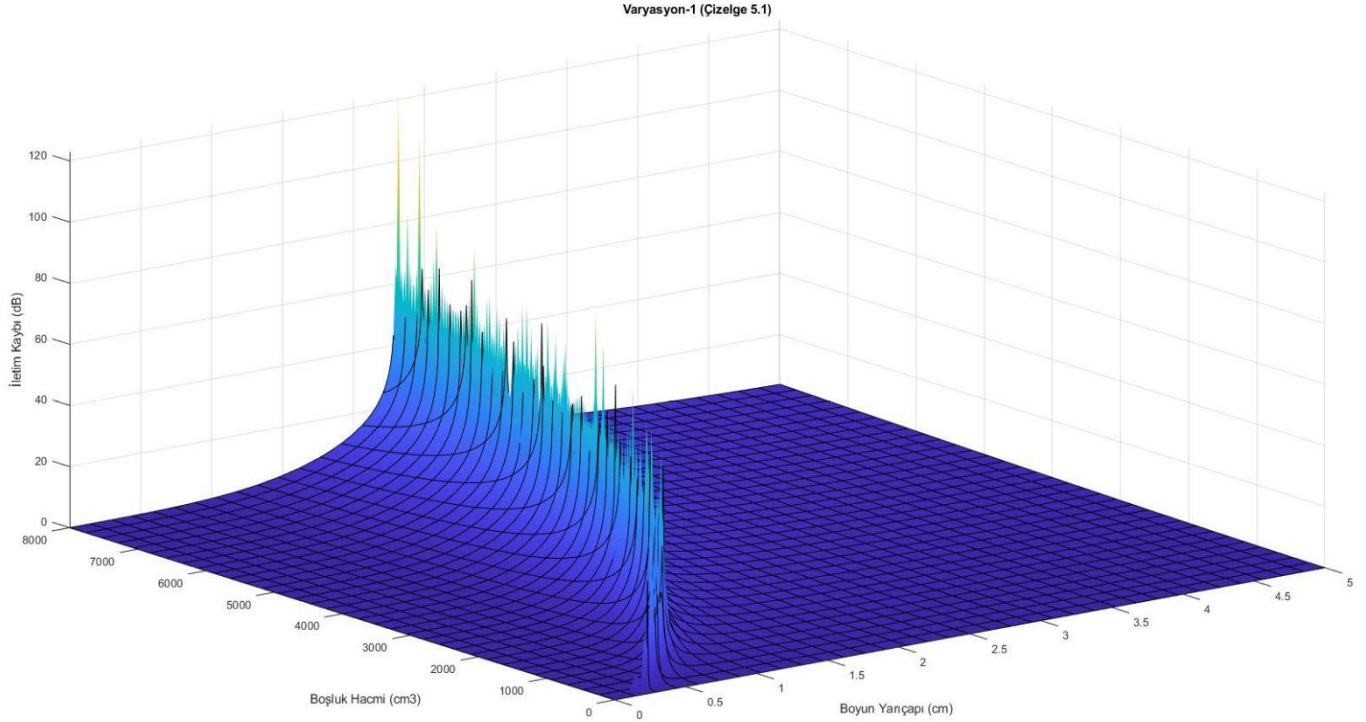
Optimizasyon algoritması ve simülasyon çalışmaları Matlab 2020(b) yazılımı kullanılarak Intel(R) i7 9700 işlemciye ve 16 GB Ram sahip bir bilgisayarda gerçekleştirilmiştir. Kullanılan optimizasyon algoritması tezin “Ekler” bölümünde verilmiştir. Simülasyon çalışmalarında ses hızı (c) 34320 cm/s ve π sayısı ise 3.14159 olarak hesaplamalara dâhil edilmiştir.

Optimizasyon çalışmasına geçmeden önce rezonatörün boyun yarıçapındaki (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına etkisi incelenmiştir. Bunun için

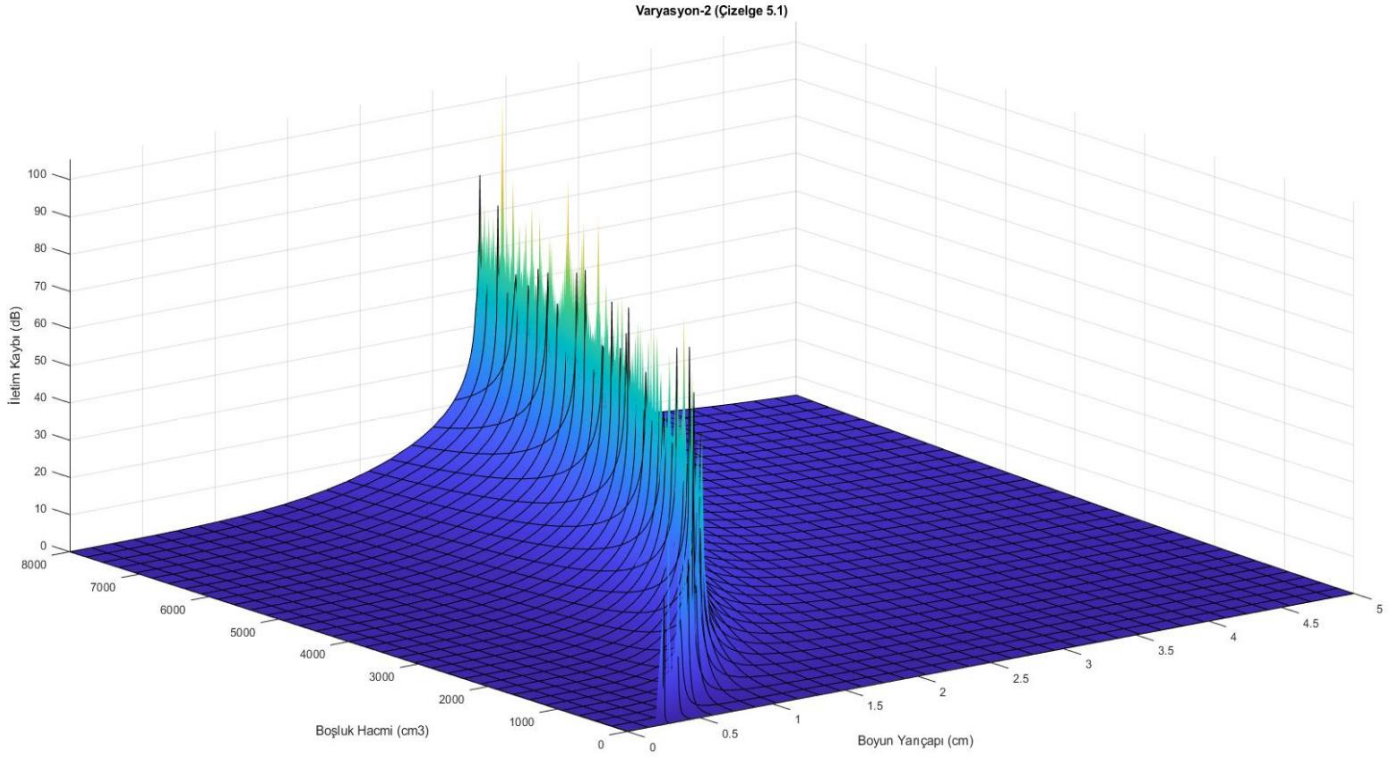
sabit parametreler olan boyun uzunluğunun (l), ana boru kesit alanının (A) ve çalışma frekansının (f) Çizelge 5.1’de verilen altı farklı varyasyonu kullanılmıştır. Bu sabit parametre varyasyonları için boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına (TR) etkisi sırasıyla Şekil 5.2 ile Şekil 5.7 arasında verilen üç eksenli grafiklerde görülmektedir.

