



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN NİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



İÇTEN YANMALI MOTOR HAVA EMİŞ
SİSTEMİNDE DÜŞÜK FREKANS
BÖLGESİNDE ÇALIŞAN AKUSTİK
REZONATÖR TASARIMI VE AKUSTİK
ANALİZİ

Ömer Faruk ÜNAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak-2021
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

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.

Ömer Faruk ÜNAL

06.01.2021

ÖZET

YÜKSEK LİSANSTEZİ

İÇTEN YANMALI MOTOR HAVA EMİŞ SİSTEMİNDE DÜŞÜK FREKANS BÖLGESİNDE ÇALIŞAN AKUSTİK REZONATÖR TASARIMI VE AKUSTİK ANALİZİ

Ömer Faruk ÜNAL

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi İbrahim YILDIZ

2021, 55 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi İbrahim YILDIZ

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet MERAM

Günümüz mühendislik uygulamalarında istenmeyen gürültüler mühendislerin ve araştırmacıların önünde aşılması gereken bir problem olarak durmaktadır. Bu istenmeyen gürültülerin önlenmesi ve akustik performansın artırılması için birçok akustik ürünler geliştirilmiştir. Bu akustik ürünler otomotiv, savunma, uzay-havacılık, makine, havalandırma ve yapı endüstrilerinde yaygın olarak kullanılmakta ve hem istenmeyen gürültüleri engellemekte hem de istenilen akustik performansın sağlanmasına yardımcı olmaktadır. Bu akustik ürünlerden biri olan akustik rezonatörler, içten yanmalı motorların hava emiş sistemlerinde oluşan akış kaynaklı gürültüleri dart bant frekanslarda engellenmek için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada içten yanmalı bir motorun hava emiş sisteminde düşük frekans bölgesinde (90 Hz) dart bantta çalışan bir akustik rezonatör tasarımı yapılmıştır. Çalışmada Helmholtz rezonatör ve çeyrek dalga rezonatör olarak iki farklı tipte rezonatör kullanılmıştır. Düşük frekans bölgesinde çalışan rezonatörler yüksek hacimde yer kaplamaktadır. Bu yüksek hacim problemi göz önünde bulundurularak özgün bir rezonatör tasarımıyla yüksek hacmin iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu gerçekleştirilirken tasarım parametreleri incelenmiş ve parametrelerin rezonatör akustik performansına etkisi de tartışılmıştır. Tasarlanan özgün akustik rezonatörlerin iletim kaybı ve boyutsal performansları kıyaslanmıştır. Tasarlanan helisel rezonatör ile %75 oranında boyutsal iyileşme sağlanmıştır. Yeni bir Helmholtz rezonatörü ile de %68 boyutsal iyileşme sağlanırken iletim kaybı 5.5 dB arttırılmıştır. Son olarak, tasarlanan rezonatörler sanal bir test sisteminde test edilmiş ve sistemdeki akustik performansı incelenmiştir. Her iki rezonatör de hedef frekansta yaklaşık 30-33 dB iyileşmeye sebep olmuştur. Helmholtz rezonatörün sistem üzerinde geniş bantta helisel rezonatöre kıyasla daha yüksek performans gösterdiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Akustik, akustik rezonatör, içten yanmalı motor, hava emiş sistemi

ABSTRACT

MS

DESIGN AND ACOUSTIC ANALYSIS OF ACOUSTIC RESONATOR OPERATING IN LOW FREQUENCY IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE AIR INTAKE SYSTEM

Ömer Faruk ÜNAL

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Assoc. Prof. Dr. İbrahim YILDIZ

2021, 55 Pages

Jury

Assoc. Prof. Dr. İbrahim YILDIZ

Assoc. Prof. Dr. Mustafa TINKIR

Assoc. Prof. Dr. Ahmet MERAM

Today, the noise in many engineering applications is the real problem that researcher and engineers must overcome. Many acoustic applications and devices have been developed to prevent noise in many applications. These acoustic applications and devices are widely used many industries such as automotive, defence, aerospace, machine, ventilation and construction, and both prevent noise and provide acoustic performance specifications. Acoustic resonators, one of these acoustic products, are widely used to prevent flow-induced noises that occur in air intake systems of internal combustion engines at narrow band frequencies. In this study, an acoustic resonator operating in the low frequency region (90 Hz) in the narrow band was designed for the air intake system of an internal combustion engine. Two different types of resonators, Helmholtz resonators and quarter-wave resonators, were used in the study. Resonators operating in the low frequency region have a high volume. Considering this high volume problem, it is aimed to decrease the high volume with a unique resonator design. Besides, the design parameters were examined and the effects of the parameters on the resonator acoustic performance were also discussed. The transmission loss and dimensional performances of the original acoustic resonators designed were compared. With the designed helical resonator, a dimensional improvement of 75% has been achieved. With a new Helmholtz resonator, 68% dimensional improvement was achieved, while the transmission loss was increased by 5.5 dB. Finally, the designed resonators were tested in a virtual test system and their acoustic performance in the system was examined. It has been observed that the Helmholtz resonator has a higher performance on the system the wideband frequency compared to helical resonator.

Keywords: Acoustic, acoustic resonator, air intake system, internal combustion engine

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın başlangıcından sonuna kadar yardımlarını esirgemeyen, konu seçiminde önümü açan, maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemen sevgili danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi İbrahim YILDIZ'a en içten dileklerle teşekkür ederim. Ayrıca hem akademik hem de mesleki kariyerimde her zaman yanımda olan, tecrübelerini bıkmadan benle paylaşan öncelikle Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY'a, Doç. Dr. Baha ZAFER'e ve sonra Abdullah Emre ÖZDEMİR'e teşekkürü bir borç bilirim.

Ömer Faruk ÜNAL
KONYA-2021

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1. Helmholtz Rezonatör	5
2.2. Çeyrek Dalga Rezonatörü	8
3. AKUSTİK REZONATÖR TEORİSİ.....	9
3.1. Helmholtz Rezonatör	9
3.1.1. Rezonans Frekansı	10
3.1.2. Düzeltme Faktörü ve Efektif Uzunluk	12
3.1.3. İletim Kaybı ve Akustik Empedans	14
3.2. Çeyrek Dalga Rezonatör	16
3.2.1. Rezonans Frekansı	17
3.2.2. Düzeltme Faktörü ve Efektif Uzunluk	17
3.2.3. İletim Kaybı ve Akusik Empedans	18
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	20
4.1. Referans HR Modeli	20
4.2. Akustik Analiz İçin Kurulan Sonlu Elemanlar Modeli	22
4.3. Akustik Analiz Sonuçları	25
4.3.1. Referans HR Model Sonuçları	25
4.3.2. Sonlu Elemandan Bağımsızlık Analizi	27
4.3.3. Kanal Uzunluğu Analizi	28
4.3.4. Frekans Çözünürlüğünden Bağımsızlık Analizi	28
4.3.5. Asimetrik Boyun Analizi	29
4.3.6. Uzatılmış Boyun Analizi – Toplam Boy Uzunluğu Sabit	31
4.3.6. Uzatılmış Boyun Analizi – Toplam Boy Uzunluğu Değişken	33
4.3.7. Ek Boyun Analizleri	34
4.3.8. Ek Boyun Analizleri – Yeni Konfigürasyon.....	36
4.3.8. Çeyrek Dalga Rezonatör Analizi	37

4.3.8. Yatay Çeyrek Dalga Rezonatör Analizi.....	39
4.3.9. Helisel Rezonatör Analizi	41
4.3.9. Yeni HR Model Analizi	42
4.4. Yeni Tasarım Akustik Rezonatör Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	44
4.5. Sanal Test Sisteminde Akustik Rezonatör Performansının İncelenmesi.....	47
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	50
5.1 Sonuçlar	50
5.2 Öneriler	52
6. KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ	55



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

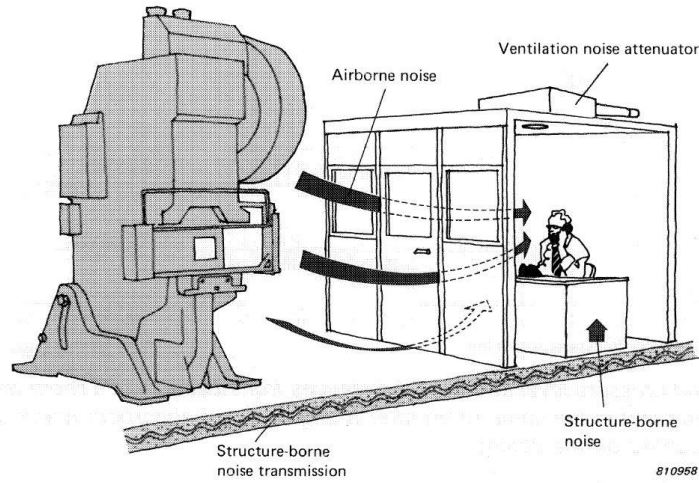
F	: Kuvvet (N)
α	: İvme (m/s^2)
f	: Frekans (Hz)
x	: Yer değiştirme
ω	: Açısal frekans (rad/s)
m	: Rezonatör akustik kütlesi (kg)
p	: Boyun basıncı (bar)
p_0	: Atmosfer basıncı (bar)
ρ	: Hava özkütlesi (kg/m^3)
V	: Rezonatör boşluk hacmi (m^3)
L	: Rezonatör boyun uzunluğu (m)
S	: Rezonatör boyun kesit alanı (m^2)
c	: Ses hızı (m/s)
TL	: İletim kaybı (dB)
Z	: Akustik empedans (Ns/m^3)
U	: Hacim hızı (m/s)
M	: Mach sayısı
k	: Dalga sayısı
h	: Boşluk yüksekliği (m)

Kısaltmalar

HR	: Helmholtz rezonatör
TL	: İletim kaybı

1. GİRİŞ

Farklı endüstrilerdeki birçok mühendislik uygulamasında gürültü aşılması gereken bir problemdir. Kısaca gürültü istenmeyen ses olarak tanımlanır (Kjaer,1986). Gürültünün birçok kaynağı olmakla birlikte temelde iki tip gürültü vardır: hava kaynaklı gürültü ve yapı kaynaklı gürültü. Hava kaynaklı gürültülerde, hava moleküllerinin titreşimiyle oluşan ses dalgası hava ortamında yayılır ve önüne çıkan engellerden yansır, emilir ve aktarılır. Yapı kaynaklı gürültü, yapılardaki mekanik titreşim sonucu oluşan ses dalgalarıyla oluşur. Ses dalgası yapı içinde iletilir, ortama yayılır ve belli bir oranda da yapı tarafından emilir. Şekil 1.1’de hava ve yapı kaynaklı gürültüler şematik olarak gösterilmiştir. Yapı kaynaklı oluşan gürültüler mekanik titreşim temelli olduğu için bu gürültülerin azaltılmasında ve önlenmesinde kauçuk temelli sönümleyici elemanlar yaygın olarak kullanılmaktadır. Hava kaynaklı gürültülerin önlenmesinde ise akustik elemanlar kullanılmaktadır. Bu akustik elemanlar belirli akustik prensipler kullanılarak tasarlanmakta ve akış kaynaklı düzensizliklerden oluşan gürültü problemlerinin önüne geçmektedir.



Şekil 1.1. Hava ve yapı kaynaklı gürültüler (Brüel Kjaer)

Akustik gürültü kontrolünde iki tip kontrol yöntemi mevcuttur: pasif gürültü kontrolü ve aktif gürültü kontrolü. Pasif gürültü kontrolünde, gürültünün azaltılması için kullanılacak akustik elemanın tasarım aşamasında çalışacağı frekans bölgesi bellidir ve ayarlandığı frekansa göre çalışmaktadır. Aktif gürültü kontrolünde, farklı frekans bölgelerindeki gürültü, bir sensör yardımıyla kapalı kontrol çevrimi kurularak tespit edilir ve adaptif bir akustik eleman kendini bu frekans bölgesine göre ayarlarak gürültü sönümünü gerçekleştirir. Sistemde sensör sürekli veri toplayarak akustik

elemana geri bildirim gönderir ve gürültü aktif bir şekilde kontrol edilmektedir. Pasif gürültü kontrolü düşük frekanslarda daha verimsiz çalışırken aktif gürültü kontrolü daha yüksek verim göstermektedir (Tiseo ve Concilio, 2011).

Bu çalışmada kullanılacak rezonatörlerden biri olan Helmholtz rezonatörü (HR) pasif gürültü kontrolü yapan bir akustik elemandır. Yine bu çalışmada kullanılacak bir diğer pasif gürültü kontrolü yapan akustik eleman da çeyrek dalga rezonatörüdür. Ayrıca pasif kontrol yapan genişleme odaları, egzoz susturucuları, Herschel-Quincke tüpü gibi birçok akustik eleman mevcuttur.

Pasif gürültü kontrolü sağlayan akustik elemanlardan biri olan HR, Alman fizikçi ve fizyolog Hermann von Helmholtz tarafından icat edilmiş bir akustik elemandır. Dar bir boyun ve belli bir hacimde kapalı bir yapıdan oluşan HR, temelde belirli bir frekansta karşı ses dalgası üretir. Müzik uygulamalarında yaygın olarak kullanılan HR, gelişen akustik analiz metotlarıyla birçok endüstride kullanılmaktadır. HR'e ek olarak çeyrek dalga tüpü de yaygın olarak kullanılan bir rezonatör tipidir. Çeyrek dalga tüpleri HR'dan farklı olarak tek bir frekans yerine hedeflenen frekansların harmoniklerinde de çalışır. Bu rezonatörlerin çalışma ilkeleri, tasarım parametreleri ve akustik teorileri ileri bölümlerde detaylıca incelenmiştir.

Pasif gürültü kontrolü otomotiv sektöründe yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Gelişen çevre bilinciyle beraber sürüş konforu da göz önüne alındığında bir otomobilin sahip olması gereken akustik konfor ve gürültü emisyonu ilgili yönetmelik ve şartnamelerde belirlenmiştir. Bu gürültü emisyonunu sağlamak için otomobilin farklı bölgelerinde farklı tipte rezonatörler yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu bölgelerden biri de içten yanmalı motorların hava emiş sistemidir.



Şekil 1.2. İçten yanmalı motorlarda kullanılan örnek bir hava emiş sistemi

İçten yanmalı motorlarda kullanılan hava emiş sistemleri motordaki yanmanın gerçekleşmesi için gerekli havayı yanma odalarına iletmekte kullanılan bir sistemdir. Bu sistem kirli havayı çeker, içinde bulunan filtre sayesinde temizler ve daha sonra emme manifolduna iletir. Böylece yanma için gerekli temiz hava motora aktarılmış olur.

Tüm bu proseste yanma odasında dinamik bir işlem gerçekleşmektedir. Egzoz ve emme supaplarının açılıp kapanmaları esnasında emme supabı başında yüksek basınçta bir dalga sistemin tersi yönde hareket ederek belli bir frekansta gürültüye sebep olmaktadır. Bu gürültünün giderilmesi hava emiş sistemin uygun yerine yerleştirilmek üzere akustik rezonatörler kullanılmaktadır. Bu sistemlerde kullanılmak üzere akustik rezonatörler tasarlanırken bazı tasarım kısıtları bulunmaktadır. Bu kısıtlardan en önemlisi hacim sınırlamasıdır. Düşük frekansta çalışan akustik rezonatörler yüksek bir hacme sahipken buna karşın motor boşluğunda sınırlı bir alan bulunmakta ve bu alanda hava emiş sisteminin uygun bir bölgesine akustik rezonatör yerleştirilmelidir.

Hava emiş sisteminde kullanılacak akustik rezonatör tasarım kısıtı göz önüne alındığında aynı frekansta çalışan daha az yer kaplayan rezonatörlerin geliştirilmesi ihtiyacı doğmuştur. Bunun gerçekleşebilmesi için tüm rezonatör tasarım parametrelerinin incelenerek aynı frekansta daha az yer kaplayan özgün rezonatörlerin tasarlanması gerekmektedir.

Bu çalışmada bir hava emiş sisteminde düşük frekans bölgesinde çalışan akustik rezonatör tasarımı ve akustik analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanacak akustik rezonatörün hedef frekansı 90 Hz olarak belirlenmiştir. 90 Hz'de çalışacak rezonatör için temel bir tasarım literatürden (Selamet vd., 2011) seçilmiş ve akustik analiz metotları bu rezonatör üzerinde geçerli kılınmıştır. Geliştirilen tasarım yaklaşımı ile bu temel tasarım geliştirilerek daha az yer kaplayan yeni tasarımlar geliştirilmiş ve belirlenen sanal bir test sisteminde akustik performansı incelenmiştir. Geliştirilen yeni rezonatörlerde iki çeşit rezonatör kullanılmıştır. Bunlar sırasıyla; HR ve çeyrek dalga rezonatörüdür.

Çalışmanın ikinci bölümünde akustik rezonatörler ile ilgili yapılan önceki çalışmalara yer verilmiştir. Akustik rezonatör kavramı HR ve çeyrek dalga rezonatörü için kullanılmıştır. Çeyrek dalga rezonatörüne ait çalışmalara da yer verilse de ağırlık olarak HR ile ilgili literatüre odaklanılmıştır.

Üçüncü bölümde akustik rezonatörlerin akustik teorisi ve çalışma prensibi gösterilmiştir. Rezonatörlerin temel frekans formülleri ve bu formüllerdeki parametrelerinin frekansa etkisi incelenmiş ve buna bağlı olarak tasarım parametreleri

ıkarılmıştır. Buna ek olarak rezonatlerin akustik performansını incelemek için kullanılan akustik iletim kaybının (TL) formülü verilmiştir. Yine nc bölümde akustik rezonatörlerin sayısal analizi için yapılan kabuller ve geliştirilen analiz yaklaşımı açıklanmıştır. Akustik analizde kullanılan sonlu elemanlar yöntemi, sistemin nasıl modellendiği, sonlu eleman yapısı, hangi sınır koşullarının kullanıldığı detaylıca açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde tasarım parametreleriyle birlikte farklı konfigürasyonların akustik performansa etkisi çıkartılmış ve bulgular tartışılmıştır. Bulgulara göre daha düşük yer kaplayan rezonatör tasarımının da akustik performans sonuçları çıkartılmış ve elde edilen tasarım yaklaşımının çalışma performansı tartışılmıştır. Son bölümde ise elde edilen sonuçlar ve tasarım yaklaşımı özetlenmiş ve yapılabilecek ileri çalışmalar açıklanmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde akustik rezonatörler ile ilgili yapılan önceki çalışmalarla ilgili literatür sunulacaktır. Çalışma boyunca akustik rezonatör iki tipte rezonatöre işaret etmektedir. Bu rezonatörler sırasıyla: HR ve çeyrek dalga rezonatörüdür. Her iki rezonatörle ilgili literatür sunulsa da HR çalışmalarına daha çok yer verilmiştir. Ayrıca akustik rezonatörlerdeki rezonans frekansı kavramı üzerinde de durulmuştur.

2.1. Helmholtz Rezonatör

HR, pasif gürültü kontrolü ilkesiyle çalışan akış kaynaklı (airborne noise) gürültüleri azaltmak için kullanılan bir akustik cihazdır. HR pasif gürültü kontrolünde kullanılan en yaygın akustik cihazlardan biridir ve akustik kapalı ortamlarda başarıyla çalışmaktadır (Fahy ve Schofield, 1980; Esteve ve Johnson, 2002; Mason ve Fahy, 1988; Mao ve Pietrzko, 2005; Selamet vd., 2005; Doria, 1995; Seo, 2005; Tang, 2005). Birçok farklı endüstride kullanım alanı olan HR ile ilgili araştırmalar güncelliğini korumakta, aktif kontrollü HR ile ilgili araştırmalar artmaktadır (Kim, 2018; Mao ve ark., 2018).

HR ilk olarak Alman bilim adamı Hermann Ludwig Ferdinand von Helmholtz tarafından literatüre kazandırılmıştır. Helmholtz (1860) ilk olarak dairesel boşluğa sahip rezonatörün rezonans frekansını hesaplayacak matematiksel formülü geliştirmiştir. Bu formül ve formülün geliştirilmiş versiyonları üçüncü bölümde detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Daha sonra Rayleigh (1940) basit bir HR teorisi geliştirmiş ve bu teoriye göre boyun uzunluğunun sadece duvarın bittiği yerde sonlanmadığını boynun giriş ve çıkış tarafındaki havanın da geometriğe bir düzeltme faktörü olarak dâhil edilmesi gerektiğini belirtmiştir. Bu düzeltme faktörü birçok akustik ders kitabında kullanılmaktadır (Beranek ve Ver, 1992; Bies ve Hansen, 2003; Pierce, 1989). Ingard (1953), yaptığı çalışma ile Rayleigh'in düzeltme faktörleri üzerine eğilmiş ve geometrinin bu düzeltme faktörleri üzerindeki etkisini incelemiştir. Geometrik düzeltme faktörü üzerine yapılan bu çalışmaların amacı teorik olarak hesaplanan frekans ile deneysel sonuçlarda elde edilen rezonans frekansı arasındaki farkı ortadan kaldırmaktır.

Li vd. (2017) teorik formüldeki parametrelerin etkisini sayısal analiz metoduyla incelemiş ve teorik formülün sınırlarını belirlemiştir. Buna göre teorik formül ilk rezonans modunda daha tutarlı çalışmakta ve düşük frekans bölgesinde kısa boyunlu rezonatörlerde hata oranı daha yüksek olmaktadır.

Yine Selamet ve Radavich (1996), rezonatörlerde boşluk uzunluğu ve çapı arasındaki orana bağlı olarak rezonans frekansını analitik, nümerik ve deneysel metotlarla incelemiş ve formülde kullanılan düzeltme faktörünü güncellemişlerdir.

Selamat vd (1998) bir diğer çalışmada tek boyutlu ve çok boyutlu dalga yayılım denklemleriyle rezonatör karakteristiğini doğru bir şekilde tahmin etmek için hesaplamalı metotlar geliştirmiştir. Geliştirdikleri hesaplamalı metodun farklı boşluk boy ve çaplarında çalışma performansını incelerken düzeltme faktörünün çalışma sınırlarını da araştırmışlardır.

Lu vd. (2018) yaptıkları çalışmada rezonatörde asimetrik boynun rezonans frekansına ve akustik performansına etkisini nümerik olarak incelemiştir. Ayrıca farklı akış hızlarında bu etkinin nasıl davrandığını da göstermişlerdir. Elde ettikleri sonuca göre $Ma < 0.1$ akışlarda asimetrik boyun uygulamasının frekans ve iletim kaybında herhangi bir etki oluşturmadığını tespit etmişlerdir.

Langfeldt vd. (2018), çoklu boyunlu rezonatörlerin nasıl bir frekans davranışını incelemişler ve boyun sayısının arttıkça rezonans frekansının arttığını gözlemlemişlerdir.

Etaix vd. (2016), çoklu frekansta çalışabilen bir rezonans tasarımı için analitik ve nümerik yöntemler geliştirmişlerdir. Buna göre, boşluk genişliğini büyük tutarak iki farklı boşluk gibi davranarak farklı frekanslarda çalışan rezonatörler tasarlanabilir. Ayrıca bir kanala farklı yüzeylerde çoklu boyun bağlandığında da rezonatör çoklu frekansta cevap vermektedir.

Cai ve Mak (2018), seri ve paralel bağlı ikili rezonatörlerin davranışlarını analitik ve nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmaya göre ayrı ayrı bağlanan rezonatörler ile paralel ya da seri bağlanan rezonatörlerin davranışlarının uyumlu olduğu görülmektedir.

Wu vd. (2019) havalandırma sistemlerinde verimli bir gürültü kontrolü için düşük frekanslı geniş bant gürültüleri giderebilmek için çoklu HR kullanarak bir sistem önermişlerdir. Sistem transfer matris metodu kullanılarak modellenmiş ve iletim kaybı hem analitik hem de nümerik olarak hesaplanmıştır.

Ingard vd. (1993), yaptıkları çalışmada 4 silindirik bir motorun hava emiş sistemi için gürültü kontrolünde kullanılacak rezonatörlerin bir özetini sunmuştur. Motor bölgesindeki hacim kısıtından ötürü yeni rezonatör tasarımları da önermişlerdir.

Wu vd. (2019), yaptıkları çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanarak geometri ve akışın akustik sönüm performansını incelemişlerdir. Kanal içi

akış arttıkça rezonans frekansının artış yönünde kaydığı ve sönümleme miktarının azaldığı gözlemlenmiştir.

Selamet ve Lee (2003), boşluk içine doğru çıkıntı halinde uzatılan boyunların rezonans frekansına etkisini analitik ve nümerik olarak incelemiştir. Elde edilen sonuca göre boyun uzatma mesafesi arttıkça rezonans frekansının düştüğü gözlemlenmektedir.

Lee vd. (2017), sınırlı bir motor oda hacminde uzatılmış boyun yaklaşımını kullanarak 300 Hz hedef frekansı rezonatör hacmi %57 azaltılarak bulunmuştur. Modellerin test edilmesin sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır.

Song ve Cho (2017), bir otomobil intake sisteminde HR yerine çalışacak kanala entegre bir rezotör geliştirmiş ve performansını hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile incelemiştir. Vardıkları sonuca göre mevcut durumdan 2 dB yüksek performans elde edilmiştir.

Erol vd (2018) 1.6 benzinli bir motor için ekstra hacim gerektirmeyen kompakt bir helisel rezonatör tasarlamıştır. Bu rezonatör birçok binek aracın hava giriş kanalından yayılan 300-600 Hz aralığına göre ayarlanmıştır.

Yang ve Cho (2016), bir hava emiş kanalındaki maksimum gürültüyü hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yardımıyla tahmin etmiştir. Yapılan akış analiziyle sistemdeki rezonatörlerin hız ve basınç profillerindeki değişimi de gözlemlenmiştir.

Knutson vd. (2012), otomobillerdeki turbojarzlı motorlarda kullanılacak yüksek frekanslı rezonatör için akustik model geliştirmiştir. Geliştirilen model sonlu elemanlar ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Geliştirilen rezonatörlerde karmaşık ve özgün geometriler kullanılmıştır.

Athavale ve Sajanpawar (1999), 100 Hz altında çalışacak yeni bir hava kanalına doğrudan bağlanan ve önemli bir hacim kazancı sağlayan bir rezonatör geliştirmişler ve bu rezonatörün akustik performansını sonlu elemanlar yöntemiyle analiz etmişlerdir. Ayrıca sonuçları deneysel verilerle valide etmişlerdir.

Selamet vd. (2011), yaptıkları çalışmada kanaldaki hava akış hızının rezonatör performansına etkisini hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi kullanarak incelemiştir. Bu analizler deneysel çalışma ile valide edilmiş ve sonuçlar arasında yüksek oranda tutarlılık gözlemlenmiştir. Ayrıca kanaldaki havanın akış hızının artmasıyla rezonans frekansının kaydığı ve sönüm miktarının azaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca kullanılan rezonatör modeli bu çalışmada referans model olarak kabul edilmiştir.

2.2. Çeyrek Dalga Rezonatörü

Çeyrek Dalga rezonatörü, HR rezonatörlerine benzetmekle birlikte ana frekansın harmoniklerinde de çalışan bir rezonatör tipidir. Bu rezonatör ana boruya bağlanan tek bir kapalı hacimden oluşur. Rezonatörün akustik teorisi üçüncü bölümde detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Bu bölümde çeyrek dalga rezonatörü ile yapılan önceki çalışmalara yer verilmiştir.

Wu vd. (2016) yaptıkları çalışmada HR ve çeyrek dalga rezonatörünün fonksiyonlarını belirleyen yeni bir rezonatör geliştirmiş ve bu rezonatörü örnek bir vaka üzerinde nümerik ve deneysel olarak uygulamışlardır. Bu hibrid rezonatör çözümünün hedef frekanslarda doğru bir şekilde çalıştığı gözlemlenmiştir

Allam (2015), turboşarjlı içten yanmalı motorlarda yüksek frekanslı çeyrek dalga rezonatörlerinin çoklu seri ve paralel varyasyonlarının akustik performansa etkisini incelemiştir. Seri ve paralel bağlı çeyrek dalga rezonatörlerinde akustik performansın arttığı gözlemlenmiştir.

Silva ve Nunes (2016), yaptıkları çalışmada çeyrek dalga rezonatöründeki efektif uzunluk ve düzeltme faktörünün akustik performansa etkisini incelemiştir. Çalışmaya göre uygun efektif uzunluğun seçilmesi analitik ve nümerik modellerde rezonans frekansının doğru bir şekilde tespit edilmesi için önemli bir noktadır.

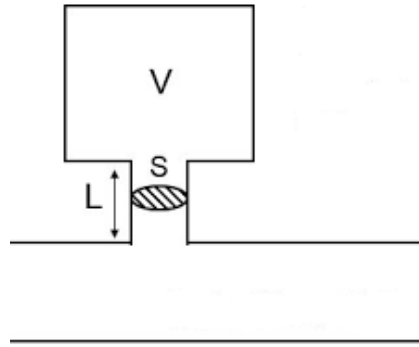
Howard (2013), çeyrek dalga rezonatörü için sıcaklığa bağlı olarak da çalışan transfer matris metodu geliştirmiş ve bu metodu sonlu elemanlar metoduyla birlikte kıyaslamıştır. Geliştirdiği transfer matris metodu sıcaklık fonksiyonunda da rezonatörün akustik performansını tahmin etmektedir.

3. AKUSTİK REZONATÖR TEORİSİ

Bu bölümde akustik rezonatör teorisi hem HR hem de çeyrek dalga rezonatör için ayrı ayrı incelenmiştir. Rezonans frekansı kavramı her iki rezonatör için tanımlanırken rezonans frekans formülü açıklanmış ayrıca kullanılan düzeltme faktörleri ve bununla beraber efektif uzunluk konusu üzerinde durulmuştur. Akustik rezonatörlerin performansları incelenirken kullanılan iletim katsayısı (TL) kavramı açıklanmış ve iletim katsayısı ifadesi türetilirken kullanılan akustik empedans ve transfer matris metodu her bir rezonatör için ayrı ayrı incelenmiştir.

3.1. Helmholtz Rezonatör

Bir HR, gürültü kaynağının olduğu hava akış sistemine bir boyunla bağlanmış ve belirli bir frekansa ayarlanmış kapalı bir hacimden oluşur. Rezonatörün çalışma prensibi gürültü kaynağındaki ses dalgalarının yansımaya dayanır, yani hava akış sistemindeki hava geçerken enerjinin küçük bir kısmı rezonatör aracılığıyla atılır ve geri kalanı gürültü kaynağına kaynağına geri yansıtılır. Teoride belirli bir frekansta büyük miktarlarda gürültü azalması elde edilebilse de sadece sönümleme etkisiyle sınırlandırılmış olmasına rağmen, pratik uygulamalarda rezonatörlerin kullanımı sistem kayıplarından dolayı sınırlanmıştır. Tipik bir HR geometrisi Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Tipik bir Helmholtz rezonatörü

HR, bir kütle yay sisteminin salınımına benzer bir yöntemle ses frekansı üretir. Hedeflenen frekanstaki sesi üretmek için, rezonatör dar bir boyuna sahiptir ve belirli miktarda hava miktarına sahip bir boşluk bu boyuna bağlıdır. Boyundaki hava ayrı bir kütle gibi davranırken, boşluktaki hava yay karakteri gösterir. Böylelikle sistem aslında bir kütle yay sistemi gibi davranmaktadır. Hava boşluğa girdiğinde, boşluktaki basınç

artar ve hava dışarıya itilir ve böylece rezonatörden gereğinden fazla hava dışarı atılır. Bu nedenle, rezonatör içindeki basınç dış basınçtan daha az olacaktır ve basınç farkını dengelemek için boşluğa daha fazla hava girecektir. Bu işlem sistem sonunda dengeye ulaşıncaya kadar tekrar eder. Temelde, havanın rezonatörün içine ve dışına gerçekleştirdiği hareket, bir yayın dikey eksen boyunca hareketi ile aynıdır. Bu nedenle, salınım sırasında, rezonatörün hacmindeki gaz dönüşümlü olarak sıkıştırılır ve çok düşük hacimlerde genleşir. Rezonatörün boynundaki havanın ataleti önemli bir rol oynar. HR, temel olarak sistem rezonanstayken ses basıncının azaltılmasında ve böylece istenmeyen gürültünün yok edilmesinde kullanılır. Bu nedenle rezonatör boyutları, rezonatör tarafından yansıtılan dalgaların hava akış sistemindeki belirli ses frekanslarının iptal edilmesine yardımcı olacak şekilde hesaplanır.

3.1.1. Rezonans Frekansı

Newton'un ikinci hareket yasası göz önüne alındığında, F kuvvet, m kütle ve α ivme olarak tanımlanır. İvme, konumun zamana göre ikinci mertebeden diferansiyeline eşittir.

$$F = m \cdot \alpha \quad (3.1)$$

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

Bir adyabatik sistemde ideal gaz için termodinamik eşitlik aşağıdaki gibidir.

$$P \cdot V^\gamma = \text{Sabit} \quad (3.2)$$

$$\frac{p}{p_0} = \gamma \frac{\Delta V}{V} \quad (3.3)$$

Burada p boyun girişindeki hava basıncı, p_0 atmosferik basıncı ifade eder. Boşluktaki hacim değişimi Denklem (3.4) ile ifade edilir. S boyun kesit alanıyken, x yer değiştirmedir. Denklem (3.4)'teki hacim değişimi, Denklem (3.3)'te yerine konulduğunda Denklem (3.5) elde edilir.

$$\Delta V = -Sx \quad (3.4)$$

$$P = \gamma \frac{Sx p_0}{V} \quad (3.5)$$

Yer değiştirme ve açısal hız sırasıyla aşağıda gösterilmiştir.

$$x(t) = e^{i\omega t} \quad (3.6)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (3.7)$$

Ayrıca kuvvet basınç ifadesi cinsinden yeniden tanımlanmış ve akustik kütle formülü verilmiştir

$$F = PS = \gamma \frac{Sxp_0}{V} S = \gamma \frac{S^2xp_0}{V} \quad (3.8)$$

$$m = \rho v = \rho SL \quad (3.9)$$

Denklem (3.2) yeniden düzenlendiğinde Denklem (3.10) elde edilir. Bu düzenlemede Denklem (3.1), Denklem (3.5), Denklem (3.8), Denklem (3.8) kullanılır. Rezonatör doğal frekansı da Denklem (3.12) ile tanımlanmıştır.

$$\frac{d^2x}{dt^2} = (i\omega)^2 e^{i\omega t} = \frac{\gamma S^2xp_0}{\rho SL} = \frac{\gamma Sp_0}{\rho VL} e^{i\omega t} \quad (3.10)$$

$$-\omega^2 = \frac{\gamma Sp_0}{\rho VL} \quad (3.11)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma Sp_0}{\rho VL}} \quad (3.12)$$

Ses hızı aşağıda gösterilmiştir.

$$c = \sqrt{\gamma \frac{p_0}{\rho}} \quad (3.13)$$

Ses hızı formülü dikkate alınarak Denklem (3.12) yeniden düzenlendiğinde doğal frekans formülü şöyle tanımlanır:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma Sp_0}{\rho VL}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\gamma \frac{p_0}{\rho}} \sqrt{\frac{S}{VL}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{VL}} \quad (3.14)$$

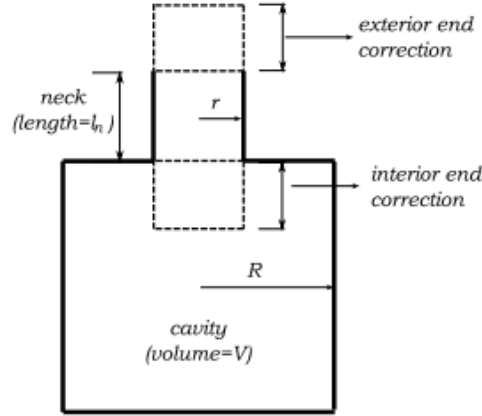
Böylece bir HR rezonans frekansı şu şekilde tanımlanır:

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

Denklem (3.15) incelendiğinde bir HR'ın rezonans frekansı boyun kesit alanı ve uzunluğu, boşluk hacmi ve sesin hızına bağlıdır. Bu rezonans frekans formülü Newton yasasından ve termodinamik bağıttan türetilen temel bir formüldür. Uygulamada Rayleigh (1940) ve Ingard (1953)'ın yaptığı çalışmalarla gösterdiği üzere formülde bir düzeltme faktörü ile efektif uzunluğun kullanılması gerekmektedir. Efektif uzunluk boyunun hem boşluk hem de kanal tarafına eklenen düzeltme faktörüyle birlikte elde edilen uzunluğu ifade eder.

3.1.2. Düzeltme Faktörü ve Efektif Uzunluk

Düzeltilme faktörü, boyunun giriş ve çıkış bölgesinin hemen dışındaki titreşerek sürüklenen sıvı kütle etkisini ifade eden bir terimdir. Bu terim gerçek boyun uzunluğuna eklenerek efektif uzunluk elde edilir. Küçük bir boyun büyük bir hacme maruz bırakıldığında, boynun içinde bulunan hava açıklığın hemen dışındaki hava tarafından bir kütle yüklemesine maruz kalır. Bu ilave hava kütlesi boyundaki hava ile aynı hızda hareket eder. HR özelinde, boyundaki hava kütlesi ağızlarda biriken hava kütlesi ile hareket eder. Bu durumda boyundaki aynı hareketi yapan hava kütleliğini ifade edebilmek için gerçek boyun uzunluğuna hem boşluk hem de kanal tarafından iki düzeltme faktörü eklenmelidir. Bu düzeltme faktörleri boynun bağlantı durumuna göre farklılık göstermektedir. Sonuç olarak HR için iç ve dış düzeltme faktörü olarak iki düzeltme faktörü kullanılmaktadır. İç düzeltme faktörü boyun ile boşluk bağlantısını ifade ederken, dış düzeltme faktörü kanal ile boyun bağlantısını ifade etmektedir.



Şekil 3.2. HR düzeltme faktörleri (Singh, 2006)

Rayleigh (1940), yaptığı çalışmada kanal bağlantısı olmayan bir HR için dış düzeltme faktörünü önerdi:

$$\delta_e = \frac{8r}{3\pi} = 0.85r \quad (3.16)$$

Burada r boyun yarı çapını ifade etmektedir. Denklem (3.16) uzun bir süre hem iç hem de dış düzeltme faktörü olarak kullanılmıştır. Ingard (1953) yaptığı çalışmayla bu düzeltme faktörünün boyun boyutlarının boşluk boyutlarına göre çok küçük olduğu durumlarda doğru çalıştığını, diğer durumlar için doğru sonuçlar vermediğini göstermiştir. Buna ek olarak önerdiği yeni iç düzeltme faktörü şu şekildedir:

$$\delta_i \sim \frac{8r}{3\pi} (1 - 1.25) \frac{r}{R} \quad (3.17)$$

Burada R boşluk yarı çapını ifade etmektedir. Fakat Ingard bu formülünde $\frac{r}{R} < 0.4$ için geçerli olduğunu belirtmiştir. Bu iki düzeltme faktörü formülleri de rezonatör kanal bağlantısının olmadığı durumlarda geçerli ifadelerdir.

Kanal bağlantılı rezonatörler için farklı düzeltme faktörleri önerilmiştir. Onorati (1994), kanal bağlantısı olan rezonatörlerde dış düzeltme faktörü olarak $0.3a$ ifadesini önermiştir. Burada a kanal yarı çapıdır. Ji (2005), eğri uydurulmuş iki farklı ifadeyle dış düzeltme faktörü önermiştir. Bu eşitlikler boyun ve kanal çapı oranlarına bağlı olarak şu şekilde ifade edilmiştir:

$$\frac{\delta_e}{r} = 0.8216 - 0.0644 \left(\frac{r}{a}\right) - 0.694 \left(\frac{r}{a}\right)^2, \frac{r}{a} \leq 0.4 \quad (3.18)$$

$$\frac{\delta_e}{r} = 0.9326 - 0.06196 \left(\frac{r}{a}\right), \frac{r}{a} \leq 0.4 \quad (3.19)$$

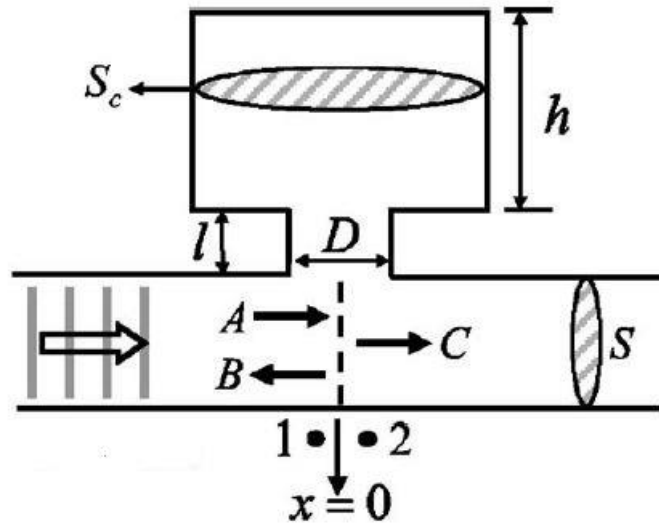
Sonuç olarak, tüm bu düzeltme faktör ifadelerinin nihai amacı, efektif boyun uzunluğunu doğru tahmin ederek rezonatör frekansını da doğru tahmin etmektir. Bu çalışmada kullanılan düzeltme faktörleri dördüncü bölümde açıklanmıştır.

3.1.3. İletim Kaybı ve Akustik Empedans

Gürültü kontrol uygulamalarında, rezonatör vb. diğer akustik yapıların çalışma performansını incelemek için bazı akustik terimler kullanılmakta ve böylelikle akustik aletlerin performansları analiz edilebilmektedir. Uygulamada, akustik analizlerde yaygın olarak kullanılan iki terim vardır: İletim kaybı, Akustik empedans.