Çizelge 5.1. Örnek bir çalışma frekansı, boyun uzunluğu ve ana boru kesit alanı parametre varyasyon listesi

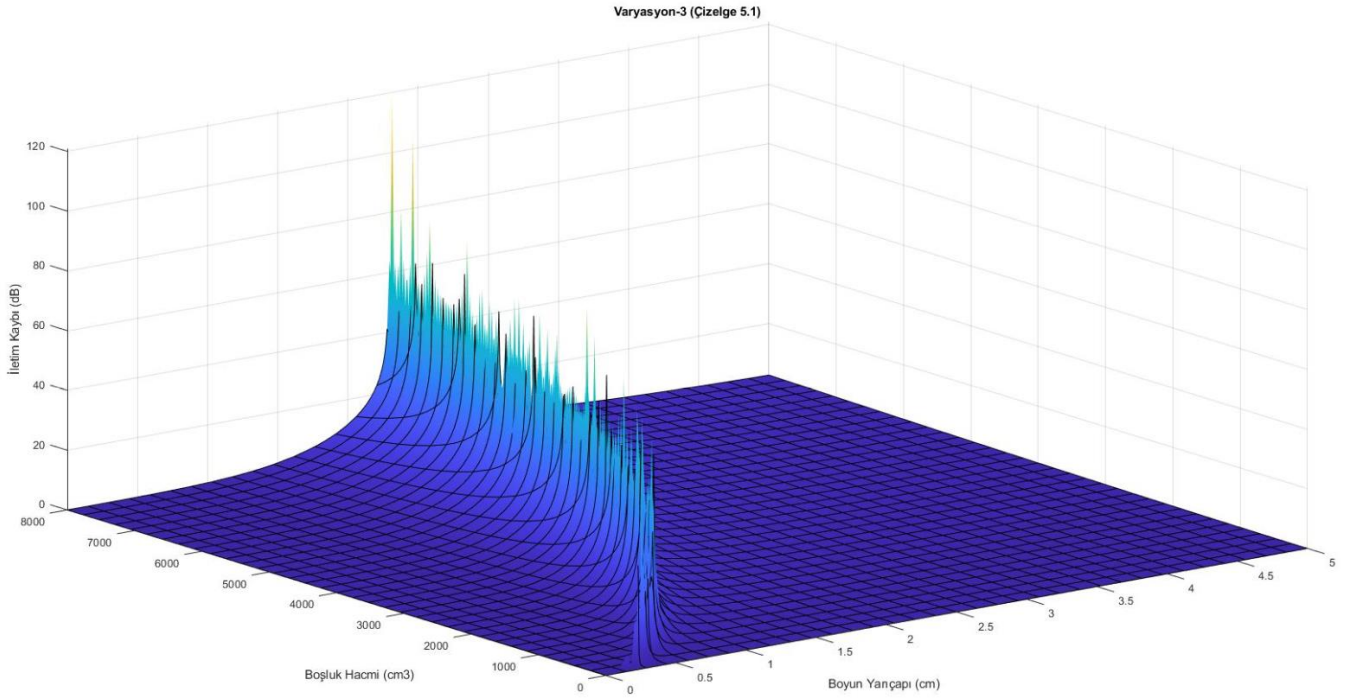
Varyasyon	Sabit Parametreler		
	Boyun uzunluğu (l)	Ana boru kesit alanı (A)	Çalışma frekansı (f)
1	4 cm	50 cm ²	80 Hz
2	6 cm	50 cm ²	80 Hz
3	4 cm	80 cm ²	80 Hz
4	6 cm	80 cm ²	80 Hz
5	4 cm	110 cm ²	80 Hz
6	6 cm	110 cm ²	80 Hz



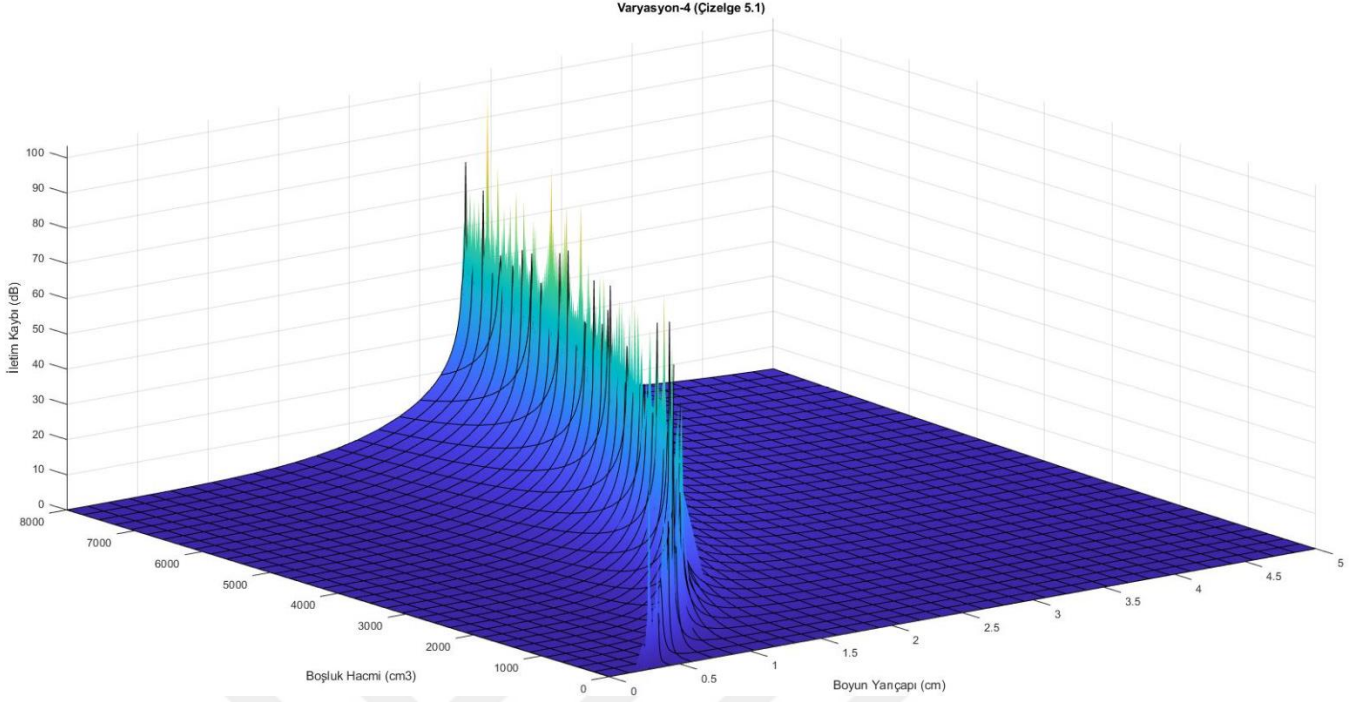
Şekil 5.2. Çizelge 5.1 Varyasyon-1 durumunda boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına (TL) etkisi



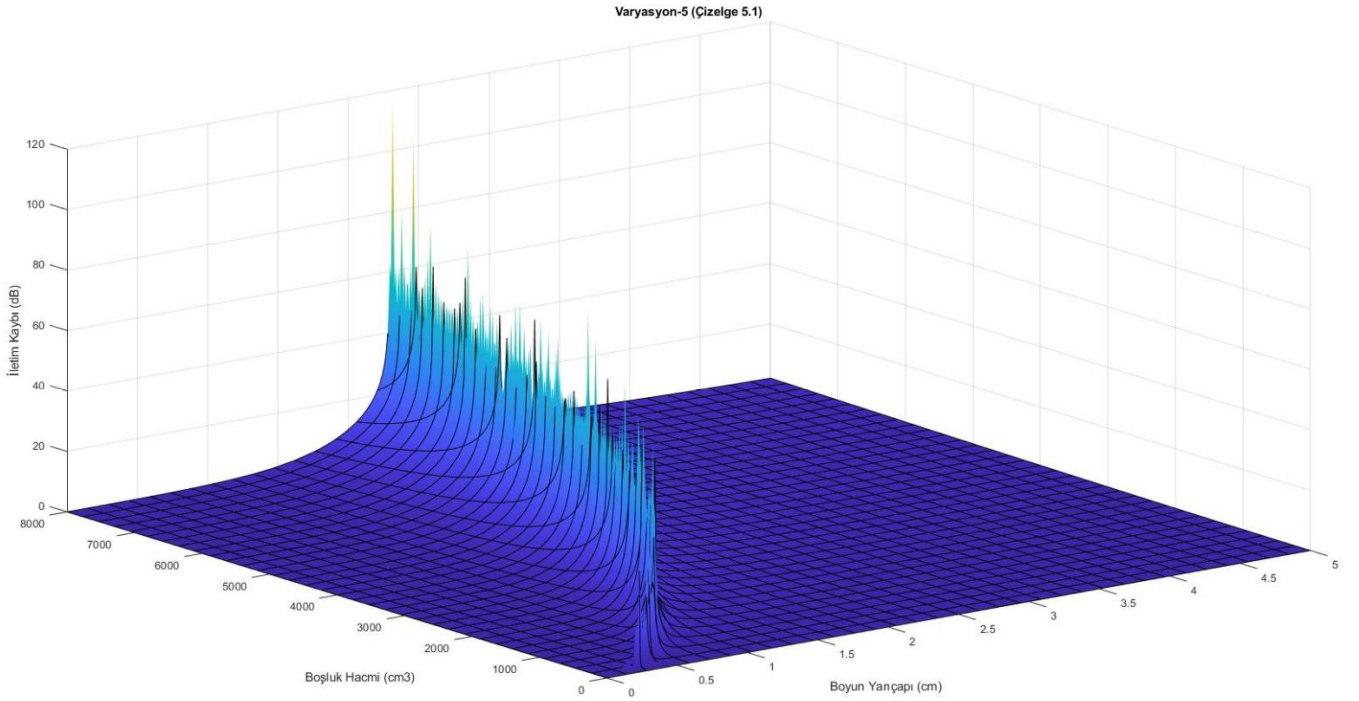
Şekil 5.3. Çizelge 5.1 Varyason-2 durumunda boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına (TL) etkisi