İletim Kaybı (TL), bir akustik basınç dalgasının bir kaynaktan dışarı doğru yayıldığında, akustik yoğunluktaki azalma ölçüsüdür. Akustik dalga, kaynağından dışarı doğru yayıldıkça yayılma, yansıma ya da emilim davranışlarını gösterir. Rezonatör uygulamalarında yayılma ve yansıma davranışları etkindir, emilim ihmal edilecek ölçüde azdır.

Akustik empedans en temelde akustik basıncın akustik ortam hızına oranıdır. Bu oran, ortamdaki hız dalgalanmasının ne kadar basınç üreteceğinin frekansa bağlı bir ifadesidir. Akustik empedans frekansa bağlı bir ifadedir. Rezonatörde iki farklı konumdaki empedans uyumsuzluğu kaynaktan gelen akustik dalganın yansımasına neden olur. Şekil 3.3'te gösterildiği üzere, bir rezonatör bir kanala bağlandığında, düzlemsel dalga kanal boyunca yayılır ve empedans uyumsuzluğundan ötürü dalganın bir kısmı geri yansır. Bu empedans uyumsuzluğundan dolayı gürültü HR tarafından azaltılmış olur (Seo ve Kim, 2005).



Şekil 3.3. Helmholtz rezonatöründe iletim kaybı

Ses basıncı V ve hacim hızı U aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$P_1 = (Ae^{-jkx} + Be^{-jkx}), P_2 = Ce^{-jkx} \quad (3.20)$$

$$U_1 = \frac{1}{Z}(Ae^{-jkx} + Be^{-jkx}), U_2 = \frac{1}{Z}(Ce^{-jkx}) \quad (3.21)$$

Burada A , B ve C sırasıyla gelen dalga, yansıyan dalga ve iletilen dalgaların skaler şiddetidir. Hava kanalının akustik empedansı Denklem (3.22)'de tanımlanmıştır. S , yüzey alanıdır. Ayrıca $k = \frac{2\pi f}{c}$ dalga sayısıdır. Burada ρ havanın yoğunluğu ve c ses hızıdır.

$$Z = \frac{\rho c}{S} \quad (3.22)$$

Şekil 3.3 dikkate alındığında 1 ve 2 noktaları *arasındaki* transfer matrisi ses basıncı ve hacim hızının sürekliliği ilkesi kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ U_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -jZ_c \cot kh + Z_h & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ U_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ U_2 \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

Burada, rezonatör boşluğunun akustik empedansı $Z_c = \frac{\rho c}{S_c}$.

$$Z_r = -jZ_c \cot kh + Z_h \quad (3.24)$$

$$Z_h = \frac{\rho c}{S_h} [0.0072 + jk(l + 0.75)] \quad (3.25)$$

Burada, Z_h rezonatör boynunun akustik empedansıdır (Sullivan, 1978). Z_r ise rezonatörün akustik empedansıdır. Sullivan bu ampirik formülü eş merkezli rezonatör üzerinde yaptığı ölçümler ile elde etmiştir.

İletim kaybı transfer matrisi kullanılarak şu şekilde ifade edilebilir:

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{A}{C} \right| = 20 \log_{10} \left| \frac{T_{11} + \frac{T_{12}}{Z} + T_{21}Z + T_{22}}{2} \right| \quad (3.26)$$

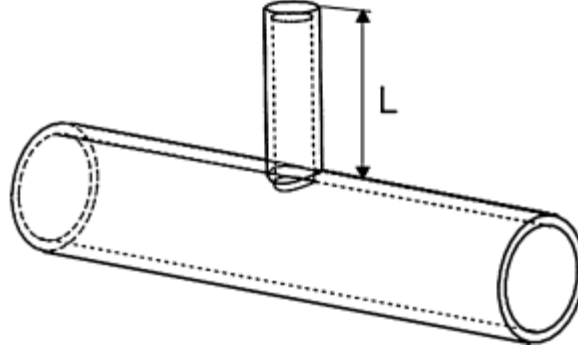
Burada A kaynaktan gelen dalganın akustik basıncı iken C iletilen dalganın akustik basıncıdır. Denklem (3.26) ve (3.23) kullanılarak kanaldaki bir rezonatörün iletim kaybı aşağıdaki gibi elde edilir:

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{2+Z \left(\frac{1}{-jZ_c \cot kh + Z_h} \right)}{2} \right| \quad (3.27)$$

HR performansını ve çalışma kabiliyetini incelemek için kullanılan akustik ifadeler, analitik olarak HR araştırmalarında yaygınca kullanılmaktadır. Ayrıca bu akustik ifadeler deneysel yaklaşımlarda da kullanılmaktadır.

3.2. Çeyrek Dalga Rezonatör

Çeyrek dalga rezonatör, Şekil 3.4'te gösterildiği gibi ana boru hattına takılan tek taraflı kapalı bir tüptür. Akustik dalganın bir kısmı ana boru hattından baypas tüpüne gelir ve ardından kapalı uçtan geri yansır. Bu, ses dalgasını aynı frekans ve ters fazla dengeler; rezonatörün çalışma prensibi böyledir.



Şekil 3.4. Çeyrek Dalga Rezonatörü

3.2.1. Rezonans Frekansı

Çeyrek dalga rezonatörleri bir anlamda açık-rijit kanallar gibi davranmaktadır. Kanalların akustik rezonans frekans formülü bu rezonatörlerde de aynı şekilde geçerlidir. Çeyrek dalga rezonatörü bir kanala bağlı çalıştığı için HR gibi bir düzeltme faktörüne ihtiyaç duyar ve böylelikle formül efektif uzunluk ile güncellenir. Efektif uzunluğuna bir sonraki bölümde değinileceği göz önünde bulundurularak çeyrek dalga rezonatörlerinde rezonans formülü aşağıda ifade edilmiştir:

$$f = (2n - 1) \frac{c}{4L} \quad (3.28)$$

Burada n mod indeksi, c ses hızını ve L rezonatör boyunu ifade etmektedir. Mod indeksine dikkat edildiğinde çeyrek dalga rezonatör tek mod şekillerinde çalışmaktadır. Ayrıca formüle bakıldığında rezonatör ne kadar uzun olursa o kadar düşük bir frekans elde edilir.

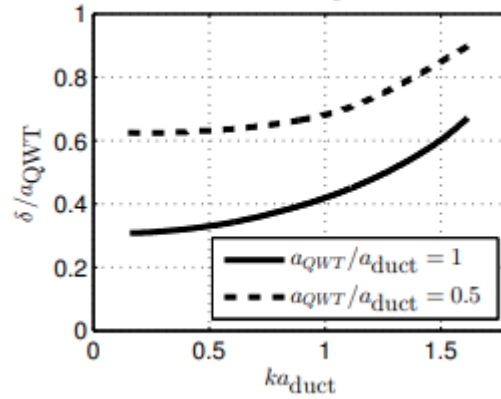
3.2.2. Düzeltme Faktörü ve Efektif Uzunluk

Çeyrek dalga rezonatöründe $\delta = \frac{8r}{3\pi} = 0.85r$ Rayleigh düzeltme faktörü modifiye edilerek

$$L_{eff} = L - \frac{8r}{3\pi} \quad (3.29)$$

Şeklinde yeniden düzenlenmiştir. Burada, r rezonatör yarı çapıdır. Ayrıca Ji (2005), yaptığı çalışmada çeyrek dalga rezonatörün uyarma frekansına ve ana kanalla

rezonatör yarı çap oranına bağlı olduğunu göstermiştir. Şekil 3.5'te yarı çap oranı 0.5 ve 1 için düzeltme faktörü gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Kanal-rezonatör yarı çap oranına bağlı düzeltme faktörü (Ji, 2005)

Yine bazı akustik kitaplarında kanal ve rezonatör kesit alanlarının eşit olması durumunda $0.85x$ rezonatör yarı çapı düzeltme faktörü (Ingard,2010) ve herhangi bir ön şart aranmaksızın $0.6x$ rezonatör yarı çapı düzeltme faktörü önerilmiştir (Bies ve Hansen, 2009).

3.2.3. İletim Kaybı ve Akusik Empedans

Çeyrek dalga rezonatör iletim kaybı şu şekilde tanımlanmıştır:

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{T_{11} + \frac{T_{12}}{c} S_d + \frac{T_{21}}{s_d} c + T_{22}}{2} \right| \quad (3.30)$$

Burada S_d kanal kesit alanıdır. Çeyrek dalga rezonatöründe de akustik empedans ifadesi HR'dekine benzer formda tanımlanmaktadır.

$$Z_r = Z_c + Z_h \quad (3.31)$$

Z_c rezonatör boşluğunun impedansını ifade ederken Z_h boğaz bölgesini ifade eder. Çeyrek dalga rezonatörlerinde $Z_h = 0$ kabul edilir. Bu kabul ile birlikte akustik impedans şu şekilde ifade edilir:

$$Z_r = j \frac{c}{s} \cot(kL) \quad (3.32)$$

Burada $k = \omega/c$ dalga sayısı, L rezonatör boyu ve S rezonatör kesit alanıdır.

Her iki rezonatör için verilen bu teorik arka plan sayısal analiz çalışmalarında kullanılmaktadır. Sonlu eleman çözümleri akustik elemanların impedanslarını arka planda hesaplamakta ve frekansa bağlı iletim kaybını otomatik olarak hesaplayabilmektedir. Ayrıca analitik modeller kurulurken de bu formüller kullanılarak frekansa bağlı iletim kaybı belirlenmektedir.



4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde ilk olarak kurulan sayısal modelin doğrulanması için kullanılan rezonatör detayları verilmiştir. Selamet vd. (2011) yaptıkları çalışmada 88 Hz’de çalışan bir HR’ün hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile akustik performansını incelemiş ve bu analizleri yaptıkları deneysel çalışmalar ile doğrulamışlardır. Bu çalışmada kurulacak sayısal analiz modelinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yerine sonlu elemanlar metodu tercih edilerek analiz süreleri önemli ölçüde kısaltılmıştır. Böylelikle sonlu elemanlar metodunun hem hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri hem de deneysel sonuçlara kıyasla gösterdiği performans da incelenmiştir.

Referans model ile doğrulama sağlandıktan sonra, rezonatör tasarımı için kullanılacak sayısal model kendi içinde tutarlılık analizine tabi tutulmuştur. Bu analizler kapsamında sonlu elemandan bağımsızlık analizi yapılmış ve optimum sonlu eleman sayısı bulunmuştur. Rezonatör akustik performansı incelenirken kullanılan kanal uzunluklarının modele etkisi de incelenmiştir. Böylece gereksiz uzun kanal kullanımının önüne geçilmiş ve modeldeki gereksiz sonlu eleman yüküne engel olunmuştur. Son olarak analizdeki frekans çözünürlüğünün de sonuca etkisi incelenmiştir. Frekans çözünürlüğünün çok fazla olması analiz süresini Ayrıca sayısal modelde kullanılan sınır şartları, TL hesaplama metotları açıklanmıştır. Bir rezonatörün akustik performansı o rezonatörün iletim kaybını ifade etmektedir.

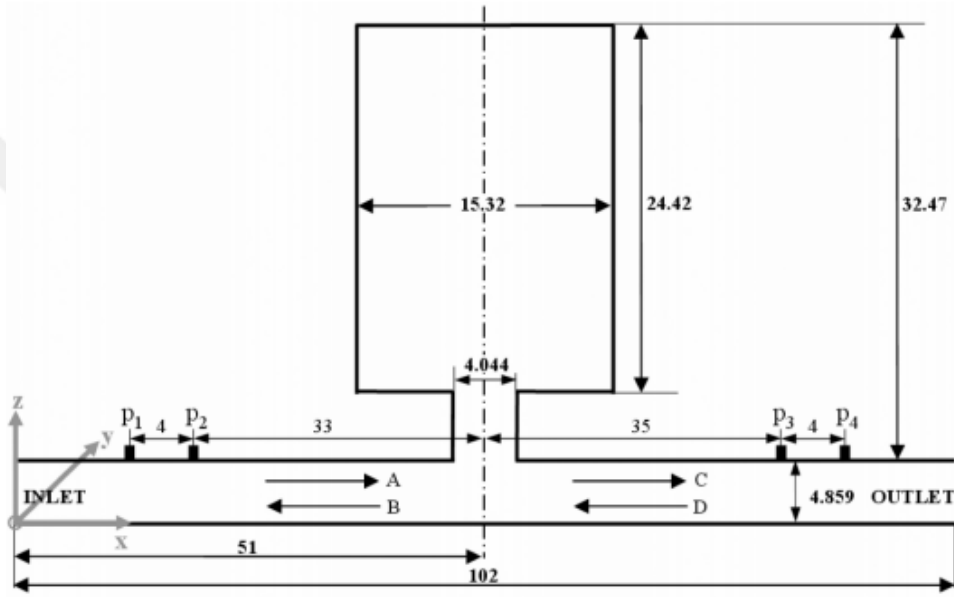
Bu çalışmanın öncelikli amacı doğrudan bir düşük frekanslı rezonatör tasarlamak yerine, düşük frekanslı rezonatör tasarımı için bir metodoloji sunmaktır. Bunun için literatürdeki çalışmalar da göz önüne alınarak tasarım parametreleri ve varyasyonların akustik performansa etkisi tek tek incelenmiştir. İncelenen parametreler ve varyasyonların sonuçları ileriki bölümde tartışılmıştır. Bu sonuçlara göre hedef frekans gözetilerek daha düşük hacimli rezonatörler tasarlanmış ve performansları referans rezonatörle karşılaştırılmıştır.

4.1. Referans HR Modeli

Selamet vd. (2011) yaptıkları çalışmada düşük frekanslı (88 Hz) bir HR için üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirmişler ve bu analizlere göre rezonatörün iletim kaybını hesaplamışlardır. Aynı rezonatör için yaptıkları deneyle analiz sonuçlarını kıyaslamışlar ve sonuçların büyük oranda tutarlılık göstermiştir. Yine

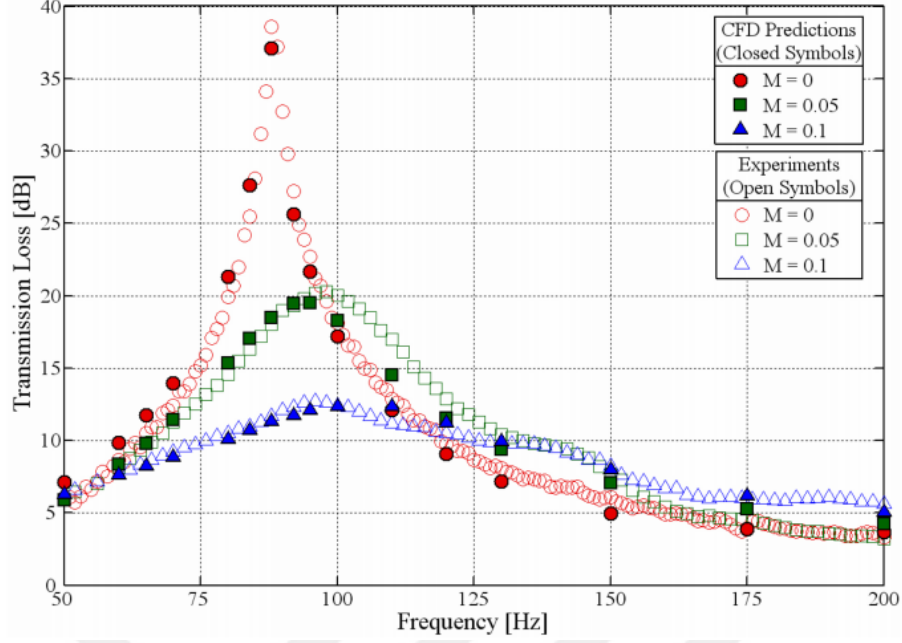
aynı çalışmada kanaldaki hava akış hızının akustik performansa etkisini de incelemiştir. $Ma=0$, $Ma=0.05$ ve $Ma=0.1$ için iletim kaybının düştüğü ve frekansın artış yönünde kaydığı gözlenmiştir. Ancak Knuttson vd. (2012) $Ma<0.1$ akışlar için akış etkisinin ihmal edilebileceğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada da bir tasarım metodolojisi geliştirileceği ve çok sayıda analiz koşturulacağı için akış hızı etkisi ihmal edilerek hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılmamıştır.

Referans HR modeli geometrik detayları aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Referans HR geometrik ölçüleri (Selamet vd., 2011)

Referans modeldeki HR 88 Hz'de çalışan bir rezonatördür. Analiz sonuçlarına göre rezonatörün deneysel sonuçlarla birlikte kıyaslandığı akustik performansı Şekil 4.2' de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. HR sayısal ve deneysel iletim kaybı sonuçları (Selamet vd., 2011)

Sonuçlar incelendiğinde deneysel ve analiz çalışmalarında yüksek oranda bir uyumluluk olduğu görülmektedir. Çalışmada kurulan sonlu elemanlar modeli bu modelin deneysel sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonuçları ileriki bölümde verilmiştir.

4.2. Akustik Analiz İçin Kurulan Sonlu Elemanlar Modeli

Bu çalışmada rezonatör akustik performansının incelenmesi için sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modelinin kurulmasında ve analizlerin koşturulmasında COMSOL paket programı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar metodunda akış etkisinin ihmal edildiği akustik analizler için Helmholtz denklemi kullanılmaktadır:

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla p - q \right) + \frac{k^2 p}{\rho_0} = 0 \quad (4.1)$$

Burada k dalga sayısı, ρ_0 akışkan yoğunluğu, q dipol ses kaynağını göstermektedir. Buradaki ses kaynağı birim hacim başına ivmelenmeyi ifade eder. Çalışma boyunca girdi olarak verilen basınç dalgası düzlemsel bir dalga olarak verildiği için kaynak ifadesi sıfır olarak kabul edilir. Bu denklem her bir frekans için belirlenen frekans aralığında iteratif metotlarla çözülür; akustik basınç ve hız gibi ifadeler elde edilir.

Kurulan sonlu elemanlar modelinde kanal ve rezonatör duvarları geometrik olarak modellenmemiştir. Bunun yerine doğrudan hava boşlukları modellenmiştir. Kanal ve rezonatör yüzeylerin tamamı duvar (Sound-hard Wall) olarak tanımlanmıştır. Bu duvar sınır şartı tanımlandığı yüzeylerde dalganın yansımaya olanak sağlar. Geometri simetrik olduğu için yarım model hazırlanıp simetri yüzeyi tanımlanmıştır.

Sistem giriş ve çıkışların doğru tanımlanması modelin uygun sonuçlar vermesi için kritik önemdedir. Özellikle çıkış bölgesinde dalganın sonsuz bir kanalda ilerliyor gibi olması gerekmektedir. Aksi halde dalganın geri yansımaya bozucu bir dalgaya sebep olacak ve iletim kaybı karakteristiği değişecektir. Bunun önüne geçmek için giriş ve çıkışlara Port sınır şartı tanımlanmıştır. Bu sınır şartı ile giriş ve çıkışlar yansısız bir yüzey olmakta ve her iki yüzeyde de düzlemsel dalga görülmektedir. Port sınır şartı gibi çalışan düzlemsel dalga sınır şartı da modelde kullanılmış ve her iki sınır şartı kıyaslandığında Port sınır şartının daha doğru çalıştığı gözlemlenmiştir. Kıyaslama sonuçları ileriki bölümlerde verilmiştir. Son olarak giriş şartı olarak 1 Pa şiddetinde sinusoidal bir dalga tanımlanmıştır. Bu dalga analiz boyunca tanımlanan frekans aralığında ve her bir frekans için üretilmektedir. Kullanılan sınır şartları Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Akustik modelde kullanılan sınır şartları

Giriş	Port 1 / Düzlemsel Dalga
Çıkış	Port 2 / Düzlemsel Dalga
Yüzeyler	Duvar (Sound- Hard Wall), Simetri
Giriş Basınç Genliği	1 Pa
Hava yoğunluğu	1,225 kg/m ³
Ses hızı	343 m/s

Koşuturulan analizler sonucunda iletim kaybı giriş ve çıkış basınçları baz alınarak hesaplatılmıştır. İletim kaybı:

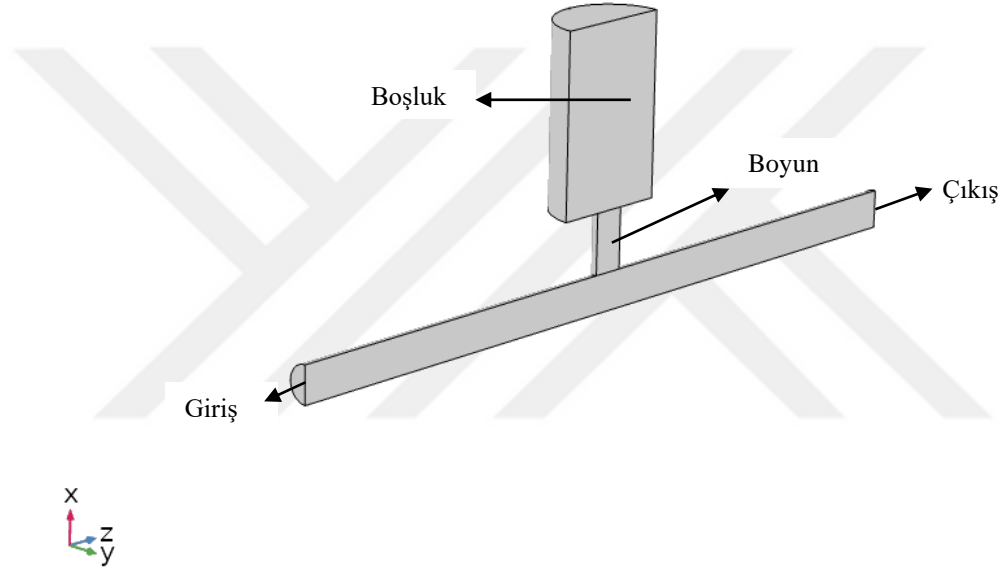
$$TL = 10 \log \left(\frac{P_i}{P_o} \right) \quad (4.2)$$

Burada, P_i ve P_o sırayla giriş ve çıkış akustik güçtür. Bu akustik güçler şu şekilde hesaplanır:

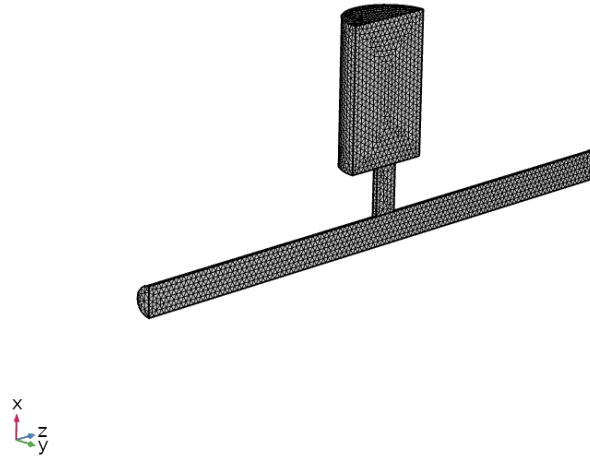
$$P_i = \int \frac{p_i^2}{2\rho_0 c} dA, P_o = \int \frac{p_o^2}{2\rho_0 c} dA \quad (4.3)$$

Burada, p_i ve p_o sırasıyla girişte tanımlanan basınç ve çıkışta hesaplanan akustik basınç genliğini ifade eder.