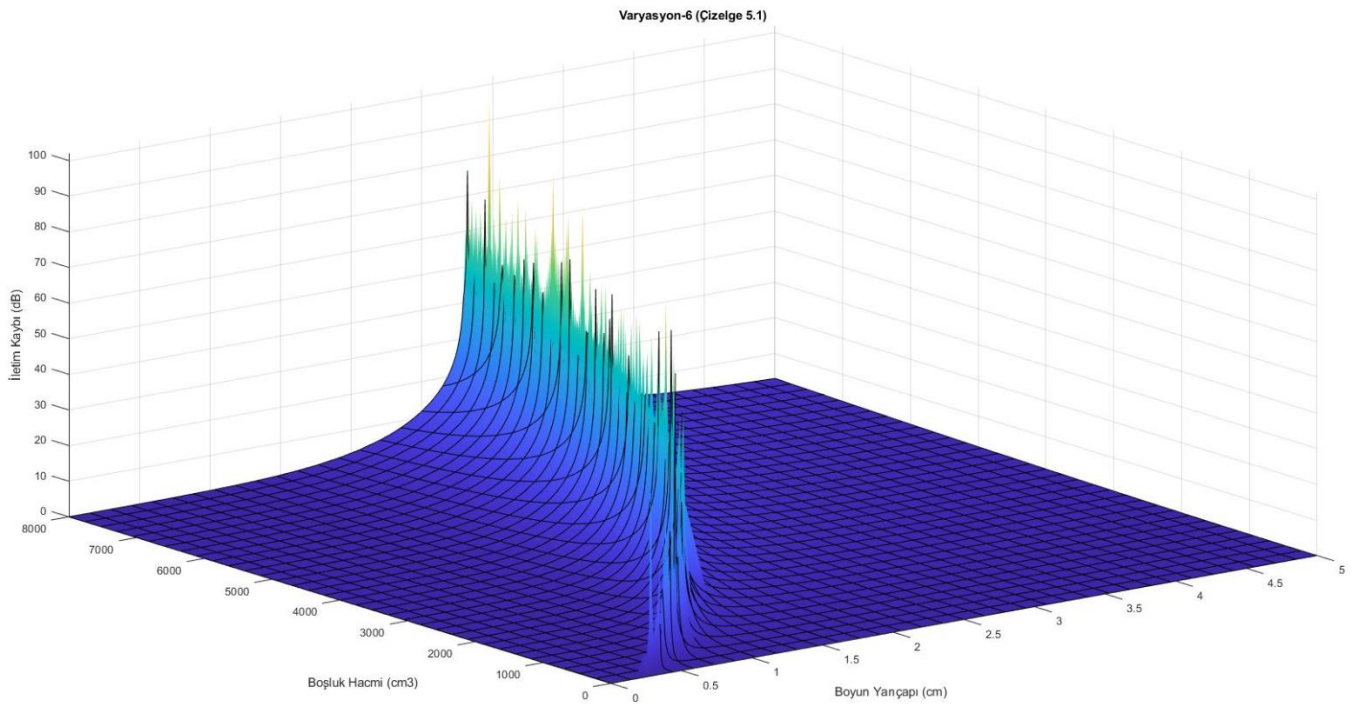
Şekil 5.4. Çizelge 5.1 Varyason-3 durumunda boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına (TL) etkisi



Şekil 5.5. Çizelge 5.1 Varyason-4 durumunda boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına (TL) etkisi



Şekil 5.6. Çizelge 5.1 Varyason-5 durumunda boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına (TL) etkisi



Şekil 5.7. Çizelge 5.1 Varyasyon-6 durumunda boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmindeki (V) değişimin iletim kaybına (TL) etkisi

Şekil 5.2 ile Şekil 5.7 arasında verilen üç boyutlu grafikler incelendiğinde Eşitlik (5.3)'de yer alan iletim kaybı fonksiyonunun beklenmedik davranışlar sergilediği görülmektedir. Bu açıdan söz konusu eşitliğin, optimize edilmesi zor bir fonksiyon içerdiği söylenebilir. Bu zorluğun azaltılması için çözümde kullanılacak bazı sınır koşulların belirlenmesi işlemleri kolaylaştıracak önemli bir etkidir. Bu kapsamda, boyun elamanının ana boru üzerine oturabilmesi için maksimum ana boru yarıçapı değeri kadar bir yarıçapa sahip olması gerekmektedir. Bu durum optimize edilecek değişkenlerden boyun yarıçapı için bir sınır koşul oluşturmaktadır. Yani boyun yarıçapı sıfır değerinden büyük, ana boru yarıçapından ise küçük veya eşit olmalıdır. Optimize edilecek ikinci değişken olan rezonatör hacmi için sınır şartları ise tasarımsal gerekliliklere göre belirlenmiştir. Rezonatörler araç tasarımı yapıldıktan sonra sabit ve değiştirilemez bir alana bağlanmak zorundadır. Dolayısıyla rezonatör hacminin kısıtlı bir alana sığabilecek kadar küçük olması şarttır. Bu tasarımsal gereklilik ikinci sınır şartı olarak kabul edilmiş ve boşluk hacminin üst limiti 8000 cm^3 olarak belirlenmiştir.

Alt ve üst sınır değerleri belirlendikten sonra 70 Hz, 80 Hz ve 88 Hz olmak üzere üç farklı çalışma frekansı için sırasıyla Çizelge 5.2, Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4'de

verilen sabit parametre varyasyonları kullanılarak rezonatör boyun yarıçapı ve boşluk hacmi optimize edilmiştir. Ayrıca, sabit parametreler ve optimize edilen parametreler için maksimize edilmiş iletim kaybı hesaplanmıştır.

Çizelge 5.2’de çalışma frekansının 70 Hz olması durumunda 6 farklı sabit parametre varyasyonu için optimizasyon sonuçları ve bu sonuçlar kullanılarak hesaplanan maksimum iletim kaybı değerleri verilmiştir. Benzer şekilde Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4’de çalışma frekansının 80 Hz ve 88 Hz olması durumu için sonuçlar görülmektedir.

Çizelge 5.2 incelendiğinde, aynı boyun uzunluğu ve çalışma frekansı değerleri için yapılan optimizasyon sonucunda elde edilen boyun yarıçapı ve boşluk hacmi değerlerinin aynı olduğu görülmektedir. Ancak Varyasyon 1, Varyasyon 3 ve Varyasyon 5’de sırasıyla 50 cm², 80 cm² ve 110 cm² olarak alınan ana boru kesit alanları için iletim kaybı değerleri sırasıyla 67,84 dB, 65,80 dB ve 64,41 dB olarak hesaplanmıştır. Varyasyon 2, Varyasyon 4 ve Varyasyon 6 için de aynı karakteristiği gösteren iletim kaybı değerleri sırasıyla 68,28 dB, 66,24 dB ve 64,86 dB olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.2. Çalışma frekansının 70 Hz olması durumu için varyasyonlar ve optimizasyon sonuçları

Varyasyon	Sabit Parametreler			Optimize Edilmiş Parametreler		Maksimize Edilmiş İletim Kaybı (TL)
	Boyun Uzunluğu (l)	Ana Boru Kesit Alanı (A)	Çalışma Frekansı (f)	Boyun Yarıçapı (r)	Boşluk Hacmi (V)	
1	4 cm	50 cm ²	70 Hz	1,807 cm	6.509,3 cm ³	67,84 dB
2	6 cm	50 cm ²	70 Hz	1,786 cm	4.238,8 cm ³	68,28 dB
3	4 cm	80 cm ²	70 Hz	1,807 cm	6.509,3 cm ³	65,80 dB
4	6 cm	80 cm ²	70 Hz	1,786 cm	4.238,8 cm ³	66,24 dB
5	4 cm	110 cm ²	70 Hz	1,807 cm	6.509,3 cm ³	64,41 dB
6	6 cm	110 cm ²	70 Hz	1,786 cm	4.238,8 cm ³	64,86 dB

Çizelge 5.2’de belirlenen tüm varyasyonlar için elde sonuçlardan, Ana Boru Kesit Alanının artması durumunda iletim kaybı değerlerinde sınırlı bir azalma meydana geldiği görülmektedir. Bu sonuçlara göre ana boru kesit alanının 50 cm²’den 110 cm²’ye çıkarılması durumunda en yüksek iletim kaybı değeri 4 cm boyun uzunluğu için 3,43 dB, 6 cm boyun uzunluğu içinse 3,44 dB azalmaktadır.