Son olarak, kustik analizlerde kullanılmak üzere oluşturulmuş üç boyutlu HR geometri modeli Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Model simetrik olduğu için yarım model olarak oluşturulmuştur. Ek olarak Şekil 4.4'te sonlu eleman modeli gösterilmiştir. Sonlu elemanda birinci dereceden tetra eleman kullanılmıştır. Eleman sayısı ve boyutları konusu ileriki bölümde detaylı olarak açıklanmıştır.



Şekil 4.3. Akustik analiz için oluşturulan üç boyutlu HR geometri modeli



Şekil 4.4. Akustik analiz için oluşturulan üç boyutlu HR sonlu eleman modeli

4.3. Akustik Analiz Sonuçları

Akustik analizlerde ilk olarak referans HR modeli (Selamet vd., 2011) kullanılarak kurulan sonlu elemanlar deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Referans HR modeli 88 Hz'de çalışan bir rezonatördür. Model doğrulandıktan sonra diğer analizlerde kullanılmak üzere hesaplama kolaylığı açısından 90 Hz'lik bir rezonatör Denklem 3.15'e göre tasarlanmış ve boyutları belirlenmiştir. Rezonatör boyutları belirlenirken kullanılan efektif uzunluk ve rezonatör boyutları Çizelge 4.2'de gösterilmiştir. Bu rezonatör üzerinden tasarım parametreleri ve varyasyonlarına göre analizler koşturulmuş.

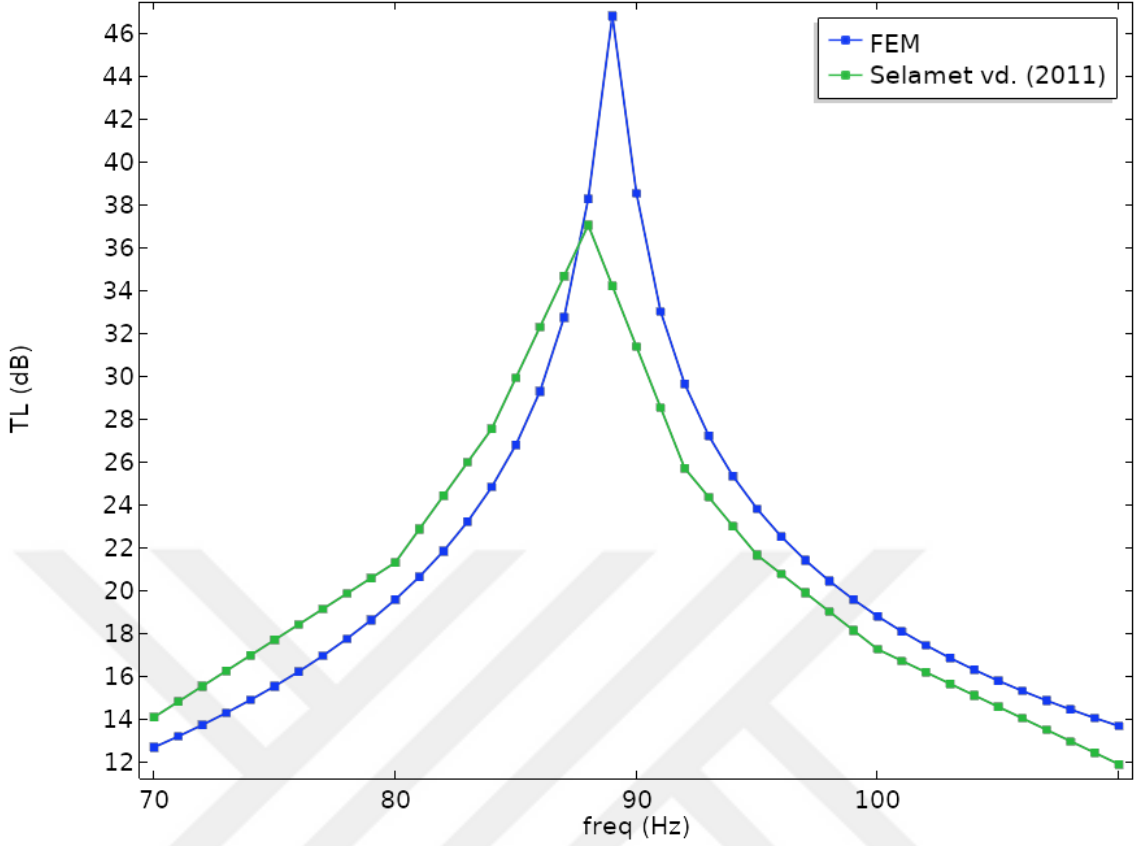
Çizelge 4.2. HR rezonatör boyutları ve hedef frekans

Boyun Uzunluğu L_n (mm)	80
Boyun Çapı D_n (mm)	40
Boşluk Uzunluğu L_c (mm)	240
Boşluk Çapı D_c (mm)	150
Boşluk Hacmi V (mm ³)	4.239e+6
Düzeltem Faktörü δ (mm)	1.4 ($D_n/2$)
Rezonans Frekansı f (Hz)	90

4.3.1. Referans HR Model Sonuçları

Bir önceki bölümde detayları verilen sonlu elemanlar modeli ile ilk olarak referans HR analizi koşturulmuştur. Koşturulan analizde frekans aralığı 70-150 Hz; frekans çözünürlüğü 1 Hz olarak belirlenmiştir. Yapılan analiz neticesinde deneysel sonuçla analiz sonucu Şekil 4.4'te gösterilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde, deney sonucuna göre rezonatör 88 Hz'de 37 dB bir iletim kaybı performansı göstermektedir. HR'ün dar bant çalıştığı göz önünde bulundurulduğuna 80-100 Hz aralığında 16 dB'e kadar bir iletim kaybı görülmektedir. 100 Hz'den sonra iletim kaybının azaldığı yani HR'ün aktif olmadığı gözlemlenebilir. Sonlu elemanlar analiz sonucu incelendiğinde iletim kaybının maksimum olduğu frekans 89 Hz'dir. Buradaki iletim kaybı 46,4 dB'dir. Ayrıca pik frekansı hariç 70-150 Hz aralığında analiz sonuçlarındaki iletim kaybı deney sonuçlarına kıyasla 1 dB daha düşük kalmaktadır. Deney sonucuna göre analiz sonucundaki iletim kaybının daha yüksek çıkmasının sebebi boyun bölgesindeki akustik empedansın akış kaynaklı kayıpların ihmalinden ötürü program tarafından daha düşük hesaplanmış olmasıdır. Ayrıca bir akustik empedans modeli geliştirilip bu akustik empedans boyun bölgesine tanımlandığında iletim kaybının deney sonuçlarına yaklaşılabileceği öngörülmektedir.



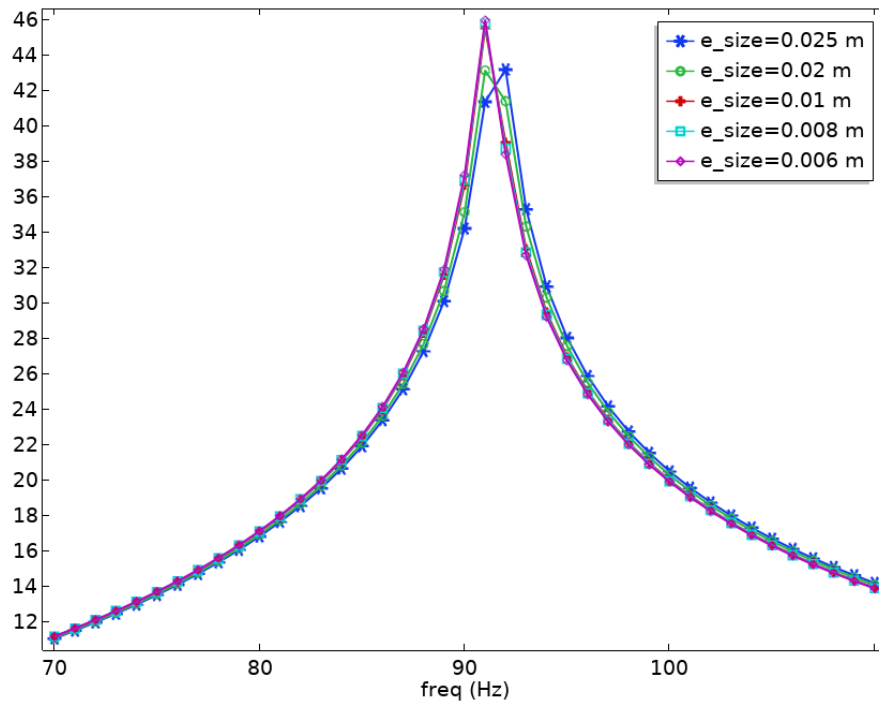
Şekil 4.4. Referans HR için sonlu elemanlar akustik analiz ve deneysel sonuçları

İletim kaybının pik yaptığı frekanslar karşılaştırıldığında %1,1'lik pozitif bir sapma görülmektedir. Bu sapmanın en temel sebebi rezonans frekansında kullanılan düzeltme faktörüne bağlı efektif uzunluğun değişkenlik göstermesidir. Programda düzeltme faktörü otomatik olarak çözüm sırasında hesaplanmaktadır. Bu noktada programın verdiği rezonans frekansı daha güvenilir kabul edilmiş ve efektif uzunluk bu sonuca göre $L_{eff} = L + 1.44r$ olarak güncellenmiştir. Burada, r boyun yarı çapıdır. Diğer tüm analizlerde de L_{eff} yukarıdaki ifadeye göre hesaplanmıştır.

Son olarak yapılan kıyaslama neticesinde sonlu elemanlar modelinin maksimum iletim kaybının olduğu ana çalışma frekansının tespitinde başarılı bir şekilde çalıştığı gözlemlenmektedir. Pik frekansındaki iletim kayıplarında 9,4 dB bir fark oluşmasının sebebi detaylı bir akustik empedans modellemesi yapılmamasıdır. İletim kaybındaki bu farkın hedef frekansın doğru tahmin edilmesinde doğrudan bir etkisi olmadığı için kurulan sonlu elemanlar modeli geçerli kabul edilip diğer analizlerde de aynı şekilde kullanılmıştır.

4.3.2. Sonlu Elemandan Bağımsızlık Analizi

Kurulan akustik modelde optimum çözüm süresinde analizlerin koşturulabilmesi için sonlu elemandan bağımsızlık analizleri yapılmıştır. Buna göre farklı sonlu eleman boyutlarında kurulan modellerin frekansa bağlı iletim kayıpları çıkartılmış ve iletim kaybı değişiminin donduğu sonlu eleman boyutu tüm diğer analizlerde de sabit olarak kullanılmıştır. Şekil 4.5'te farklı sonlu eleman boyutlarına göre iletim kaybı gösterilmektedir.



Şekil 4.5. Farklı sonlu eleman boyutlarına göre iletim kaybı sonuçları

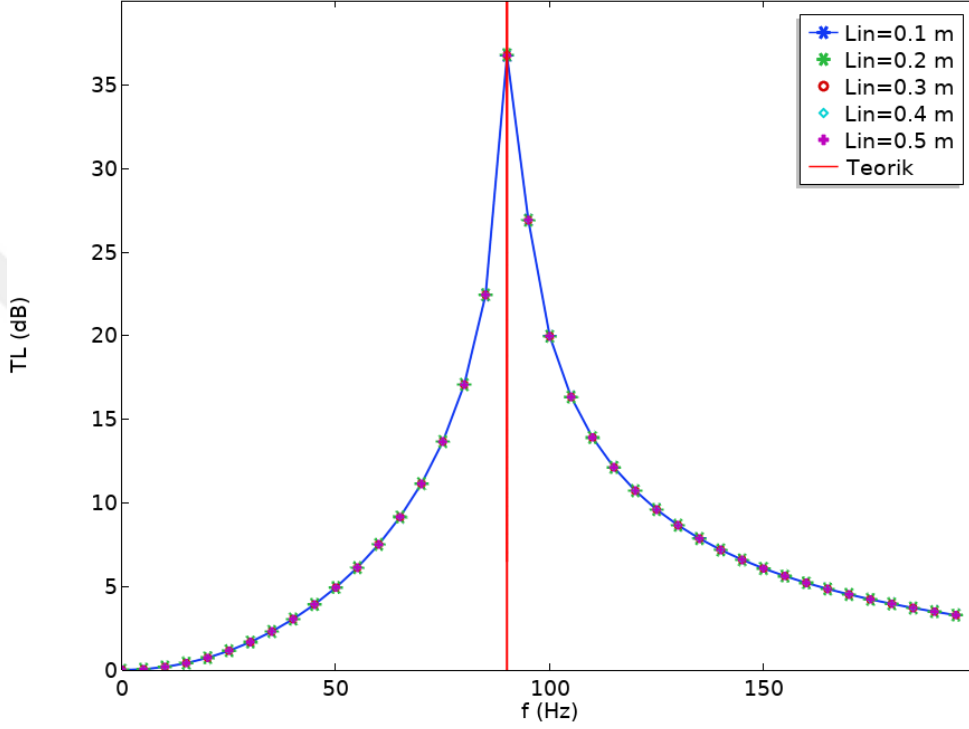
Sonuçlar incelendiğinde 25 ve 20 mm sonlu eleman boyutlarında pik frekansı ve maksimum iletim kaybında sapmalar olduğu görülmektedir. 10, 8 ve 6 mm boyutlarında ise sonuçlar aynıdır. Bu sonuçlara göre modelde 10 mm eleman boyutu kullanılmasına karar verilmiştir. Tüm sonuçlar Çizelge 4.3'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.3. Eleman boyutlarına göre eleman sayıları

Boyut	Eleman sayısı	Frekans (Hz)	TL (dB)	TL Hata %
6 mm	239372	91	45,9	-
8 mm	98656	91	45,7	0,4%
10 mm	49772	91	45,5	0,9%
20 mm	5991	91	43,1	6,2%
25 mm	2717	92	43,1	6,1%

4.3.3. Kanal Uzunluğu Analizi

Kurulan akustik analiz modelinde rezonatör ana bir akış kanalına montajlı halde analize tabi tutulmaktadır. Giriş ve çıkış tarafındaki kanal uzunluğunun iletim kaybı sonuçlarına etkisi incelenmiş ve böylelikle modelde gereksiz eleman sayısından kaçınılmıştır. Şekil 4.6'da farklı kanal uzunluklarına göre iletim kaybı sonuçları görülmektedir.



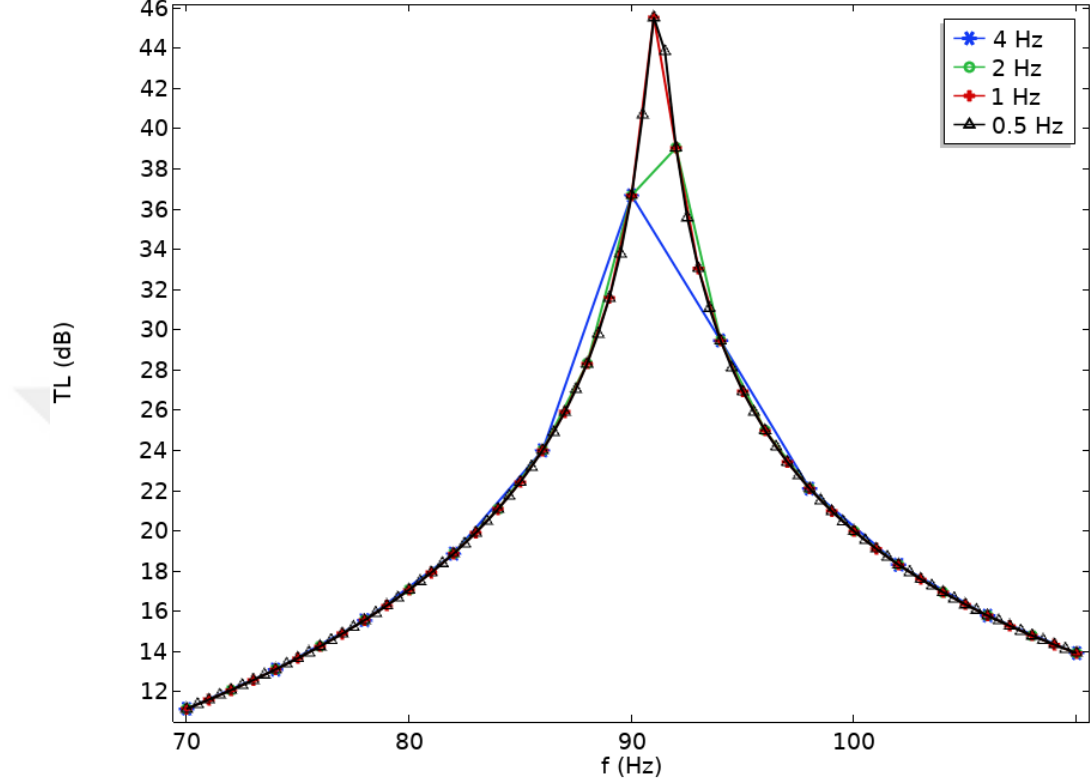
Şekil 4.6. Farklı kanal boylarında iletim kaybı sonuçları

Analizlerde giriş; Lin boyutları simetrik olarak çıkış tarafına da uygulanmıştır. Sonuçlara göre iletim kaybında herhangi bir değişim gözükmemektedir. Yine de rezonatör boyutlarındaki değişimler göz önüne alınarak kanal uzunlukları 0.5 m olarak belirlenmiştir.

4.3.4. Frekans Çözünürlüğünden Bağımsızlık Analizi

Sonlu elemanlar modeli bölümünde de bahsedildiği üzere akustik analizlerde frekansa bağlı bir çözüm gerçekleştirilir. Her frekansta Helmholtz denklemi çözdürülür. Belirlenen frekans aralığında frekansın kaç birim artacağına frekans çözünürlüğü denir. Yüksek frekans çözünürlüğünde daha hassas bir sonuç elde edilse de çözüm dosya boyutları oldukça artmaktadır. Düşük bir çözünürlük de ise atlanan frekanslar sonucu doğrudan etkileyebilir. Bundan dolayı farklı frekans çözünürlüklerinin iletim kaybına

etkisi incelenerek optimum frekans çözünürlüğü belirlenmiştir. Şekil 4.7’de frekans çözünürlüğüne göre iletim kaybı sonuçları görülmektedir.



Şekil 4.6. Farklı kanal boylarında iletim kaybı sonuçları

Sonuçlar incelendiğinde 2 Hz ve 4 Hz çözünürlüklerde pik frekansının değiştiği ve buna bağlı olarak maksimum iletim kaybının azaldığı gözlemlenmiştir. 0.5 Hz ve 1 Hz çözünürlüklerde sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak frekans çözünürlüğü 1 Hz olarak sabitlenmiştir.