Çizelge 5.3. Çalışma frekansının 80 Hz olması durumu için varyasyonlar ve optimizasyon sonuçları

Varyasyon	Sabit Parametreler			Optimize Edilmiş Parametreler		Maksimize Edilmiş İletim Kaybı (TL)
	Boyun Uzunluğu (l)	Ana Boru Kesit Alanı (A)	Çalışma Frekansı (f)	Boyun Yarıçapı (r)	Boşluk Hacmi (V)	
1	4 cm	50 cm ²	80 Hz	1,707 cm	4.443,3 cm ³	66,98 dB
2	6 cm	50 cm ²	80 Hz	2,797 cm	7.952,1 cm ³	67,51 dB
3	4 cm	80 cm ²	80 Hz	1,707 cm	4.443,3 cm ³	64,94 dB
4	6 cm	80 cm ²	80 Hz	2,797 cm	7.952,1 cm ³	65,47 dB
5	4 cm	110 cm ²	80 Hz	1,707 cm	4.443,3 cm ³	63,56 dB
6	6 cm	110 cm ²	80 Hz	2,797 cm	7.952,1 cm ³	64,09 dB

80 Hz çalışma frekansı için optimizasyon sonuçlarını veren Çizelge 5.3 incelendiğinde Çizelge 5.2'ye benzer şekilde aynı boyun uzunluğu ve çalışma frekansı değerleri için elde edilen boyun yarıçapı ve boşluk hacmi değerlerinin aynı olduğu görülmektedir. Ancak Varyasyon 1, Varyasyon 3 ve Varyasyon 5'de sırasıyla 50 cm², 80 cm² ve 110 cm² olarak alınan ana boru kesit alanları için iletim kaybı değerleri sırasıyla 66,98 dB, 64,94 dB ve 63,56 dB olarak hesaplanmıştır. Varyasyon 2, Varyasyon 4 ve Varyasyon 6 için de aynı karakteristiği gösteren iletim kaybı değerleri sırasıyla 67,51 dB, 65,47 dB ve 64,09 dB olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.3'de Çizelge 5.2'ye benzer şekilde belirlenen tüm varyasyonlar için ana boru kesit alanının artması durumunda iletim kaybı değerlerinde sınırlı bir azalma meydana geldiğini göstermektedir. Bu sonuçlara göre ana boru kesit alanının 50 cm² den 110 cm²'ye çıkarılması durumunda en yüksek iletim kaybı değeri hem 4 cm hem de 6 cm boyun uzunluğu için 3,42 dB azalmaktadır.

Çizelge 5.4. Çalışma frekansının 88 Hz olması durumu için varyasyonlar ve optimizasyon sonuçları

Varyasyon	Sabit Parametreler			Optimize Edilmiş Parametreler		Maksimize Edilmiş İletim Kaybı (TL)
	Boyun Uzunluğu (l)	Ana Boru Kesit Alanı (A)	Çalışma Frekansı (f)	Boyun Yarıçapı (r)	Boşluk Hacmi (V)	
1	4 cm	50 cm ²	88 Hz	1,793 cm	4.051,4 cm ³	66,61 dB
2	6 cm	50 cm ²	88 Hz	2,566 cm	5.537,8 cm ³	65,64 dB
3	4 cm	80 cm ²	88 Hz	1,793 cm	4.051,4 cm ³	64,57 dB
4	6 cm	80 cm ²	88 Hz	2,566 cm	5.537,8 cm ³	63,60 dB
5	4 cm	110 cm ²	88 Hz	1,793 cm	4.051,4 cm ³	63,19 dB
6	6 cm	110 cm ²	88 Hz	2,566 cm	5.537,8 cm ³	62,21 dB

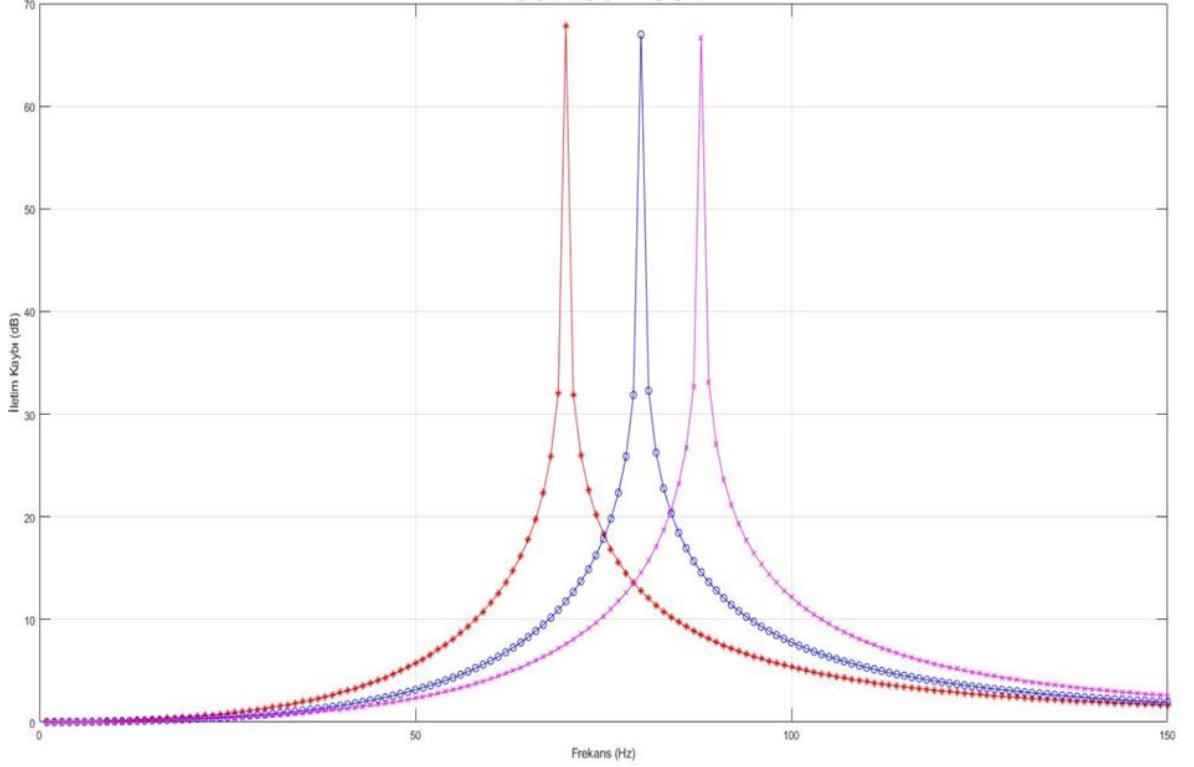
88 Hz için yapılan optimizasyon sonuçlarını veren Çizelge 5.4’de, Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3 ile benzer bir eğilim göstermektedir. Buna göre boyun uzunluğu ve çalışma frekansının sabit kalması durumunda optimizasyon sonucunda elde edilen boyun yarıçapı ve boşluk hacmi değerlerinin aynı olduğu görülmektedir. Benzer şekilde Varyasyon 1, Varyasyon 3 ve Varyasyon 5’de sırasıyla 50 cm², 80 cm² ve 110 cm² olarak alınan ana boru kesit alanları için iletim kaybı değerleri sırasıyla 66,61 dB, 64,57 dB ve 63,19 dB olarak hesaplanmıştır. Varyasyon 2, Varyasyon 4 ve Varyasyon 6 için de aynı karakteristiği gösteren iletim kaybı değerleri sırasıyla 65,64 dB, 63,60 dB ve 62,21 dB olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.4’de verilen tüm varyasyonlar için elde sonuçlardan, daha önceki sonuçlara benzer şekilde Ana Boru Kesit Alanındaki artışın iletim kaybı değerlerinde azalmaya sebep olduğu görülmektedir. Buna göre ana boru kesit alanının 50 cm² den 110 cm² ye çıkarılması durumunda en yüksek iletim kaybı değeri 4 cm boyun uzunluğu için 3,42 dB, 6 cm boyun uzunluğu içinse 3,43 dB azalmaktadır.