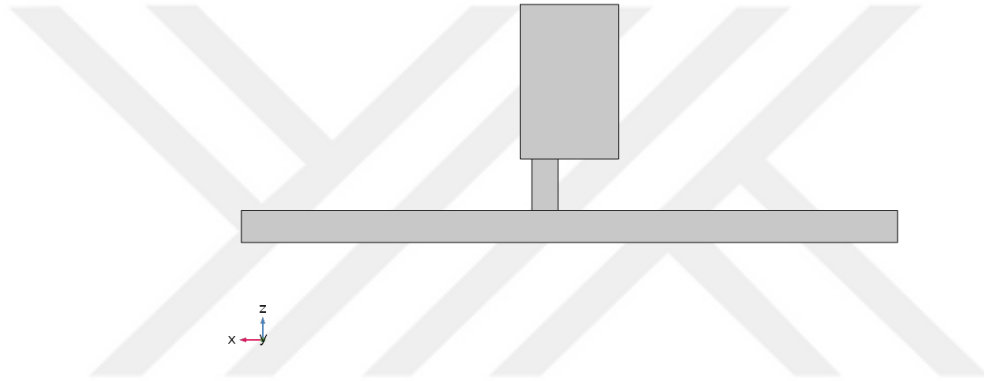
4.3.5. Asimetrik Boyun Analizi

Hacimsel kısıtlar göz önüne alındığında farklı HR konfigürasyonlarına ihtiyaç duyulabilir. Boyun ve boşluğun eş eksenli olması ideal bir durumdur. Kısıtlı bir hacimde boynun asimetrik olması gerekebilir. Asimetrik boynun iletim kaybı üzerindeki etkisinin incelenmesi bu sebeple önemlidir. Bu bölümde, beş farklı ölçüdeki eksen mesafesi belirlenmiş ve bu mesafelerin boyun yarı çapına oranı parametreye bağlanıp farklı HR geometrilerinde analiz koşturulmuştur. Eksen mesafeleri ve eksen yarı çap oranları Çizelge 4.4’te gösterilmiştir. Şekil 4.7’de $e/a = 0.5$ için geometrik modelin kesit

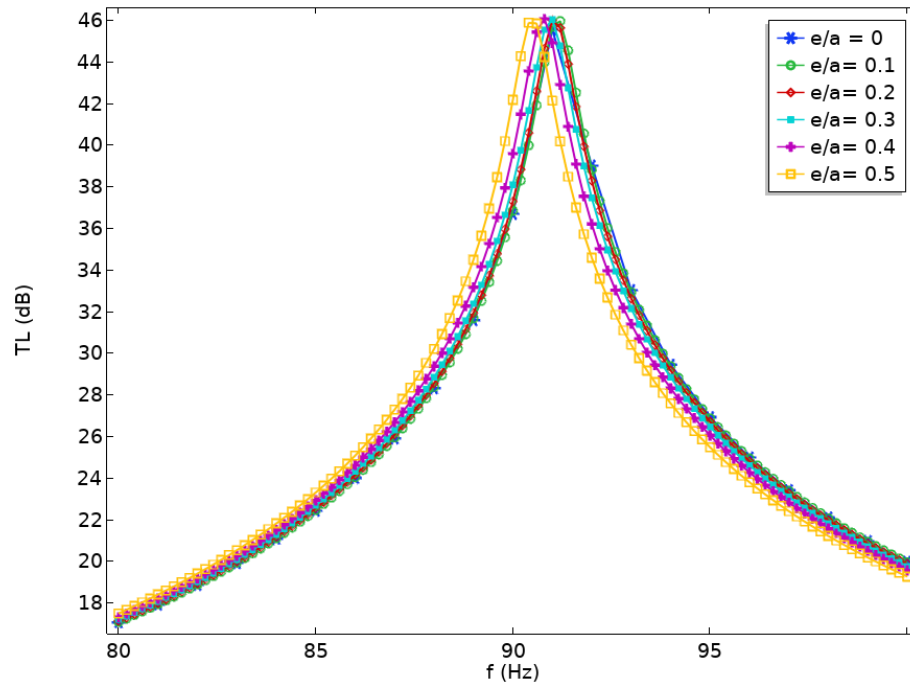
görüntüsü verilmiştir. Şekil 4.8’de farklı eksen mesafesi yarı çap oranları için analiz sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.4. Eksen mesafeleri ve eksen yarı çap oranı

Boyun yarıçapı (a)	Eksen Mesafesi (e)	Eksen yarıçap oranı (e/a)
20 mm	2mm	0.1
20 mm	4 mm	0.2
20 mm	5 mm	0.3
20 mm	8 mm	0.4
20 mm	10 mm	0.5



Şekil 4.7. $e/a=0.5$ için asimetrik boyunlu HR kesit görüntüsü

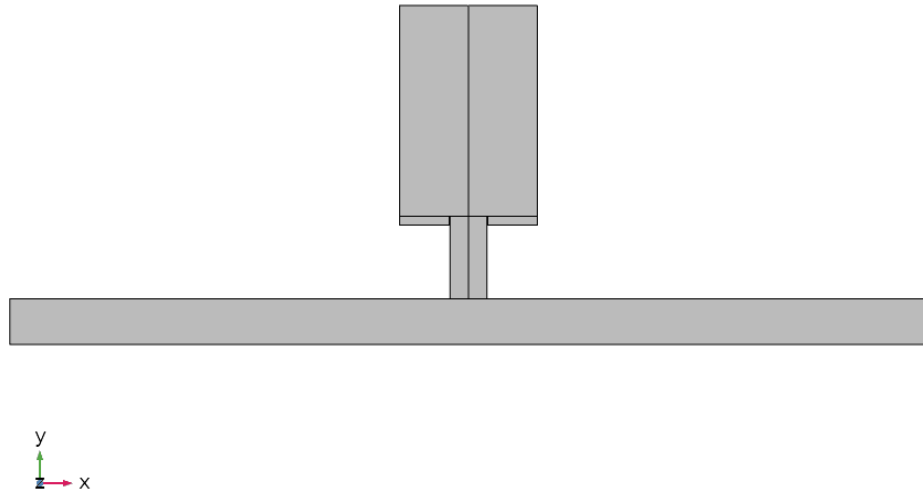


Şekil 4.8. eş eksenli ve beş farklı e/a oranında asimetrik boyunlu HR için iletim kaybı sonuçları

Şekil 4.8 detaylı bir şekilde incelendiğinde asimetric boyunlu HR için iletim kaybının maksimum değeri değişmemektedir. Pik frekanslarına bakıldığında sonuçlar 90 Hz ve 92 Hz arasında değişmektedir. Bu değişim yaklaşık %1.1'lik bir salınım anlamına gelir. Bu hata oranı dikkate alındığında hacim kısıtına göre HR tasarımında asimetric boyun kullanılabilir. Asimetric boyun HR konumlandırılmada önemli bir esneklik sağlamaktadır.

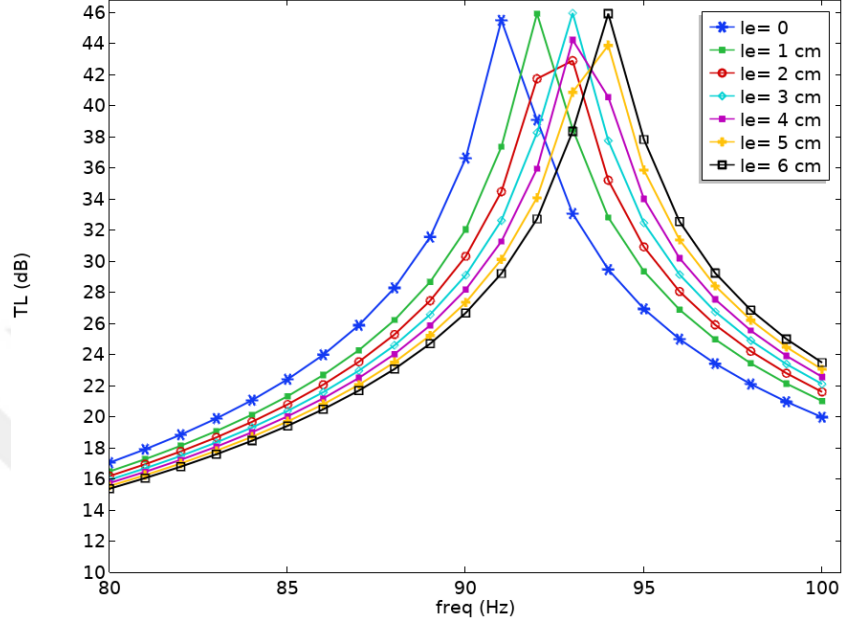
4.3.6. Uzatılmış Boyun Analizi – Toplam Boy Uzunluğu Sabit

Düşük frekansta çalışan bir HR rezonans frekans formülü göz önüne alındığında yüksek bir boşluk hacmine sahip olacaktır. Bu hacim problemini aza indirmek için akla ilk gelen çözümlerden biri rezonatör boynunu boşluk içine doğru kaydırmak; diğer bir şekilde söylenirse boşluk hacmini boyuna doğru kaydırmaktır. Bu varyasyonda toplam boy uzunluğu sabit kalmakta boşluk hacmi boyuna doğru kaydırıldığı için azalmaktadır. Hacmin azalması, frekans formülü göz önüne alındığında rezonans frekansını düşük bir oranda artırır. Şekil 4.9'da boşluk hacminin boyna saplandığı geometri modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Boyun uzunluğu sabit, boşluk hacminin boyuna doğru kaydırıldığı HR geometrisi

Boşluk hacminin boyuna doğru kaydırılma mesafesi, L_e parametreye bağlanarak 10 mm'den 60 mm'ye kadar altı farklı ölçüde geometriler için ayrı ayrı analiz koşturulmuştur. Analizlerin sonucuna göre iletim kaybı grafiği Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Ayrıca her bir ayrı geometri için frekans ve iletim kaybı değerleri Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Her bir L_e değeri için boşluk hacminin boyuna kaydırıldığı HR için iletim kaybı sonuçları

Çizelge 4.5. Boşluk hacminin boyuna kaydırıldığı HR için L_n , L_e , pik frekansı ve TL değerleri

Boyun uzunluğu L_n+L_e (mm)	Ek uzunluk L_e (mm)	Frekans (Hz)	TL (dB)
80	0	91	45,5
80	10	92	45,9
80	20	93	43,4
80	30	93	45,8
80	40	93	44,1
80	50	94	43,6
80	60	94	45,9

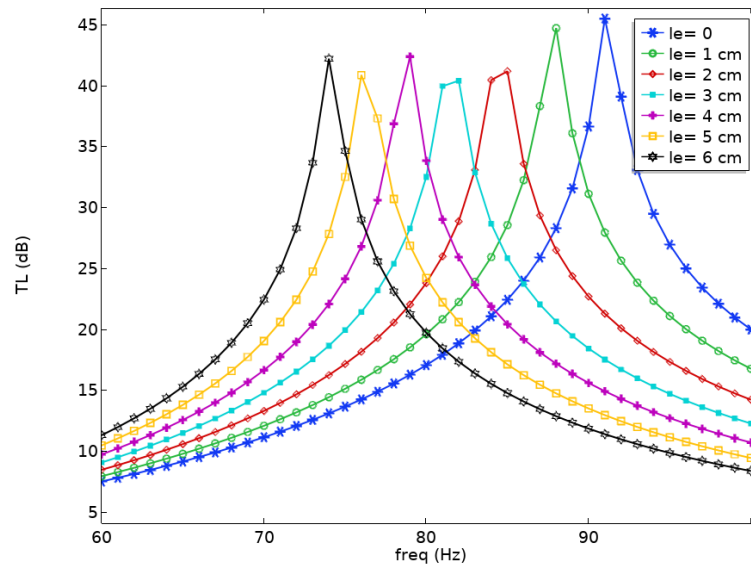
Sonuçlar incelendiğinde maksimum ek uzunluk ile normal HR arasında pik frekansı için 3 Hz'lik küçük bir fark söz konusudur. Ayrıca maksimum iletim kaybı değerleri arasındaki en yüksek fark 1.9 dB'dir. Bu farklar göz önüne alındığında toplam boyun uzunluğunun sabit bırakılarak boşluk hacmi boyuna doğru kaydırılabilir. Böyle bir durumda toplam HR hacminde bir düşüş yaşanacaktır. Hedeflenen rezonans frekansının sağlanması için HR kesit alanında düşük bir oranda azalma sağlanırsa

rezonans formülü dikkate alındığında hedef frekanstan daha yüksek frekansta bir HR elde edilmiş olur. Bu yeni HR ek boyun mesafesi ayarlanarak hedef frekansa çekilir.

4.3.6. Uzatılmış Boyun Analizi – Toplam Boy Uzunluğu Değişken

HR için bir diğer boyun varyasyonu daha mevcuttur. Bu varyasyonda boyun uzunluğu sabit olmayıp ek bir uzatma mesafesi ile boşluk hacmine doğru uzatılır. Frekans formülü dikkate alındığında boyun uzunluğu artarken boşluk hacmi yine azalacaktır. Ancak boyun mesafesinin artış oranı daha yüksek olacağı için frekansın azalması beklenir. Ek boyun mesafesi parametreye bağlanarak bir önceki bölümde tarif edilen analizler tekrarlanmıştır. Şekil Analiz sonuçları Çizelge 4.6 ve Şekil 4.11.de gösterilmiştir.

Şekil 4.11 incelendiğinde, beklenildiği gibi ek boyun mesafesi arttıkça rezonans frekansının azaldığı gözlemlenmektedir. Diğer uzatılmış boyun varyasyonundan farklı olarak boşluk hacmi düşük bir oranda azalsa bile boyun uzunluğu arttığı için rezonans frekansları azalmıştır. Maksimum ek boyun mesafesi dikkate alındığında 17 Hz’lik bir azalma söz konusudur. Bununla beraber iletim kaybı değerleri incelendiğinde maksimum fark 4.7 dB’dir. İletim kaybı değerleri frekansa kıyasla birbirine yakın değerlerdedir. Sonuçlar yorumlandığında hedef frekans olan 90 Hz’den daha yüksek frekansa sahip bir HR’ne ek boyun eklendiğinde frekans düşeceğinden hedef frekans yakalanabilir. Yüksek frekanslı bir HR düşük hacim demektir. Bu ilke göz önünde bulundurulursa aynı frekansta çalışan daha düşük hacimli bir HR tasarımı yapılabilir.



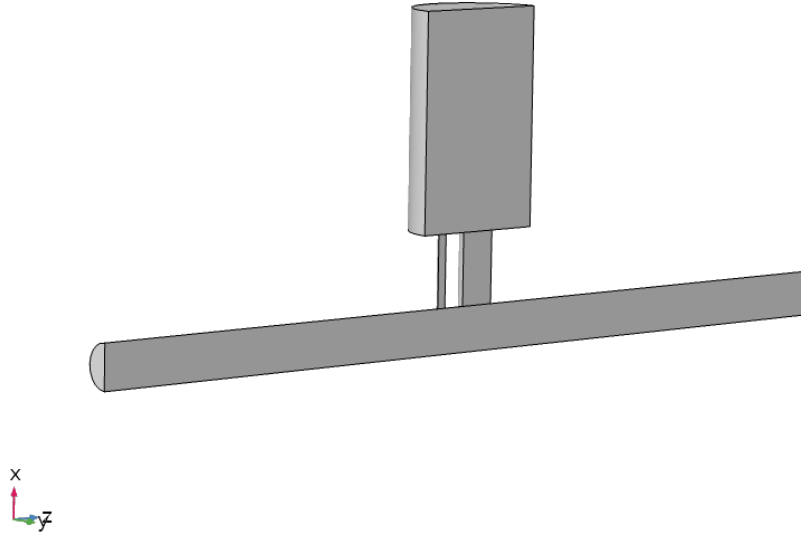
Şekil 4.11. Her bir Le değeri için boyun uzunluğunun değiştiği HR için iletim kaybı sonuçları

Çizelge 4.6. Boşluk hacmi sabit boyunun uzatıldığı HR için L_e , pik frekansı ve TL değerleri

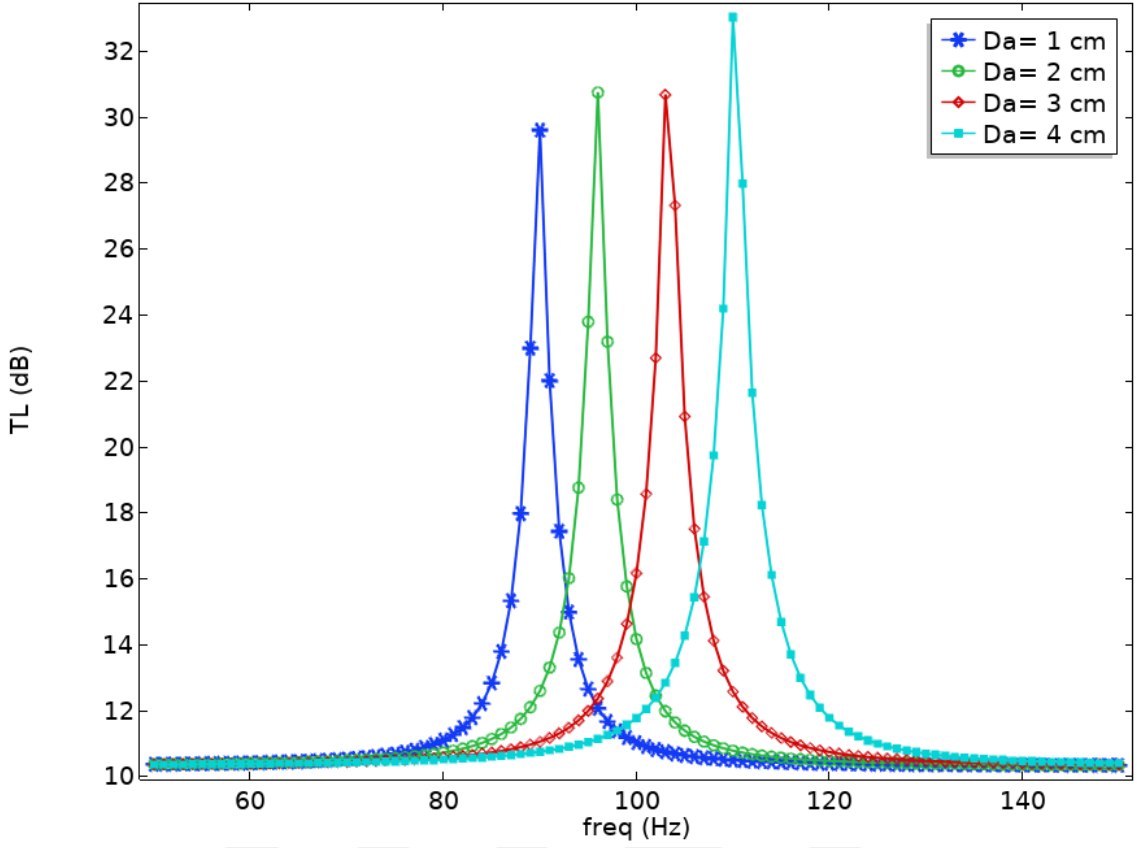
Ek uzunluk L_e (mm)	Toplam uzunluk L_n+L_e (mm)	Frekans (Hz)	TL (dB)
0	80	91	45,5
10	90	88	44,6
20	100	85	41,1
30	110	82	40,4
40	120	79	42,3
50	130	76	40,8
60	140	74	42,1

4.3.7. Ek Boyun Analizleri

HR için kullanılacak bir diğer varyasyon rezonatöre ek boyun eklenmesidir. Ek boyun eklendiğinde iki adet boyun sayısı frekansta doğrudan bir değişiklik gerçekleştirecektir. Frekans davranışının belirlenebilmesi için farklı çaplarda ek boyun varyasyonlu oluşturulmuş ve ayrı ayrı analiz koşturulmuştur. Şekil 4.12 de ek boyunlu bir HR geometrisi gösterilmiştir. Şekil 4.13’de ek boyunlu varyasyonlar için yapılan analizlere göre hesaplanan iletim kaybı sonuçları bulunmaktadır. Çizelge 4.7’de ek boyun çapına göre rezonans frekansı ve iletim kaybı değerleri verilmiştir.