Tüm bu sonuçlardan görülmektedir ki hem ana boru kesit alanındaki artış hem de boyun uzunluğundaki artış, iletim oranında sınırlı bir azalmaya sebep olmaktadır. Çizelge 5.2 – Çizelge 5.4 incelendiğinde en yüksek iletim kaybını Varyasyon-1 değerleri sağlamaktadır. Bu sebeple Çizelge 5.2 – Çizelge 5.4’de verilen ve en iyi iletim

kaybı performansını sunan Varyasyon 1 değerleri için 0-150 Hz frekans aralığında iletim kaybının frekansa göre değişim eğrisi çizdirilmiş ve Şekil 5.8’de verilmiştir.

Şekil 5.8 incelendiğinde optimizasyon sonuçlarına göre tasarlanan her üç rezonatörün de optimize edildikleri 70 Hz, 80 Hz ve 88 Hz çalışma frekanslarında yaklaşık 65 dB gibi oldukça yüksek bir iletim kaybını sağladıkları görülmektedir.



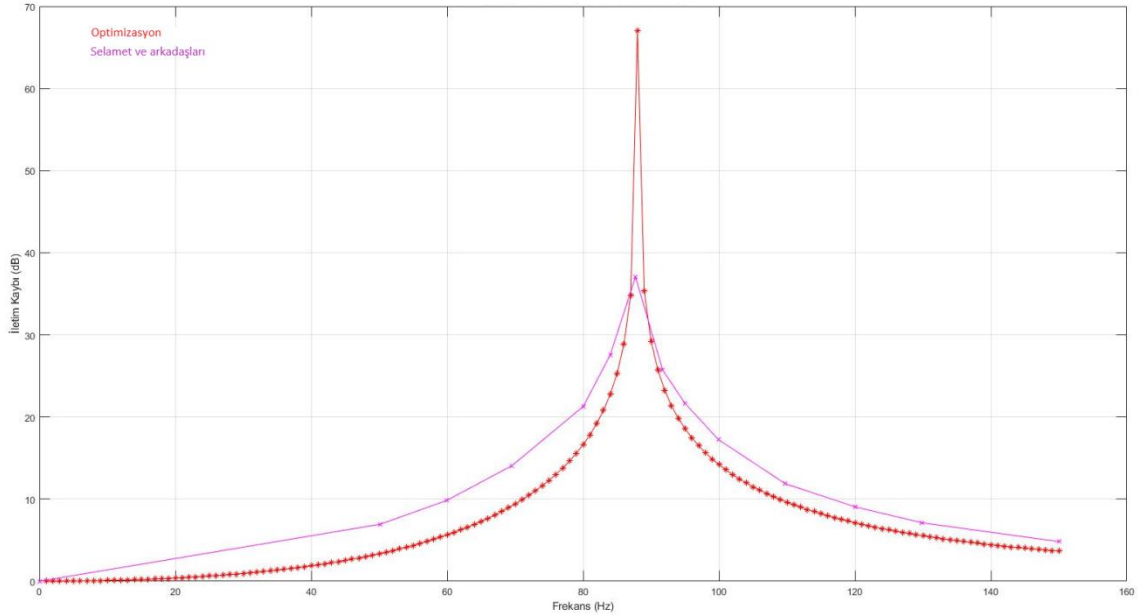
Şekil 5.8. Varyasyon-1 değerleri için Frekans-İletim Kaybı eğrisi (Kırmızı: Çizelge 5.2, Mavi: Çizelge 5.3, Lila: Çizelge 5.1)

Tez kapsamında yapılan optimizasyon çalışmasının rezonatör iletim kaybını ve dolayısıyla akustik performansı artırmaya yönelik katkısını daha net bir şekilde ortaya koyabilmek amacıyla elde edilen sonuçlar, Selamet ve arkadaşlarının (2011) yapmış olduğu çalışma ile kıyaslanmıştır. Bunun için Selamet ve arkadaşlarının (2011) çalışmalarında kullandıkları 88 Hz çalışma frekansına sahip Helmholtz rezonatörüne ait sabit parametreler (ana boru kesit alanı (A) ve boyun uzunluğu (l)) aynen alınmış ve değişken parametreler olan rezonatör boyun yarıçapı (r) ve boşluk hacmi (V), 88 Hz çalışma frekansı için optimize edilmiştir. Selamet ve arkadaşlarının (2011) kullandığı parametreler ve optimizasyon sonucunda elde edilen parametreler Çizelge 5.5’de verilmiştir.

Çizelge 5.5. Çalışma frekansının 88 Hz olması durumu için varyasyonlar ve optimizasyon sonuçları

	Sabit Parametreler			Optimize Edilmiş Parametreler		Maksimize Edilmiş İletim Kaybı (TL)
	Boyun Uzunluğu (l)	Ana Boru Kesit Alanı (A)	Çalışma Frekansı (f)	Boyun Yarıçapı (r)	Boşluk Hacmi (V)	
Optimizasyon	8,05 cm	18,543 cm ²	88 Hz	1,979 cm	2.452,2 cm ³	67 dB
Selamet vd.	8,05 cm	18,543 cm ²	88 Hz	2,022 cm	4.501,45 cm ³	37 dB

Optimize edilmiş parametreler kullanılarak tasarlanan rezonatörün 0-150 Hz frekans aralığındaki iletim kaybı eğrisi çizdirilmiş ve Selamet ve arkadaşlarının elde ettiği frekans-iletim kaybı eğrisi ile kıyaslamalı olarak Şekil 5.9’da verilmiştir. Şekil 5.9’dan görüldüğü gibi optimize edilmiş Helmholtz regülatörü her ne kadar diğer frekans değerlerinde yaklaşık 2-3 dB daha az iletim kaybı sağlasa da hedeflenen çalışma frekansı olan 88 Hz’de Selamet ve arkadaşlarının elde ettiği iletim kaybı değerinden 30 dB daha fazla bir iletim kaybı sağlamaktadır.



Şekil 5.9. 88 Hz için optimize edilmiş rezonatörün Frekans-İletim Kaybı eğrisinin Selamet ve Ark. (2011) ile karşılaştırması

Optimizasyon çalışmasının geometri ve ağırlık bakımından sağladığı avantajları değerlendirebilmek için Çizelge 5.2, Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4’de verilen Varyasyon-1 ve Varyasyon-2 için değerler alınarak parametrik CAD modelleri oluşturulmuştur. Ana boru kesit alanının optimizasyona olan etkisinin çok sınırlı olması nedeni ile toplam 18 adet varyasyonu incelemek yerine Çizelge 5.2, Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4’teki ilk iki varyasyon için geometrilerin incelenmesine karar verilmiştir.

CAD modellerinin oluşturulması rezonatör boyun yarıçapı (r) ve boşluk yüksekliğinin (h) belirlenmesi gerekmektedir. Tasarım kısıtları olan optimizasyon aşamasında belirlenen boyun yarıçap alt sınırı ve boşluk yüksekliği üst sınırı Çizelge 5.6 verilmiştir.

Çizelge 5.6. Boyun yarıçapı alt sınırı ve rezonatör boşluk yüksekliği üst sınırı tablosu

Parametre	Çizelge 5.2		Çizelge 5.3		Çizelge 5.4	
	Varyasyon 1	Varyasyon 2	Varyasyon 1	Varyasyon 2	Varyasyon 1	Varyasyon 2
r	1,807 cm	1,786 cm	1,707 cm	2,297 cm	1,793	2,566 cm
h	24,42 cm					

Çizelge 5.6’den görüldüğü gibi rezonatör kesit yarıçapının (R), 2,566 cm’den büyük ve boşluk yüksekliğinin (h) de 24,42 cm’den küçük olması gerekmektedir. Bu kısıtlara uygun olarak h değeri 20 cm olarak kabul edilmiş ve R değerleri hesaplanarak CAD modelleri oluşturulmuştur. Kütle bilgisi elde edebilmek maksadı ile et kalınlığı 3 mm ve rezonatör malzemesi PPE olarak belirlenmiştir. Elde edilen CAD Modelleri ve kütle bilgileri Şekil 5.10- Şekil 5.12’de verilmiştir.



Çizelge 5.2 Varyasyon-1

606,02 gr

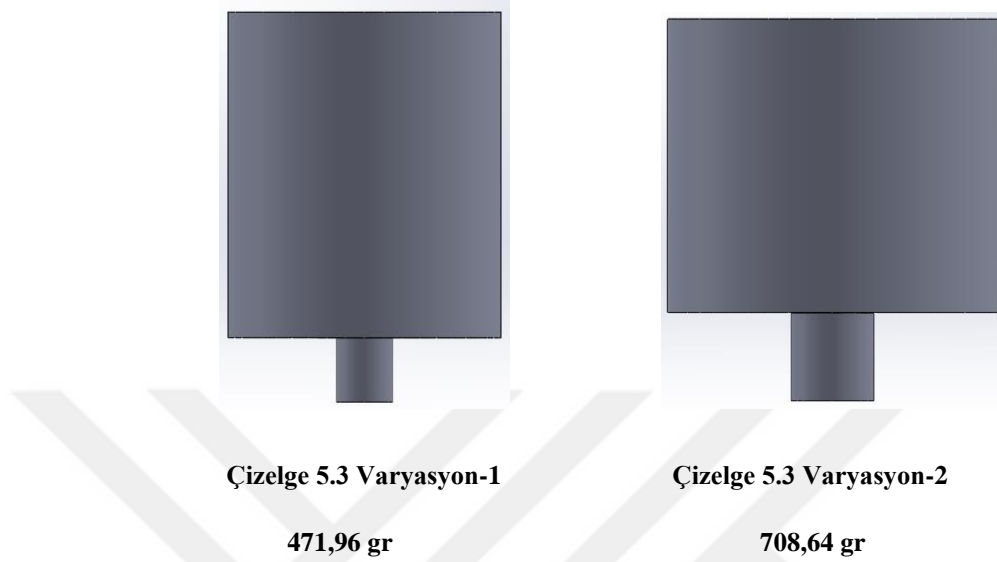


Çizelge 5.2 Varyasyon-2

464,51 gr

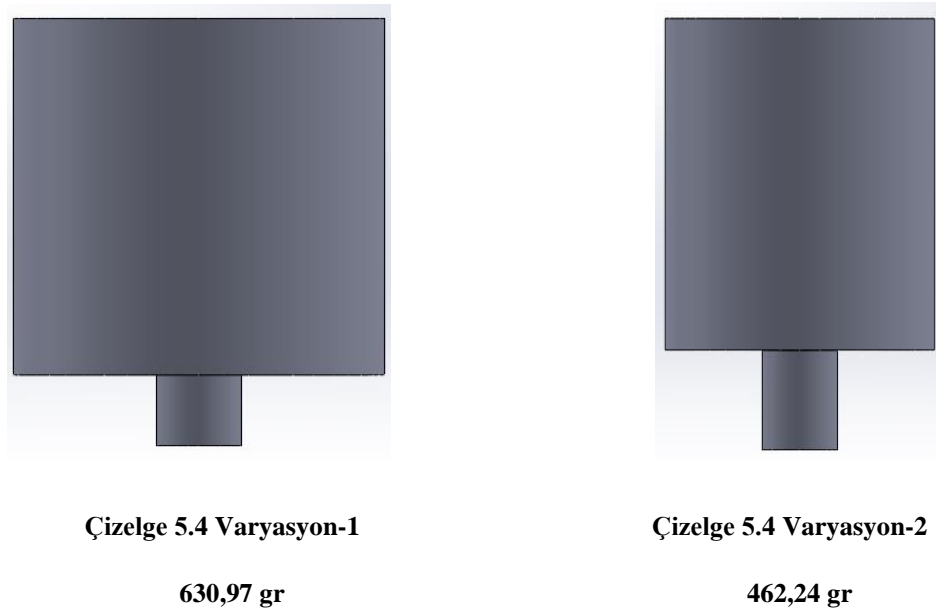
Şekil 5.10. Çizelge 5.2 varyasyon-1/varyasyon-2 durumu için kütle değişimi

Şekil 5.10'da görüldüğü gibi 70 Hz çalışma frekansı için optimize edilen iki farklı geometriden 1. varyasyon 606,02 iken, 2. varyasyon 464,51 gramdır. Yaklaşık olarak aynı oranda iletim kaybı sağlayan bu iki farklı geometri arasında 141,51 gramlık bir ağırlık farkı vardır.



Şekil 5.11. Çizelge 5.3 varyasyon-1/varyasyon-2 durumu için kütle değişimi

Şekil 5.11'de görüldüğü üzere 80 Hz çalışma frekansını için optimize edilen iki farklı geometriden 1. varyasyon 471,96 gram iken, 2. varyasyon 708,64 gramdır. İletim kaybı performansı bakımından neredeyse aynı olan bu iki farklı geometri arasında 236,68 gramlık bir ağırlık farkı vardır.



Şekil 5.12. Çizelge 5.3 varyasyon-1/varyasyon-2 durumu için kütle değişimi

Şekil 5.12’te görüldüğü üzere 88 Hz çalışma frekansı için optimize edilen iki farklı geometriden 1. varyasyon 630,97 gram iken, 2. varyasyon 462,24 gramdır. Neredeyse aynı iletim kaybı performansı sunan bu iki farklı geometri arasındaysa 168,73 gramlık bir ağırlık farkı vardır.

Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12 beraber incelendiğinde çalışma frekansının rezonatör ağırlığına etkisinin olmadığı ancak çalışma frekansını belirleyen geometrik parametrelerin etki etkisi olduğu anlaşılmaktadır.



6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Tez çalışmasında; düşük frekans bölgesinde (0-100 Hz) çalışan içten yanmalı motor hava emiş sistemine bağlı bir akustik rezonatörün iletim kaybını maksimize edecek şekilde parametrik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Amaç fonksiyonu logaritmik ve oldukça karmaşık bir yapıda olsa da simülasyon sonuçları bu çalışma kapsamında ortaya konan optimizasyon yönteminin gerekli rezonatör parametrelerini hızlı ve başarılı bir şekilde optimize edilebileceğini göstermiştir.

Sonlu elemanlar metodu ve akışkanlar dinamiği yaklaşımları Helmholtz rezonatörlerinin tasarımında yoğun olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar, optimizasyon yöntemlerinin de rezonatör tasarımında parametrelerin belirlenmesi için kolay ve hızlı bir çözüm sunduğunu göstermektedir. Bunun yanında optimizasyon yöntemi, birçok farklı çözüm kümesi arasından en ideal sonuçları vermesi bakımından da önemli bir avantaj sağlamaktadır.

6.2. Öneriler

Tez çalışmasında yapılan simülasyon çalışmalarıyla başarısı ortaya konan optimizasyon yönteminin önümüzdeki süreçte deneysel olarak da doğrulanması önemlidir. Deneysel çalışmalar hem optimizasyon yönteminin başarısını ispatlamakla kalmayıp farklı modelleme tekniklerinin başarımlarının kıyaslanması bakımından da önem arz etmektedir.

Her ne kadar bu çalışmada iletim kaybını mümkün olan en yüksek seviyeye çıkarmaya odaklanılmış olsa da rezonatör tasarımında göz önünde bulundurulması gereken bir diğer ölçüt de rezonatörün yapısal olarak küçültülerek üretim maliyetlerinin azaltılmasıdır. Bu bakımdan rezonatör tasarımında hem iletim kaybını mümkün olan en yüksek seviyeye getirecek hem de rezonatör maliyetini en aza indirecek çok amaçlı fonksiyonlu bir optimizasyonun uygulanması sağlanabilir. Bu şekilde akustik performansı yüksek, seri imalata uygun rezonatör tasarımları elde edilebilir.

Optimizasyon yönteminde, boyun empedans etkilerini içeren daha kapsamlı bir amaç fonksiyonunun kullanılması çok daha hassas sonuçların elde edilmesi sağlanabilir. Ancak amaç fonksiyonun karmaşıklaşması optimizasyon sürelerinin uzamasıyla sonuçlanacaktır.