Şekil 4.12. Ek boyunlu HR geometrisi



Şekil 4.13. Ek boyunlu HR içi iletim kaybı sonuçları

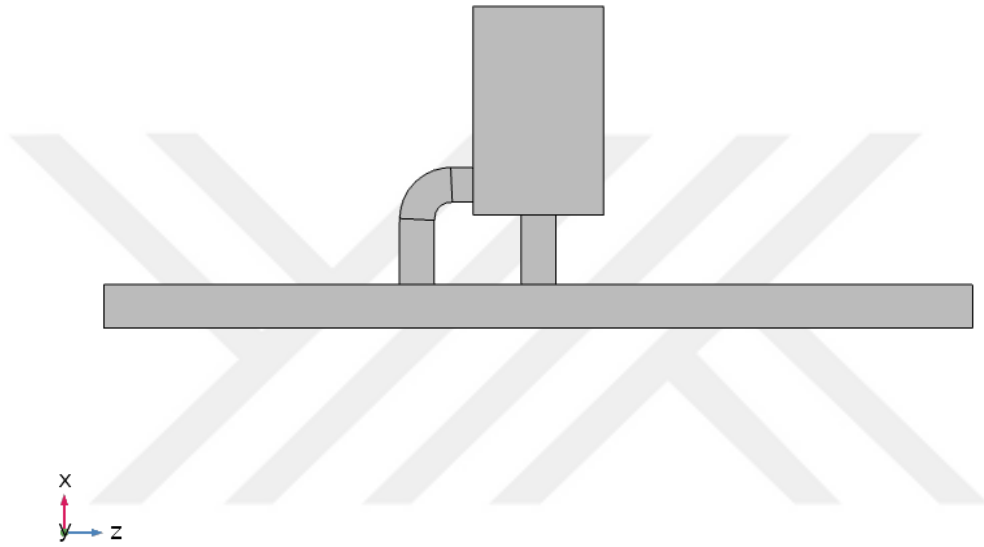
Çizelge 4.7. Ek boyun yarı çaplarına göre frekans ve iletim kaybı sonuçları

Ek boyun çapı D_a (mm)	Frekans (Hz)	TL (dB)
10	90	29.5
20	96	30.7
30	104	27.3
40	110	33

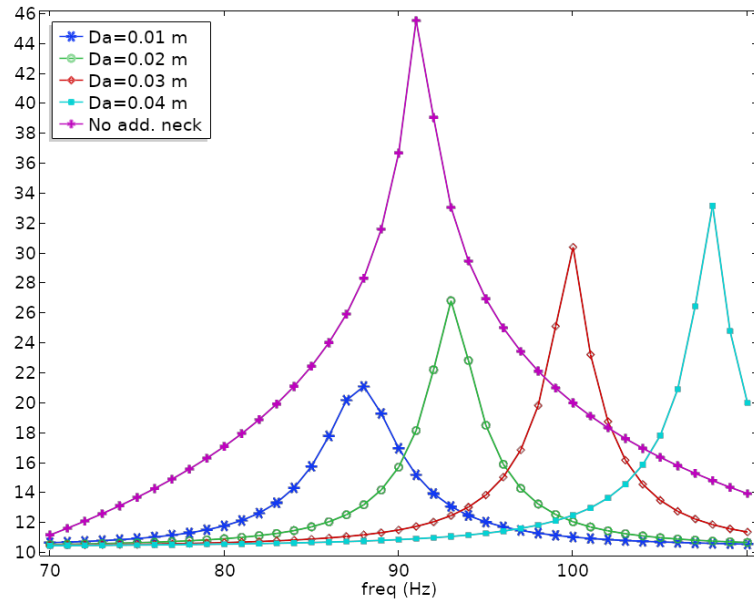
Şekil 4.13 ve Çizelge 4.7 incelendiğinde ek boyun çapı arttıkça rezonans frekansının arttığı görülmektedir. Frekansların artmasının sebebi, iki farklı boyun olmasından ötürü iki ayrı rezonans frekansının olması ve yeni iki boyunlu rezonatörün bu frekansların bileşkesi olan yeni bir rezonans frekansına sahip olmasıdır. İki boyunlu rezonatör sisteminin aslında paralel bağlı iki farklı rezonatör gibi davrandığını söylemek mümkündür. Ayrıca iletim kaybı değerlerinin önemli ölçüde düşmüştür. Baz model referans alındığında, dört farklı ek boyun çapın ortalama iletim kaybı 16.2 dB daha düşüktür. Tüm sonuçlar göz önüne alındığında, sadece ek boyun eklemek frekans artırırken iletim kaybını düşürdüğünden dolayı aynı hedef frekansta çalışan düşük hacimli bir rezonatör tasarımı için uygun bir varyasyon değildir.

4.3.8. Ek Boyun Analizleri – Yeni Konfigürasyon

Ek boyun analizine katkı olarak farklı konfigürasyonda yeni bir ek boyunlu rezonatör akustik performansı analizleri koşturulmuştur. Bu yeni konfigürasyonda ek boyun bir dirsek vererek rezonatör boşluğuna bağlanmıştır. Yeni ek boyunlu rezonatör geometrisi Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Dört farklı ek boyun yarı çapı için koşturulan analiz sonuçları Şekil 4.15' ve Çizelge 4.8'de verilmiştir.



Şekil 4.13. Yeni ek boyunlu HR konfigürasyonu



Şekil 4.15. Yeni ek boyunlu HR konfigürasyonu iletim kaybı sonuçları

Çizelge 4.8. Yeni ek boyunlu HR için frekans ve iletim kaybı sonuçları

Ek boyun çapı D_a (mm)	Frekans (Hz)	TL (dB)
10	88	21
20	94	22.7
30	100	30.3
40	108	33.1

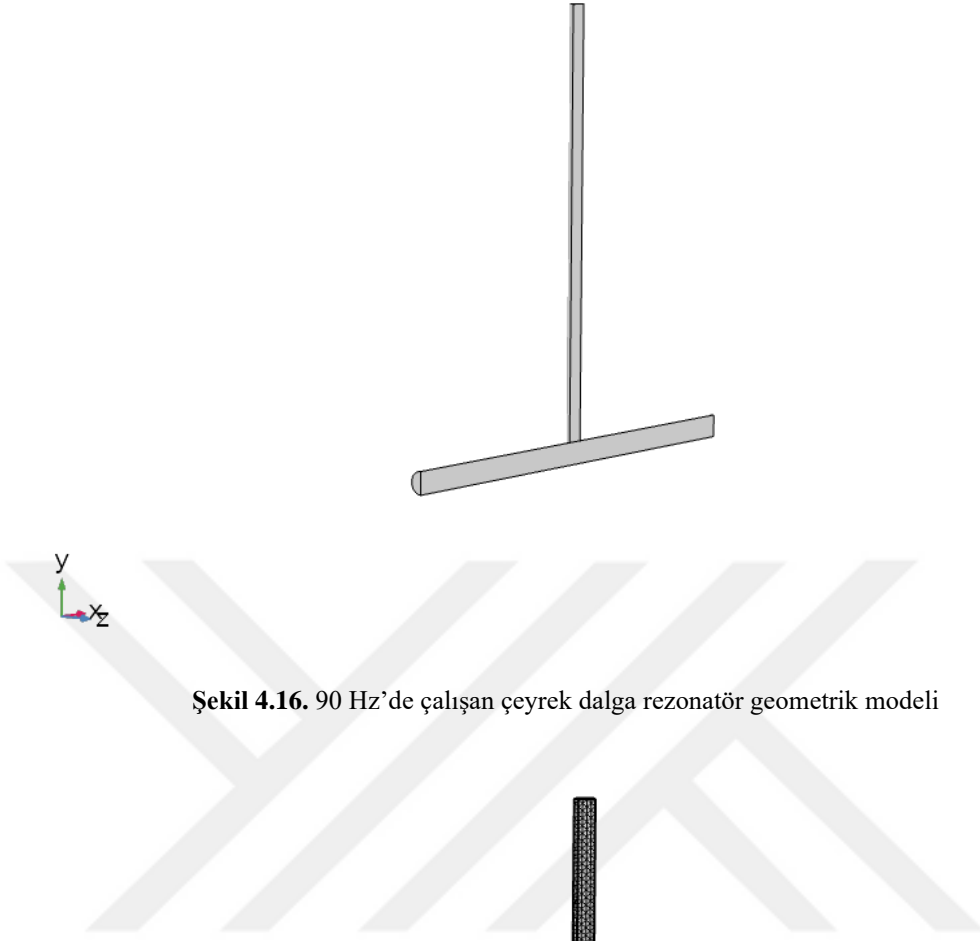
Tüm sonuçlar incelendiğinde, frekansın yine ek boyun çapı arttıkça arttığı görülmektedir. En düşük ve en yüksek ek boyun çapı arasında 20 Hz fark bulunmaktadır. İletim kaybı incelendiğinde sonuçların standart ek boyun sonuçlarına göre daha da düştüğü gözlenmektedir. Baz modele kıyaslandığında ortalama iletim kaybı değeri 19.7 dB daha düşüktür. Bu yeni ek boyunlu HR modeli için de bir önceki bölümde yapılan yorum geçerlidir: ek boyun rezonans frekansını arttırmakla beraber iletim kaybı performansını önemli ölçüde düşürmektedir. Çıkan bu sonuca göre aynı hedef frekansta düşük hacimli bir HR tasarımı için ek boyun ve varyasyonları uygun bir çözüm değildir.

4.3.8. Çeyrek Dalga Rezonatör Analizi

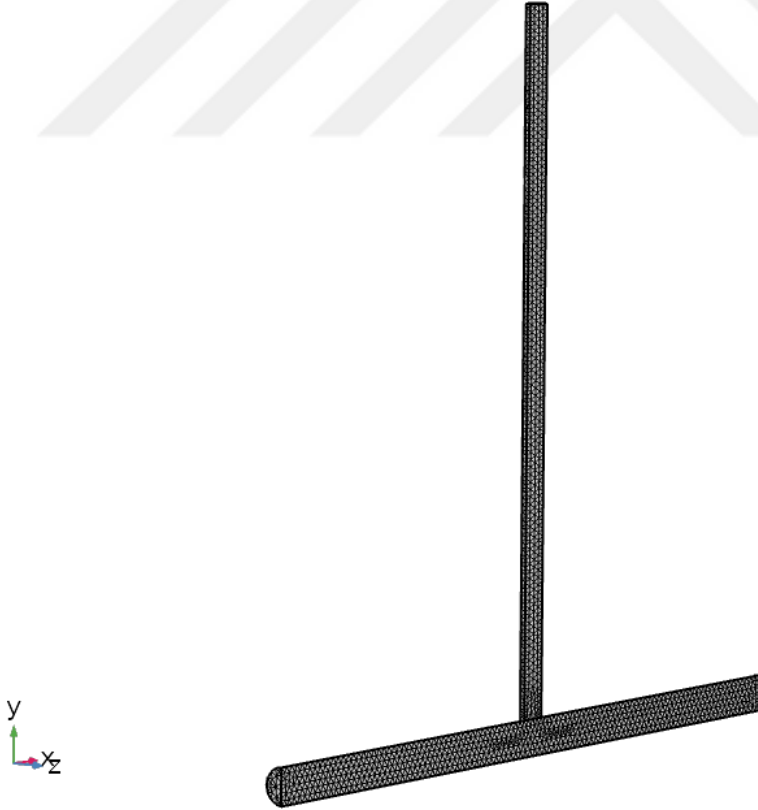
HR ile birlikte kullanılabilir bir diğer rezonatör tipi de çeyrek dalga rezonatörüdür. Bu rezonatör HR dan farklı olarak daha basit bir geometriye sahiptir; sadece kanala bağlanan düz bir dairesel kesite sahip çubuktur. Çeyrek dalga rezonatörü frekans formülü göz önüne alındığında düşük frekansta çalışan bir rezonatör çok yüksek boya sahip olacaktır. Bu boyun düşürülmesi için farklı çeyrek dalga rezonatör formları analiz tabi tutulmuştur. İlk olarak 90 Hz için çalışan bir çeyrek dalga rezonatörü Denklem 3.28'e göre tasarlanmıştır. Rezonatörün boyut parametreleri Çizelge 4.9'de gösterilmiştir. Rezonatörün yarım geometrik modeli ve sonlu eleman modeli Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'de gösterilmiştir. HR için kullanılan tüm sınır şartları aynı şekilde bu modele de uygulanmıştır.

Çizelge 4.9. Çeyrek dalga rezonatörü boyut parametreleri

Rezonatör Yarı Çapı R_q (mm)	17.68 mm
Rezonatör Boyu L_q (mm)	952 mm
Düzeltilme Faktörü δ	0.85 R

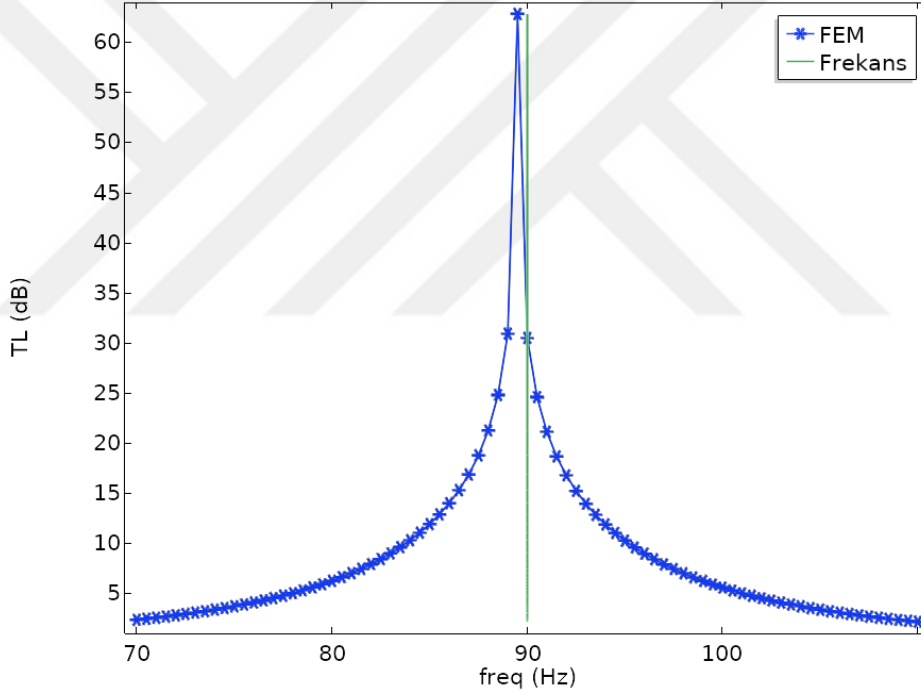


Şekil 4.16. 90 Hz'de çalışan çeyrek dalga rezonatör geometrik modeli



Şekil 4.17. 90 Hz'de çalışan çeyrek dalga rezonatör sonlu eleman modeli

Şekil 4.18’de teorik frekans ve iletim kaybı sonuçları verilmiştir. Sonuçlara bakıldığında rezonatör frekansı 89 Hz’dir. HR’de de olduğu gibi 1 Hz’lik bir sapma söz konusudur. Bu sapmanın sebebi efektif uzunlukla ilgili programın nümerik hesapları olabilir. Ancak 1 Hz gibi düşük bir frekans sapması test öncesi tasarım aşamasındaki analizlerde göz ardı edilecek bir hatadır. İletim kaybı sonucu incelendiğinde 89 Hz’de 62.8 dB elde edilmiştir. Ancak 70-110 Hz bandı detaylı olarak incelendiğinde hedef frekans bölgesi dışında 0-5 dB arasında bir iletim kaybı bulunmaktadır. Buradan hareketle çeyrek dalga rezonatörünün dar bant dışı performansının HR’e göre daha düşük olduğu söylenebilir. Çeyrek dalga rezonatöründe hedef frekans dışında iletim kaybı performansı görece daha düşüktür.

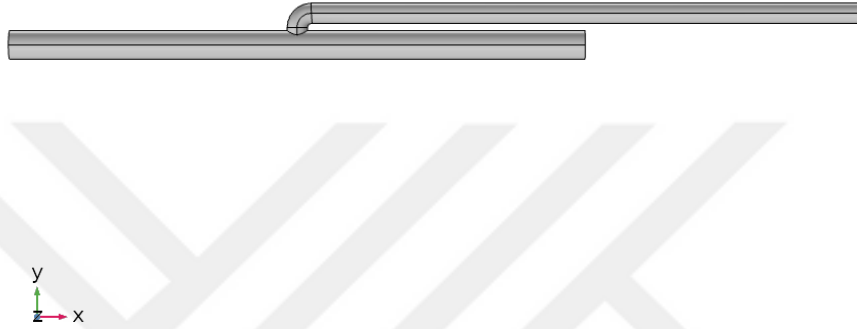


Şekil 4.18. Çeyrek dalga rezonatör iletim kaybı sonucu

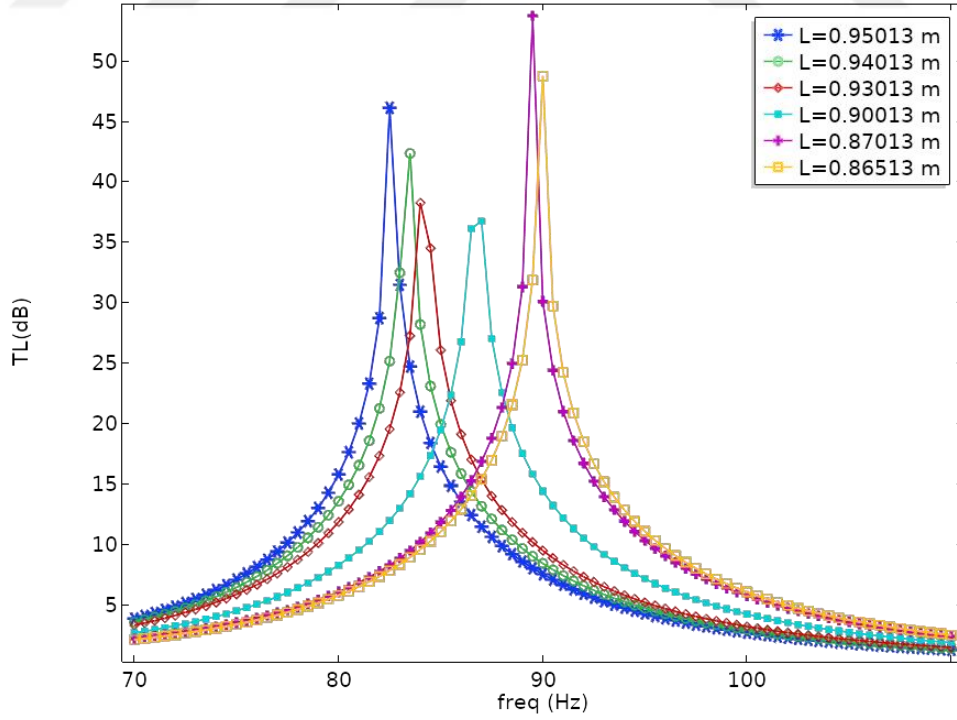
4.3.8. Yatay Çeyrek Dalga Rezonatör Analizi

Bir önceki bölümde 90 Hz hedef frekansına sahip çeyrek dalga rezonatörün akustik analizleri yapılmıştır. Model dikkate alındığında rezonatör boyunun yaklaşık 900 mm olduğu görülmektedir. Bu uzunluk bir hava emiş sisteminde kullanılacak rezonatör için gerçekçi durmamaktadır. Rezonatörün kanal yatay olarak bağlandığı bir konfigürasyon bu bölümde analiz edilmiştir. Yeni rezonatörde çap sabit bırakılmıştır.

Yatay bağlantı söz konusu olduğu için rezonatörde bir dirsek oluşmuş ve bu dirsek boyutuyla ($R=25$ mm) birlikte yatay ana uzunluk azalmıştır. Yatay rezonatörün hedef frekansının yakalanması için dirsek sonrası uzunluk parametreye bağlanmış ve hedef frekans yakalanmasıya kadar farklı uzunluklarda analizler koşturulmuştur. Yatay rezonatörün geometrik modeli Şekil 4.19’de iletim kaybı analiz sonuçları da Şekil 4.20’de verilmiştir.



Şekil 4.19. Yatay çeyrek dalga rezonatörü geometrik modeli

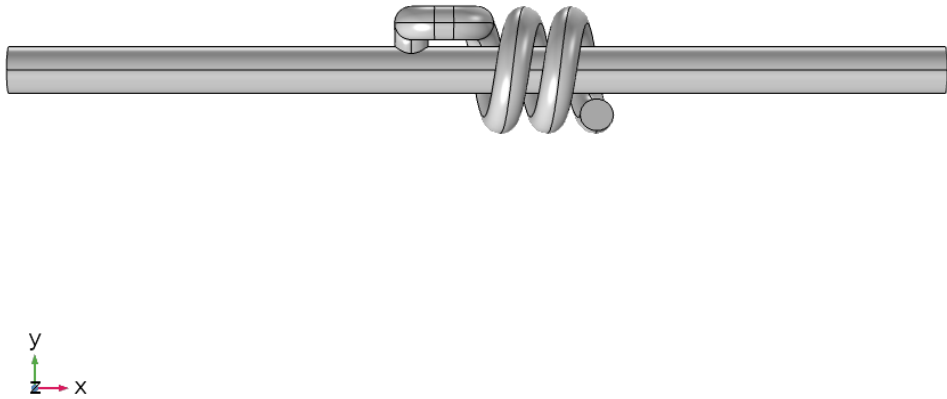


Şekil 4.20. Yatay çeyrek dalga rezonatör uzunluğuna göre iletim kaybı sonuçları

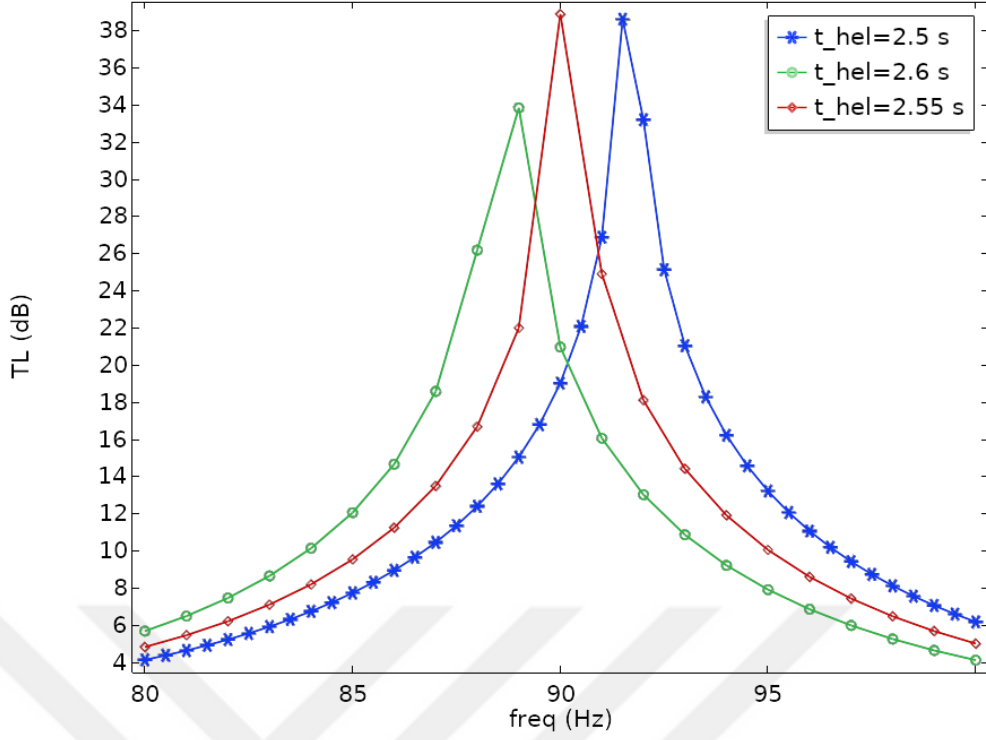
Şekil 4.20 incelendiğinde rezonatör uzunluğu parametreye bağlanmış ve hedef frekans 90 Hz’i sağlayacak uzunluk 865 mm olarak elde edilmiştir. İlk rezonatör modelin uzunluğu ile kıyaslandığında uzunluk 87 mm azalmış; boy %10 kısalmıştır. İletim kaybı 90 Hz’de 48.7 dB’dir. İlk modelin iletim kaybı 62.8 dB olduğu hatırlanırsa 14.1 dB bir düşüş söz konusudur. Bu düşüş %22 oranındadır. Boydaki %10’luk azalma için iletim kaybındaki %22’lik düşüşün kabul edilip edilmemesi sistem sınır şartlarına bağlı olarak değişkenlik gösterebilir.

4.3.9. Helisel Rezonatör Analizi

Yatay çeyrek dalga rezonatör analizleri sonucunda rezonatör bir dirsek ile beraber kanala yatay şekilde konumlandırıldığında dirsek sonraki uzunluk kısalmıştır. Ancak boy kısalmasına rağmen rezonatör bu haliyle de çok uzundur. Motor boşluğu göz önüne alındığında 865 mm’lik bir rezonatörün hava emiş sistemine yerleştirilmesi gerçekçi değildir. Yatay rezonatörün kapladığı hacim göz önüne alınarak toplam boyun azaltılması gereklidir. Toplam rezonatör boyunun azaltılması için rezonatörün helisel bir şekilde ana kanalın etrafına sarılacak şekilde tasarlanmış ve rezonatör çapı sabit bırakılmıştır. Bu helisel rezonatörün teorik olarak frekans hesabının yapılması oldukça zordur ancak helisel sarım sayısı parametreye bağlanarak hedef frekans (90 Hz) için uygun boyutlar bulunabilir. Şekil 4.21’de helisel rezonatör geometrik modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.20. Helisel rezonatör geometrik modeli



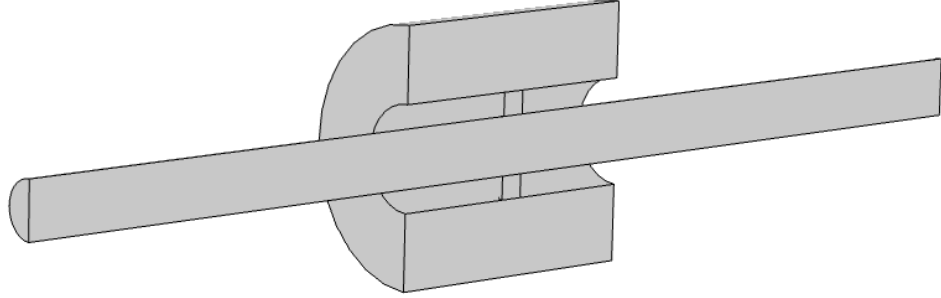
Şekil 4.21. Helisel rezonatör iletim kaybı

Şekil 4.21’de helisel rezonatör iletim kaybı verilmiştir. Helisel sarım sayısı parametreye bağlanarak 3 farklı sarım sayısında hedef frekans tutturulmuştur. İletim kaybı 90 Hz’de 38.8 dB’dir. İlk çeyrek dalga rezonatör modeline kıyasla 24 dB’lik bir azalma söz konusudur ancak geometrik olarak bu helisel rezonatör bir hava emiş sistemine kolaylıkla montajlanabilir. Toplum boyut uzunluğuna bakıldığında helisel rezonatörün uzunluğu yaklaşık 230 mm’dir. İlk model de bu uzunluk 952 mm’dir. Boyutta %75 iyileşme sanırken iletim kaybında %38 bir düşüş vardır. Uygulamada hava emiş sistemi için helisel rezonatör önemli bir alternatiftir.

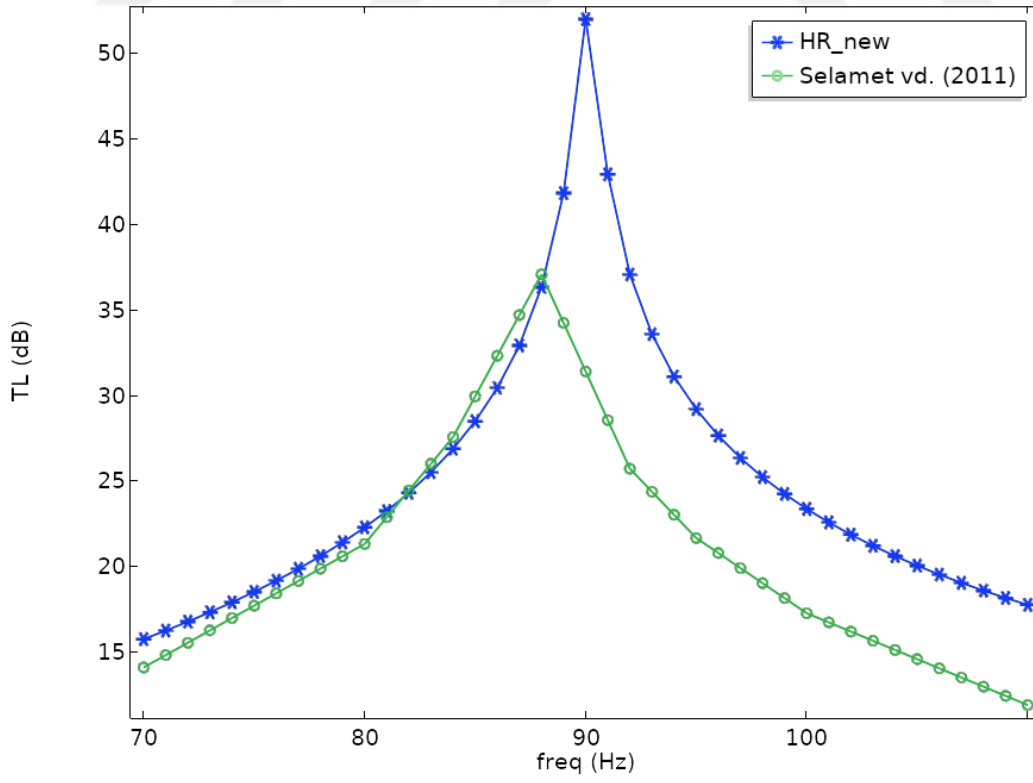
4.3.9. Yeni HR Model Analizi

Helisel rezonatörde uygulanan kanala yatay yönde bağlı rezonatör yaklaşımı HR için de uygulanabilir bir yaklaşımdır. Böylelikle rezonatörün kapladığı kanala göre dikey alan azaltılırken yatay yönde sanki ana kanalın bir parçası gibi konumlanan rezonatör önemli bir hacim kazancı sağlar. Bu kapsamda hedef frekansa göre yeni bir HR modeli geliştirilmiştir. HR boşluk hacmi kanalın etrafını saracak şekilde konumlandırılmış ve bu boşluk hacmi eş merkezli iki boyun ile kanala bağlanmıştır. Böyle karmaşık bir modelin geometrik boyutları formül ile belirlenemeyeceği için

boyutlar parametreye bağlanarak hedef frekans yakalanasıya kadar parametrik analizler koşturulmuştur. Şekil 4.22’de yeni HR geometrisi gösterilmiştir.



Şekil 4.22. Yeni HR geometri modeli

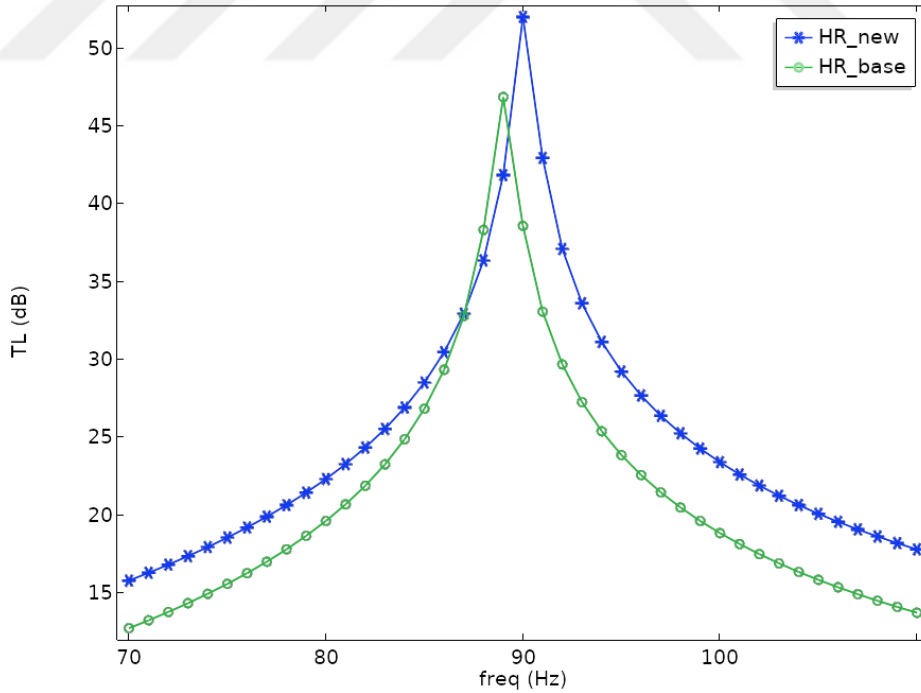


Şekil 4.22. Yeni HR için iletim kaybı

Şekil 4.22’de yeni HR modeli için iletim kaybı deneysel sonuç ile birlikte verilmiştir. Sonuç incelendiğinde 90 Hz hedef frekansı yakalanmış ve bu frekansta maksimum iletim kaybı 51.9 dB bulunmuştur. İlk modelde maksimum iletim kaybının 46.4 dB olduğu hatırlandığında 5.5 dB bir iyileşme sağlanmıştır. Bu HR modelinin bir hava emiş sisteminde ana hava kanalının bir uzvu gibi kanala bağlanarak kullanılabilir.

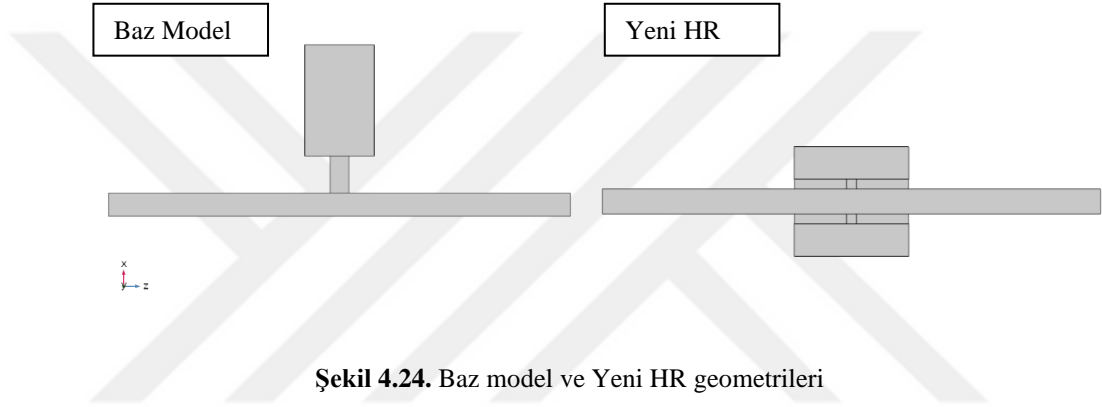
4.4. Yeni Tasarım Akustik Rezonatör Sonuçlarının Karşılaştırılması

Önceki bölümlerde hem HR hem de çeyrek dalga rezonatörü için yeni tasarımlar geliştirilmiş ve bu tasarımların iletim kaybı performansı incelenmiştir. Yeni tasarım rezonatörlerde ilk baz modellere kıyasla önemli ölçüde alan/hacim iyileştirilmesi yapılmıştır. Bir hava emiş sisteminde kullanılacak rezonatör, motor boşluğundaki alan azlığı göz önüne alındığında kanalla bütünleşik bir şekilde çalışan; ek bir çıkıntıya sebep olmayan bir rezonatör olmak zorundadır. Yeni rezonatör tasarımlarında bu ilke göz önünde bulunarak kanala bütünleşik rezonatörler tasarlanmıştır. Bu rezonatörlerin baz ilk modelleriyle karşılaştırmalı sonuçları bu bölümde tartışılmıştır. İlk olarak HR modeli için baz model ve yeni model iletim kaybı sonuçları Şekil 4.23’te gösterilmiştir.



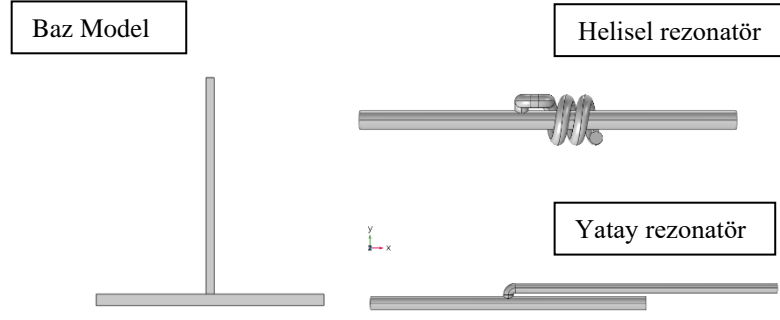
Şekil 4.23. Baz model ve Yeni HR model iletim kaybı sonuçları

Şekil 4.23 incelendiğinde yeni HR modelinde hedef frekans 90 Hz’de 51.9 dB iletim kaybı sağlanmıştır. İlk baz modelde ise 1 Hz’lik bir sapma ile 91 Hz’de 46.4 dB iletim kaybı elde edilmiştir. Baz modelin en büyük dezavantajı ana kanalda bir çıkıntı halinde bulunurken çok yüksek bir boşluk hacmine sahip olmasıdır. Baz modelde ana kanal ile boşluk hacmi üst noktası arasındaki mesafe 320 mm’dir. Uygulamada motor boşluğunda hava emiş sistemi için böyle dikey bir boşluk mümkün değildir. Yeni HR modeline bakıldığında, rezonatör kanala kompakt bir yapıda bağlanmıştır. Kanaldan dikey yönde yüksekliği 100 mm’dir. Sonuçlar kıyaslandığında %68 alan tasarrufu sağlanmıştır. Şekil 4.24 baz model ve yeni HR model geometrileri gösterilmiştir.

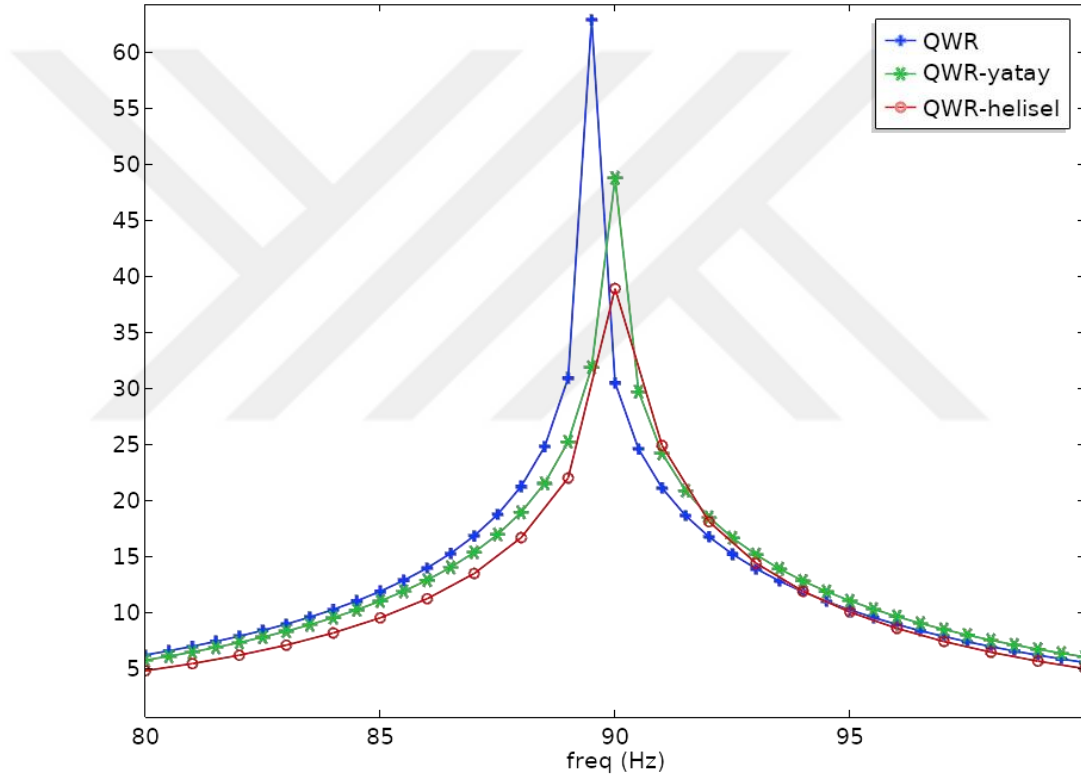


Şekil 4.24. Baz model ve Yeni HR geometrileri

Çeyrek dalga rezonatörü baz modeli yaklaşık 900 mm dikey yönde bir uzunluğa sahiptir. Böyle bir rezonatörün motor boşluğuna yerleştirilmesi mümkün değildir. Bunun için yatay rezonatör geliştirilmiş ve uzunluk 865 mm düşürülmüştür. Ancak yeni uzunluk da uygulamada kullanılacak gerçekçi bir uzunluk değildir. Yatay rezonatörün uzunluk dezavantajını gidererek kompakt bir tasarım sağlamak için helisel bir rezonatör tasarlanmış ve rezonatör kanala sarılı bir şekilde çok az yer kaplamıştır. Helisel rezonatör uzunluğu 230 mm’ye kadar düşmüş boyutta %75 iyileşme sağlanmıştır. Şekil 4.25 de çeyrek dalga rezonatör geometrileri gösterilmiştir.