Asimetrik boyun kullanımı, ek boyun kullanımı ve helisel rezanator kullanımı gibi durumlar için de optimizasyon uygulamalarının genişletilmesi genel olarak akustik parametrelerin optimizasyonun yaygınlaşması için ileri aşamada üzerinde çalışılması gereken konu başlıkları olarak değerlendirilmektedir.



7. KAYNAKLAR

- Caeiro, F., Sovardi, C., Förner, K. ve Polifke, W., 2017, Shape optimization of a Helmholtz resonator using an adjoint method, *International Journal of Spray and Combustion Dynamics*, 9 (4), 394-408.
- Cai, C. ve Mak, C. M., 2018, Acoustic performance of different Helmholtz resonator array configurations, *Applied Acoustics*, 130, 204-209.
- Da-Silva, G. C. C. ve Nunes, M. A. D. A., 2016, Transmission loss optimization using genetic algorithm in Helmholtz resonator under space constraints, *In Proceedings of Meetings on Acoustics 22ICA*, 28 (1), 040003.
- Doria, A., 1995, Control of acoustic vibrations of an enclosure by means of multiple resonators, *Journal of Sound and Vibration*, 181 (4), 673-685.
- Dowling, J. F. ve Peat, K. S., 2004, An algorithm for the efficient acoustic analysis of silencers of any general geometry, *Applied acoustics*, 65 (3), 211-227.
- Elnady, T., Åbom, M. ve Allam, S., 2010, Modeling perforates in mufflers using two-ports, *Journal of Vibration and Acoustics*, 132 (6).
- Elnady, T., Elsaadany, S. ve Åbom, M., 2011, Flow and pressure drop calculation using two-ports, *Journal of vibration and acoustics*, 133 (4).
- Estéve, S. J. ve Johnson, M. E., 2002, Reduction of sound transmission into a circular cylindrical shell using distributed vibration absorbers and Helmholtz resonators, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 112 (6), 2840-2848.
- Fahy, F. J. ve Schofield, C., 1980, A note on the interaction between a Helmholtz resonator and an acoustic mode of an enclosure, *Journal of Sound and Vibration*, 72 (3), 365-378.
- Farooqui, M., 2012, Noise reduction in centrifugal compressors using Helmholtz resonators, Yüksek Lisans Tezi, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran, 16-39.
- Gan, G. ve Riffat, S. B., 1997, Pressure loss characteristics of orifice and perforated plates, *Experimental thermal and fluid science*, 14 (2), 160-165.
- Gerges, S. N. Y., Jordan, R., Thieme, F. A., Bento Coelho, J. L. ve Arenas, J. P., 2005, Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 27 (2), 132-140.
- Graefenstein, A. J. ve Wenzel, W., 2003, "Herschel-Quincke Spiral" A New Interference Silencer (No. 2003-01-1722), *SAE Technical Paper*.

- Herschel, J. F., 1833, LXIII. On the absorption of light by coloured media, viewed in connexion with the undulatory theory, *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 3 (18), 401-412.
- Kara, İ., 1986, Yöneylem araştırması ve doğrusal olmayan modeller, *Anadolu Üniversitesi Basımevi*, Eskişehir, 8-15.
- Kim, S. M., 2018, Turning a loudspeaker into an active Helmholtz resonator: Underlying law, principle and design methodology, *Journal of Sound and Vibration*, 432, 373-386.
- Koyuncu, H., 2013, Rotasyonel orman ile biyomedikal örüntü sınıflama, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 20-25.
- Lee, H., Yang, B. ve Cho, H., 2017, Noise Reduction Analysis Using Extended Neck of Helmholtz Resonator within Limited Engine Room [J]. *International Journal of Applied Engineering Research*, 12 (12), 3444-3447.
- Mao, Q. ve Pietrzko, S., 2005, Control of sound transmission through double wall partitions using optimally tuned Helmholtz resonators, *Acta Acustica united with Acustica*, 91 (4), 723-731.
- Mao, Q., Li, S. ve Liu, W., 2018, Development of a sweeping Helmholtz resonator for noise control, *Applied Acoustics*, 141, 348-354.
- Mason, J. M. ve Fahy, F. J., 1988, The use of acoustically tuned resonators to improve the sound transmission loss of double-panel partitions, *Journal of Sound and Vibration*, 124 (2), 367-379.
- Mechel, F. P., 2008, Formulas of Acoustics, *Springer-Verlag*, Berlin-Heidelberg.
- Morfey, C. L., 1971, Sound transmission and generation in ducts with flow, *Journal of sound and vibration*, 14 (1), 37-55.
- Munjaj, M. L., 1987, Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design, *John Wiley & Sons*.
- Panicker, V. B. Ve Munjal, M. L., 2013, Aeroacoustic Analysis of Straight-Through Mufflers with Simple and Extended-Tube Expansion Chambers, *Journal of the Indian Institute of Science*, 63 (1), 1-19.
- Peat, K. S., 1988, A numerical decoupling analysis of perforated pipe silencer elements, *Journal of Sound and Vibration*, 123 (2), 199-212.
- Rao, K. N. ve Munjal, M. L., 1986, Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow, *Journal of Sound and Vibration*, 108 (2), 283-295.
- Selamet, A. ve Easwaran, V., 1997(a), Modified Herschel–Quincke tube: Attenuation and resonance for n-duct configuration, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 102 (1), 164-169.

- Selamet, A., Radavich, P. M., Dickey, N. S. ve Novak, J. M., 1997(b), Circular concentric Helmholtz resonators, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 101 (1), 41-51.
- Selamet, A., Xu, M. B., Lee, I. J. ve Huff, N. T., 2005, Helmholtz resonator lined with absorbing material, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 117 (2), 725-733.
- Selamet, E., Selamet, A., Iqbal, A. ve Kim, H., 2011, Effect of flow on Helmholtz resonator acoustics: A three-dimensional computational study vs. Experiments (No. 2011-01-1521), *SAE Technical Paper*.
- Seo, S. H., ve Kim, Y. H., 2005, Silencer design by using array resonators for low-frequency band noise reduction, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 118 (4), 2332-2338.
- Stewart, G. W., 1928, The theory of the Herschel-Quincke tube, *Physical Review*, 31 (4), 696-698.
- Sullivan, J. W. ve Crocker, M. J., 1978, Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 64 (1), 207-215.
- Sullivan, J. W., 1979, A method for modeling perforated tube muffler components. II. Applications, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 66 (3), 779-788.
- Tang, S. K., 2005, On Helmholtz resonators with tapered necks, *Journal of sound and vibration*, 279 (3-5), 1085-1096.
- Temiz, M. A., 2012, Rezonatör tip susturucuların akış ve akustik etkinliğinin geliştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Trochon, E. P., 2001, A new type of silencers for turbocharger noise control, *SAE transactions*, 1587-1592.
- Quincke, G., 1866, Ueber interferenzapparate für schallwellen, *Annalen der Physikund Chemie*, 128, 177-192.

EKLER

EK-1 Çizelge 5.1'de Yer Alan Parametre Varyasyonları için 3 Boyutlu Grafiklerinin Elde Edilmesinde Kullanılan Matlab Yazılımı

```

clc;
clear all;
close all;

l=4;
A=50;
f=80;
c=34320;
TL = @(r,v)
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));

figure(1)
fsurf(TL,[0 5 0 8000],'ShowContours','on')
grid on
title('Varyasyon-1 (Çizelge 5.1)')
xlabel('Boyun Yarıçapı');
ylabel('Boşluk Hacmi');
zlabel('İletim Kaybı (dB)');

l=6;
A=50;
f=80;
c=34320;
TL = @(r,v)
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));
figure(2)
fsurf(TL,[0 5 0 8000],'ShowContours','on')
grid on
title('Varyasyon-2 (Çizelge 5.1)')
xlabel('Boyun Yarıçapı');
ylabel('Boşluk Hacmi');
zlabel('İletim Kaybı (dB)');