Şekil 4.25. Baz model, yatay ve helisel rezonatör geometrileri

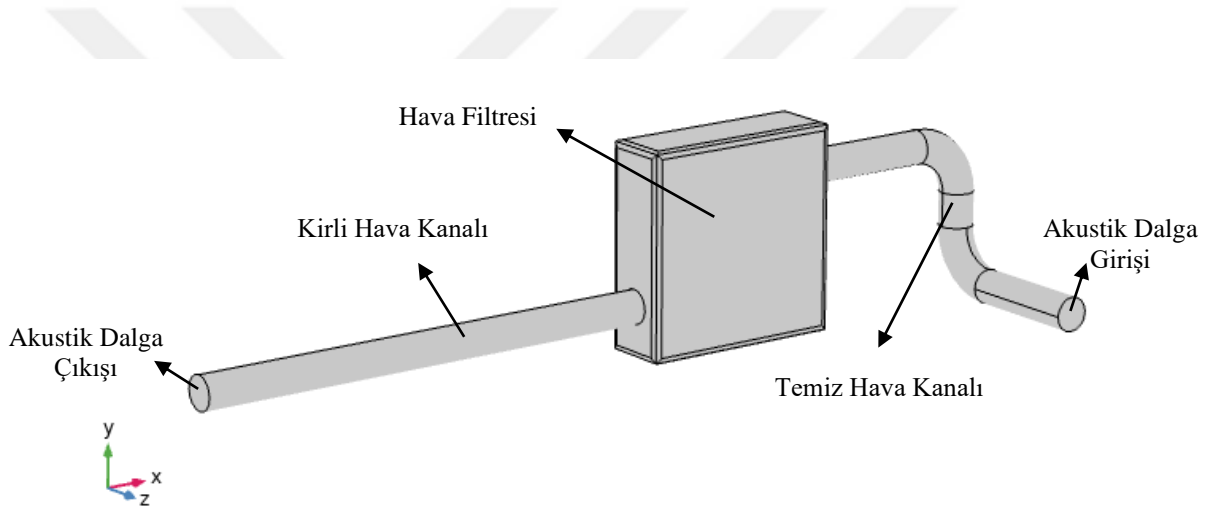


Şekil 4.26. Baz model , yatay ve helisel rezonatör iletim kaybı

Şekil 4.26 da çeyrek dalga rezonatör baz model, yatay ve helisel rezonatör için iletim kaybı sonuçları gösterilmiştir. Yatay ve helisel rezonatörler hedef frekans olan 90 Hz'i sağlamakta çeyrek dalga rezonatörü 1 Hz'lik sapma ile 89 Hz'de çalışmaktadır. Yatay ve helisel rezonatör maksimum iletim kaybı sırasıyla 48.7 dB ve 38.8 dB'dir. Baz modelde bu değer 62.8 dB'dir. Yatay modelde %10'luk bir boyut iyileşmesi sağlanırken %22'lik bir iletim kaybı düşüşü olmuştur. Helisel model de %75 boyut iyileşmesi sağlanırken %38 iletim kaybı düşüşü olmuştur.

4.5. Sanal Test Sisteminde Akustik Rezonatör Performansının İncelenmesi

Bu bölümde tasarlanan özgün akustik rezonatörlerin sanal bir test sisteminde sistem üzerindeki performansı incelenmiştir. Akustik performanslar incelenirken 0-600 Hz arası dikkate alınmıştır. Sanal test sistemi içten yanmalı motorlarda kullanılan bir hava emiş sistemini temsil etmektedir. Bu sanal test sistemi; kirli havanın girdiği giriş kanalı, hava filtresi ve temiz havayı emme manifolduna taşıyan çıkış kanalından oluşmaktadır. Akustik basınç emme subaplarında olduğu için sisteme akustik dalga girişi çıkış kanalı tarafından verilmiş; akustik dalganın çıkışı giriş kanalında tanımlanmıştır. Diğer sınır şartları ve sonlu eleman boyutları değiştirilmemiştir. İki farklı yeni rezonatör de giriş kanalına yerleştirilmiştir. Sanal test sistemi geometrisi Şekil 4.27’de gösterilmiştir.

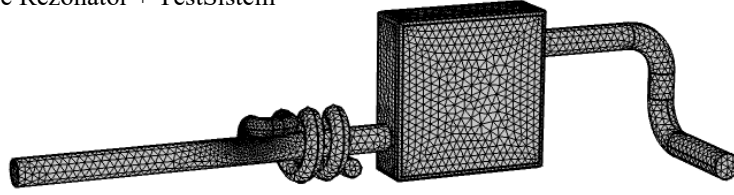


Şekil 4.27. Hava emiş sistemi sanal test sistemi

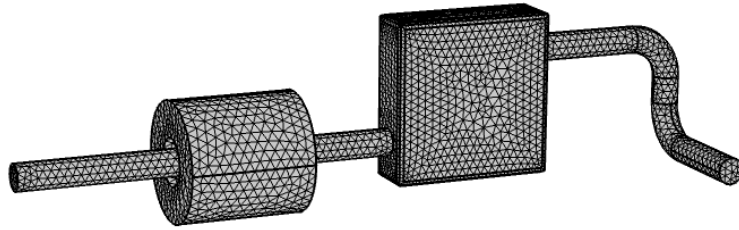
Sistemde, ayrı ayrı her iki rezonatör kirli hava kanalına yerleştirilmiştir. Rezonatör performansları incelenmeden önce sistemin iletim kaybı performansı çıkartılmıştır. Ardından ayrı ayrı her iki rezonatörlü sistemin iletim kaybı çıkartılmış ve hedef frekanstaki iletim kaybı değişimi gözlemlenmiştir. Ayrı ayrı iki rezonatörün yerleştirildiği sanal test sistemi sonlu eleman modeli Şekil 4.28’de gösterilmiştir.

Bu sanal test sisteminde hava filtresi bir genişleme odası gibi davrandığından dolayı yalın sistemin bir iletim kaybı karakteristiği olması beklenmektedir. Yani sisteme hiçbir rezonatör bağlanmasa da geniş bant frekansta bir iletim kaybı görülmektedir. Rezonatörler eklendiğinde mevcut iletim kaybı, hedef frekansta bir pik oluşturacak şekilde değişir. Şekil 4.29’da sistemin yalın haliyle birlikte hem HR’lı hem de helisel rezonatörlü konfigürasyonların iletim kaybı grafikleri gösterilmiştir.

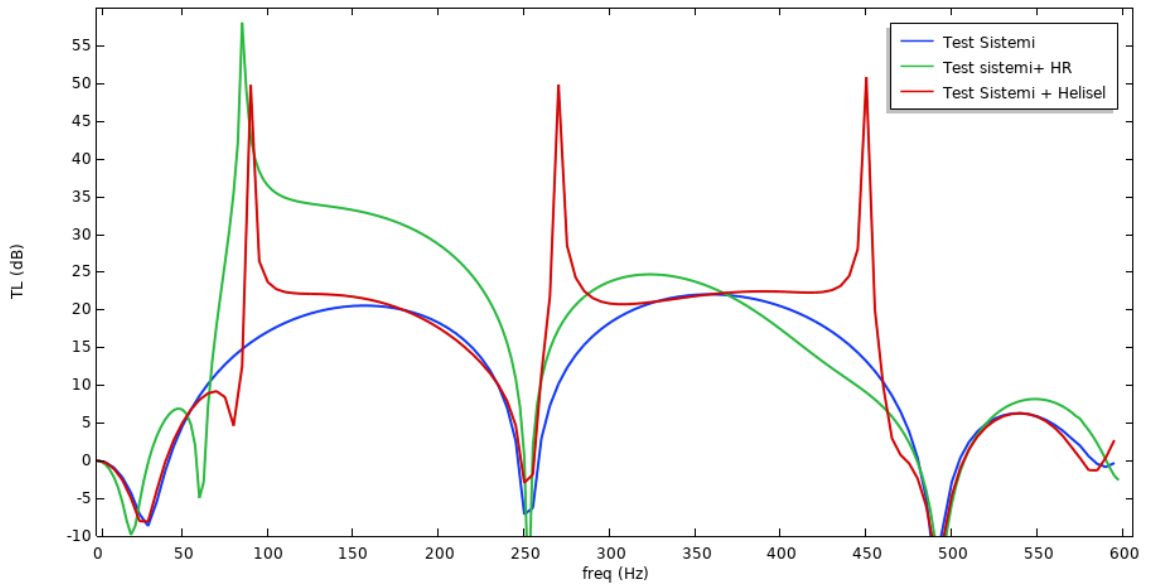
Helise Rezonatör + TestSistem



HR + Test Sistem



Şekil 4.28. HR+Test Sistemi ve Helisel Rezonatör + Test Sistemi sonlu elemanlar modeli



Şekil 4.29. Yalnız Test Sistemi, Test Sistemi + HR, Test Sistemi + Helisel Rezonatör için iletim kayıpları

Şekil 4.29 incelendiğinde, sadece test sistemi bir genişleme odası gibi davrandığı için geniş bant frekansta sönümlenme yapmıştır. Sistemde maksimum iletim kaybı 20 dB civarındadır. Geniş bant bölgeleri sırasıyla 50 Hz ve 250 Hz, 250 Hz ve 500 Hz son

olarak 500 Hz ve 600 Hz'dir. İlk iki bölge davranışları aynı olsa da 500-600 Hz arası bölge de iletim kaybı yaklaşık 5 dB'dir.

Sistem HR eklendiğinde, 90 Hz civarında bir pik görülmektedir. Hedef frekans bölgesinde sistemin iletim kaybı artmış ve maksimum iletim kaybı 85 Hz'de 57 dB olmuştur. Tasarlanan HR 90 Hz'de çalışmasına rağmen sistemdeki akustik karakteristiğin değişmesiyle pik frekansı 5 Hz bir kaymıştır. Bu kaymaya rağmen 90 Hz'de iletim kaybı 47 dB'dir. 90 Hz dar bant bölgesinde 14 dB olan iletim kaybı dramatik bir artışla 33 dB artmıştır. 0-250 Hz geniş bant bölgesine bakıldığında rezonatörün eklenmesi bu bölgede 10-12 dB'lik bir iyileştirmeye sebep olmuştur. Bu iyileşme ile rezonatör sistem efektinin eklenmesiyle geniş bantta da bir iyileştirme sağlamıştır. Sonuç olarak sisteme eklenen HR'ın sorunsuz bir şekilde çalıştığı ve iletim kaybını hedef frekansta 33 dB iyileştirdiği söylenebilir.

Sisteme helisel rezonatör eklendiğinde HR'den farklı olarak helisel rezonatörün çeyrek dalga rezonatör davranışı gösterdiği dikkate çarpmaktadır. Rezonatör 0-600 Hz aralığında 1., 3. ve 5. modlarda çalışmaktadır. Bu modlar sırasıyla 90 Hz, 270 Hz ve 450 Hz'dir. Pik frekanslarına bakıldığında maksimum iletim kaybı 49 dB olarak kaydedilmiştir. HR'e kıyasla helisel rezonatör geniş bantta önemli bir iyileşme sunmamıştır. Sadece pik bölgelerinde iyileşme gözlemlenirken diğer bölgelerde iletim kaybı davranışı sistemin yalın haliyle örtüşmektedir.

Sonuç olarak, sanal test sistemine ayrı ayrı eklenen HR ve helisel rezonatörler hedef frekanslarda 30 dB civarında iyileşme sağlamıştır. HR sistem efektiyle birlikte ilk geniş bant bölgesinde de (100-250 Hz) göz ardı edilemeyecek 10-12 dB'lik bir artış sağlamıştır. Aynı geniş bant davranışı helisel rezonatör için gözlemlenmemiştir. Bu nokta göz önüne alındığında HR'ün helisel rezonatöre göre daha avantajlı olduğu görülmektedir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada içten yanmalı motor hava emiş sisteminde kullanılması öngörülen ve buna göre hacim kısıtı problemini göz önüne alarak düşük frekansta (90 Hz) çalışan akustik rezonatör tasarımı ve bu tasarımın akustik analizleri sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada akustik rezonatör tasarım parametreleri ve konfigürasyonlarının akustik iletim kaybı performansı incelenmiştir. Yapılan analizler neticesinde düşük frekansta çalışan, hedef frekansın korunarak daha düşük boyutlu rezonatörlerin tasarlanması için bir metodoloji geliştirilmiştir.

Çalışmada iki farklı rezonatör tipi üzerinde durulmuştur: HR ve çeyrek dalga rezonatörü. Bu iki farklı rezonatör için 90 Hz'de çalışan baz modeller geliştirilmiş ve bu baz modellerden yola çıkarak parametrik yaklaşımla yeni geometriler oluşturulmuştur. Oluşturulan geometrilerin baz modellere göre performansları kıyaslanmıştır. Aynı bu yeni modeller sanal bir hava emiş sisteminde test edilerek sistemdeki akustik performansları incelenmiştir.

Çalışma boyunca elde edilen en önemli sonuçlar şunlardır:

- Sonlu elemanlar metodu rezonatör akustik analizleri için kullanışlı bir analiz yöntemidir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine kıyasla daha kısa sürdüğünden parametrik tasarım aracı olarak daha etkilidir.
- Referans model kullanılarak rezonatör akustik modeli doğrulanmıştır. Doğrulama neticesinde, nümerik sapmalardan ötürü 1-2 Hz'lik frekans kaymaları görülmektedir. Maksimum iletim kaybında deney ve analiz sonuçları arasında 9.4 dB fark vardır. Bu farkında sebebi akustik analizde detaylı boyun empedans modellemesinin yapılmamasıdır.
- HR için toplam boyun uzunluğunun sabit olduğu ve bir uzatma mesafesiyle boyun boşluk hacmine kaydırıldığı durumda, uzatma mesafesi arttıkça rezonans frekansı artmaktadır. Ancak bu artış miktarı 3 Hz civarı olup düşüktür. İletim kaybında yüksek oranda bir değişim söz konusu değildir. Bu varyasyonda düşük boyutlu tasarım için kullanışlı değildir.
- Toplam boy uzunluğu değişken olduğu ve uzatma mesafesi kadar boyun boşluk hacmine geçtiği uzatılmış boyun varyasyonunda uzatma mesafesi

artıkça HR frekansı düşmektedir. Frekans düşüş miktarı maksimum 17 Hz'dir. İletim kaybı düşüşü 2-3 dB seviyesindedir. Bu varyasyonda uzatılmış boyun kullanarak daha yüksek frekans için tasarlanmış bir HR hedef frekansa çekilebilir. Bu metot literatürde de kullanılmış bir metottur.

- HR'nde asimetrik boyun kullanımı karmaşık boşluk alanlarında efektif bir montaj çözümü olarak kullanılabilir. Boyun yarı çap ve eksen mesafesi oranına göre yapılan analiz sonucunda rezonans frekansı maksimum 2 Hz değişmiş iletim kaybı sabit kalmıştır.
- HR'nde ek boyun kullanıldığında rezonans frekansı yükselmektedir. Ek boyun ikinci bir rezonatörün boynu gibi davranıp rezonatörde yeni bir bileşke frekansın oluşmasına sebep olmaktadır. Bu metot düşük boyutlu rezonatör tasarımı için uygun değildir.
- Çeyrek dalga rezonatörü hem geometri hem tasarım açısından HR'e göre daha kolaydır. 90 Hz için baz rezonatör uygulamada kullanılmayacak kadar uzundur.
- Çeyrek dalga rezonatöründe, rezonatör yatay olarak konumlandırıldığında boyunda %10 iyileşme sağlanırken iletim kaybı da %22 düşüş göstermiştir.
- Helisel rezonatör tasarımı ile rezonatör boyunda %75'lik bir iyileşme sağlanırken iletim kaybı %38 düşmüştür. Bu rezonatör kanal ile kompakt bir yapı sağlayarak ideal kullanıma sahip olmaktadır.
- HR için geliştirilen yeni modelde kanala sarılı gibi montajlanan bir geometri geliştirilmiştir. Bu geometri baz modele göre 5.5 dB daha iyi performans göstermiştir. Ayrıca dikey yönde %68 bir alan iyileşmesi sağlanmıştır.
- Sanal test sistemi üzerinde yapılan analizlere göre, hedef frekansta HR ve helisel rezonatörler ayrı ayrı sistem iletim kaybında 30 dB civarında iyileşmeye sebep olmuştur. HR geniş bant bölgesinde (100-250 Hz) 10-12 dB iyileşmeye sebep olmuştur. Helisel rezonatörün böyle bir geniş bant iyileşmesi söz konusu değildir. Bu etki göz önüne alındığında HR sanal test sisteminde daha verimli çalışmaktadır.

5.2 Öneriler

Bu çalışmada sayısal analiz metotları kullanarak bir akustik rezonatör tasarım metodolojisi geliştirilmiş ve aynı hedef frekansta daha az yer kaplayan rezonatörler tasarlanmıştır. Analiz sonuçları referans bir model üzerinden doğrulanmaya çalışılsa da yeni rezonatör tasarımları için deneysel çalışmalar yapılarak analiz modeli nihai anlamda doğrulanmalıdır. Empedans tüpü testi kullanılarak rezonatörlerin iletim kayıpları çıkarılıp analiz sonuçları bu deney sonuçlarıyla kıyaslanabilir.

Analiz sonuçları incelendiğinde referans deney sonucuna göre daha yüksek iletim kayıpları göstermektedir. Bunun sebebi, boyun bölgesinde detaylı bir akustik empedans modellemesinin yapılmamasıdır. Boyundaki frekansa bağlı akustik empedans modele eklenerek iletim kaybındaki sapmalar düşürülebilir.

Son olarak, tasarlanan akustik rezonatörler bir hava emiş sisteminde gerçek çalışma koşullarında test edilerek, sistem üzerindeki akustik performanslar çıkartılabilir.

6. KAYNAKLAR

- Beranek, L., L., Ver, I., L., 1992, *Noise and Vibration Control Engineering*. John Wiley & Sons,
- Bies, D., A., Hansen, C., H., 2009, *Engineering Noise Control: Theory and Practice*. Spon Press, London, UK, fourth edition.
- Chen., K., Paurobally R., Pan J., Qiu, X., J., 2015, Improving active control of fan noise with automatic spectral reshaping for reference signal. *Appl Acoustic* 87:142–52.
- Davis D., D., Stokes G., M., Moore D, Stevens G., L., 1954, Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine-exhaust muffler design, National Advisory Committee for Aeronautics report no. 1192.
- Doria A., 1995 Control of acoustic vibrations of an enclosure by means of multiple resonators. *J Sound Vib* 181:673–685.
- Esteve, S., Johnson, M., 2002, Reduction of sound transmission into a circular cylindrical shell using distributed vibration absorbers and Helmholtz resonators. *J Acoust Soc Am* 112: 2840–2848.
- Fahy, F., Schofield, C., 1980, A note on the interaction between a Helmholtz resonator and an acoustic mode of an enclosure. *J Sound Vib* 72:365–378.
- H. von Helmholtz. *Theorie der Luftschwingungen in Röhren mit offenen Enden*. Crelle, 1860.
- Hansen., C., H., Snyder, S., D., 1997, *Active control of noise and vibration*. London, UK: E&FN Spon.
- Ingard, U., 1953, On the theory and design of acoustic resonators. *Journal of the Acoustical Society of America*, 25(6):1037–1061.
- Ingard, U., K., 2010, *Noise Reduction Analysis*. Jones and Bartlett Publishers, Sudbury, Massachusetts
- Ji, Z., L., 2005, Acoustic length correction of a closed cylindrical side-branched tube. *Journal of Sound and Vibration*, 283:1180–1186.
- Kim, S., 2018, Turning a loudspeaker into an active Helmholtz resonator: Underlying law, principle and design methodology, *Journal of Sound and Vibration* 432, 373-386.
- Knuttsen M., Allam, S., Boden, H., 2012, Development of Acoustic Models for High Frequency Resonators for Turbocharged IC-Engines, *SAE Technical Paper*, 2012-01-1559

- Lee, H., Yang, B., Cho, H., 2017, Noise Reduction Analysis Using Extended Neck of Helmholtz Resonator within Limited Engine Room, *International Journal of Applied Engineering Research* Volume 12, pp. 3444-3447.
- Mao Q., Pietrzko, S., 2005 Control of sound transmission through double wall partitions using optimally tuned Helmholtz resonators. *Acta Acust United Acust* 91:723–731.
- Mao, Q., Lib, S., Liua, W., 2018, Development of a sweeping Helmholtz resonator for noise control, *Applied Acoustics* 141 (2018) 348–354.
- Mason, J., Fahy F., 1988, The use of acoustically tuned resonators to improve the sound transmission loss of the double-partition partitions. *J Sound Vib* 124:367–379.
- McLean I., 2005, Optimized Herschel-Quincke acoustic filter, SAE Technical Paper
- Onorati, A., 1994, Prediction of the acoustical performances of muffling pipe systems by the method of characteristics. *Journal of Sound and Vibration*, 171(3):369–395
- Pierce, A., D., 1989, *Acoustics*. The Acoustical Society of America.
- Rayleigh, J., W., S., 1940, *Theory of Sound*. MacMillan and Company.
- Selamet A, Kothamasu V, Novak J., M., Kach R., A., 2000, Experimental investigation of in-duct insertion loss of catalyts in internal combustion engines, *Applied Acoustics*;60(4):451-87.
- Selamet A., Xu, M., B., Lee, I., J., 2005, Helmholtz resonator lined with absorbing material. *J Acoust Soc Am* 117:725–733.
- Selamet, A., Kothamasu, V., Novak, J., M., 2001, Insertion loss of a Helmholtz resonator in the intake system of internal combustion engines: an experimental and computational investigation, *Applied Acoustics* 62:381-409.
- Seo S., H., 2005, Silencer design by using array resonators for low-frequency band noise reduction, *Journal Acoustical Society of America* 118:2332–2338.
- Silvestri JJ, Morel T, Costello M., 1994, Study of intake wave dynamics and acoustics by simulation and experiment, SAE 940206.
- Sullivan J., W., 1978, A method for modeling perforated tube muffler components, *Journal of Acoustic Society America*, 66, 772-788.
- Tang S., K., 2005, On Helmholtz resonators with tapered necks. *J Sound Vib* 279:1085–1096.
- Wu, D., Zhang, N., Mak, C., Mç, Cai, C., 2019, Hybrid noise control using multiple Helmholtz resonator arrays, *Applied Acoustics* 143: 31–37.