```

```

l=4;
A=80;
f=80;
c=34320;
TL = @(r,v)
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));
figure(3)
fsurf(TL,[0 5 0 8000],'ShowContours','on')
grid on
title('Varyasyon-3 (Çizelge 5.1)')
xlabel('Boyun Yarıçapı');
ylabel('Boşluk Hacmi');
zlabel('İletim Kaybı (dB)');

l=6;
A=80;
f=80;
c=34320;
TL = @(r,v)
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));
figure(4)
fsurf(TL,[0 5 0 8000],'ShowContours','on')
grid on
title('Varyasyon-4 (Çizelge 5.1)')
xlabel('Boyun Yarıçapı');
ylabel('Boşluk Hacmi');
zlabel('İletim Kaybı (dB)');

l=4;
A=110;
f=80;
c=34320;
TL = @(r,v)
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3

```

```

.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*l)))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*l))))/f)))^2)))));
figure(5)
fsurf(TL,[0 5 0 8000],'ShowContours','on')
grid on
title('Varyasyon-5 (Çizelge 5.1)')
xlabel('Boyun Yarıçapı');
ylabel('Boşluk Hacmi');
zlabel('İletim Kaybı (dB)');

l=6;
A=110;
f=80;
c=34320;
TL = @(r,v)
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*l)))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*l))))/f))))^2)))));
figure(6)
fsurf(TL,[0 5 0 8000],'ShowContours','on')
grid on
title('Varyasyon-6 (Çizelge 5.1)')
xlabel('Boyun Yarıçapı');
ylabel('Boşluk Hacmi');
zlabel('İletim Kaybı (dB)');

```

EK-2 Tez Çalışmasında Kullanılan Optimizasyon Matlab Yazılımı

```
clc;
clear all;
close all;

Varyasyon=zeros(18,3);

Varyasyon(1,:)=[4, 50, 70];
Varyasyon(2,:)=[6, 50, 70];
Varyasyon(3,:)=[4, 80, 70];
Varyasyon(4,:)=[6, 80, 70];
Varyasyon(5,:)=[4, 110, 70];
Varyasyon(6,:)=[6, 110, 70];

Varyasyon(7,:)=[4, 50, 80];
Varyasyon(8,:)=[6, 50, 80];
Varyasyon(9,:)=[4, 80, 80];
Varyasyon(10,:)=[6, 80, 80];
Varyasyon(11,:)=[4, 110, 80];
Varyasyon(12,:)=[6, 110, 80];

Varyasyon(13,:)=[4, 50, 88];
Varyasyon(14,:)=[6, 50, 88];
Varyasyon(15,:)=[4, 80, 88];
Varyasyon(16,:)=[6, 80, 88];
Varyasyon(17,:)=[4, 110, 88];
Varyasyon(18,:)=[6, 110, 88];

for m=1:18

l=Varyasyon(m,1);
A=Varyasyon(m,2);
f=Varyasyon(m,3);
c=34320;

AA1=sqrt(A/3.14159);
AA1=AA1*10;
AA2=8000;
```

```

n=1;

for a1=0:AA1

for a2=0:AA2

r=a1/10;
v=a2;

TL=
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));

Sonuc1{m}(n,1)=r;
Sonuc1{m}(n,2)=v;
Sonuc1{m}(n,3)=TL;

n=n+1;

end

end

[M I]=max(Sonuc1{m}(:,3));

X1=Sonuc1{m}(I,:);

GenelSonuc1(m,1:3)=X1(1:3);

end

save('Sonuc1.mat','GenelSonuc1')

clc;
clear all;
close all;

```

```
load Sonucl.mat

Varyasyon=zeros(18,3);

Varyasyon(1,:)=[4, 50, 70];
Varyasyon(2,:)=[6, 50, 70];
Varyasyon(3,:)=[4, 80, 70];
Varyasyon(4,:)=[6, 80, 70];
Varyasyon(5,:)=[4, 110, 70];
Varyasyon(6,:)=[6, 110, 70];

Varyasyon(7,:)=[4, 50, 80];
Varyasyon(8,:)=[6, 50, 80];
Varyasyon(9,:)=[4, 80, 80];
Varyasyon(10,:)=[6, 80, 80];
Varyasyon(11,:)=[4, 110, 80];
Varyasyon(12,:)=[6, 110, 80];

Varyasyon(13,:)=[4, 50, 88];
Varyasyon(14,:)=[6, 50, 88];
Varyasyon(15,:)=[4, 80, 88];
Varyasyon(16,:)=[6, 80, 88];
Varyasyon(17,:)=[4, 110, 88];
Varyasyon(18,:)=[6, 110, 88];

for m=1:18

l=Varyasyon(m,1);
A=Varyasyon(m,2);
f=Varyasyon(m,3);
c=34320;

AA1=GenelSonucl(m,1)*0.97;
AA2=GenelSonucl(m,1)*1.03;
AA3=GenelSonucl(m,2)*0.97;
AA4=GenelSonucl(m,2)*1.03;

AA1=fix(AA1*1000);
AA2=fix(AA2*1000);
```

```

AA3=fix(AA3*10);
AA4=fix(AA4*10);

n=1;

for a1=AA1:AA2

for a2=AA3:AA4

r=a1/1000;
v=a2/10;

TL=
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));

Sonuc2{m}(n,1)=r;
Sonuc2{m}(n,2)=v;
Sonuc2{m}(n,3)=TL;

n=n+1;

end

end

[M I]=max(Sonuc2{m}(:,3));

X1=Sonuc2{m}(I,:);

GenelSonuc2(m,1:3)=X1(1:3);

end

save('Sonuc2.mat','GenelSonuc2')
end

```

EK-3 Çizelge 5.2, Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4'de Yer Alan Parametreler için Frekans-İletim Kaybı Grafiklerinin Elde Edilmesinde Kullanılan Matlab Yazılımı

```

clc;
clear all;
close all;

% Varyasyon-1 /3 /5

l=4;
A=50; % =80, =110
r=1.806;
v=6499.1;
c=34320;

Sonuc=zeros(2,1500);

for a=1:1500

f=a/10;

Sonuc(1,a)=f;

    TL=
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*l))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*l))))/f))))^2)))));

    Sonuc(2,a)=TL;
end

figure(1)
plot(Sonuc(1,:),Sonuc(2,:), 'r*')

grid on
title('Varyasyon-1/Varyasyon-3/Varyasyon-5')
xlabel('Frekans (Hz)');
ylabel('İletim Kaybı (dB)');

```

```

l=4;
A=50; % =80, =110
r=1.707;
v=4445.3;
c=34320;

Sonuc=zeros(2,1500);

for a=1:1500

f=a/10;

Sonuc(1,a)=f;

TL=
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
(((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f)))^2)))));

Sonuc(2,a)=TL;
end

hold on

plot(Sonuc(1,:),Sonuc(2,:),'bo')

l=4;
A=50; % =80, =110
r=2.386;
v=6862.3;
c=34320;

Sonuc=zeros(2,1500);

for a=1:1500

```

```

f=a/10;

Sonuc(1,a)=f;

    TL=
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));

    Sonuc(2,a)=TL;
end

hold on

plot(Sonuc(1,:),Sonuc(2,:), 'mx')

% Varyasyon-2 /4 /6

l=6;
A=50; % =80, =110
r=1.786;
v=4237.3;
c=34320;

Sonuc=zeros(2,1500);

for a=1:1500

f=a/10;

Sonuc(1,a)=f;

    TL=
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));

```

```

    Sonuc(2,a)=TL;
end

figure(2)
plot(Sonuc(1,:),Sonuc(2,:),'r*')

grid on
title('Varyasyon-2/Varyasyon-4/Varyasyon-6')
xlabel('Frekans (Hz)');
ylabel('İletim Kaybı (dB)');

l=6;
A=50; % =80, =110
r=2.797;
v=7956.6;
c=34320;

Sonuc=zeros(2,1500);

for a=1:1500

f=a/10;

Sonuc(1,a)=f;

    TL=
10*log10(1+((sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*((f/((c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))))^2)))));

    Sonuc(2,a)=TL;
end

hold on

plot(Sonuc(1,:),Sonuc(2,:),'bo')

```

```

l=6;
A=50; % =80, =110
r=2.273;
v=4151.8;
c=34320;

Sonuc=zeros(2,1500);

for a=1:1500

f=a/10;

Sonuc(1,a)=f;

TL=
10*log10(1+(sqrt(3.14159*r*r*v/l)/(2.*A.*(f/(c/(2*3.14159))*sqrt((3
.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))))-
((c/(2*3.14159))*sqrt((3.14159*r*r)/(v*(1+(1.4*1))))/f))^2));

Sonuc(2,a)=TL;
end

hold on

plot(Sonuc(1,:),Sonuc(2,:), 'mx')

```