

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PERFORASYONLU SUSTURUCULARIN AKIŞ VE AKUSTİK
ETKİNLİKLERİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Orçun SAF**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

**Programı : Makine Dinamiği, Titreşim ve
Akustik**

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PERFORASYONLU SUSTURUCULARIN AKIŞ VE AKUSTİK
ETKİNLİKLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Orçun SAF

(503071410)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Ocak 2010

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Haluk EROL (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (İTÜ)
Prof. Dr. İbrahim Emre KÖSE (BÜ)

OCAK 2010

Eşime,

ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanması sürecinde; yeni fikir ve önerileri ile destek veren danışmanım Sayın Doç.Dr. Haluk Erol başta olmak üzere, tüm çalışmalarında bana sağladıkları desteklerden ötürü arkadaşlarım İsmail Ardahan ve Sinem Öztürk'e, çalışmaların yürütülmesinde ve deney düzeneklerinin kurulmasında ev sahipliği yapan Bilen Egzost'a, projenin finansal olarak desteklenmesinde ve değerlendirmesindeki katkılarından ötürü TÜBİTAK Teknoloji ve Yenilikleri Destekleme Başkanlığı ile Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfına teşekkür ederim.

Aralık 2009

Orçun Saf
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	v
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Susturucular.....	1
1.2 Susturucu Tasarımı.....	4
1.3 Perforasyonlu Susturucular	5
1.4 Literatür Özeti	5
1.5 Tezin Amacı	6
1.6 Model ve İncelenecek Parametreler	7
1.6.1 Porosite.....	8
1.6.2 Açık alan oranı	8
1.6.3 Delik çapı ve delik kalınlığı	9
1.6.4 Delik yerleşimi etkisi	9
1.6.5 Uzatılmış boru etkisi	9
1.6.6 Akış hızı etkisi	9
2. TEORİK İNCELEMELER.....	11
2.1 Giriş.....	11
2.2 Bir Boyutlu Dalga Modeli.....	11
2.3 Transfer Matrisleri.....	14
2.4 Perfore Elemanların Analitik İncelenmesi	15
2.4.1 Perforasyonlu boruya ait denklemler	15
2.4.1.1 Süreklilik denklemi	15
2.4.1.2 Dinamik denge denklemi	16
2.4.2 Perforasyon empedansı	18
2.4.3 Özdeğer probleminin oluşturulması ve çözümü	18
2.4.4 Sınır şartlarının belirlenmesi	24
2.4.5 Uzatılmış boru etkisi	26
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR	33
3.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi	33
3.2 Tasarım Parametrelerinin Akustik Etkisi	36
3.2.1 Porositenin (σ) etkisi :	36
3.2.2 Delik yerleşiminin etkisi:	38
3.2.3 Delik çaplarının etkisi (d_h)	38
3.2.4 Perde pozisyonlarının etkisi.	40
3.3 Susturucu İçerisindeki Akışın İncelenmesi	41
3.3.1 Susturucu içerisindeki hız ve basınç dağılımı	43
3.3.2 Farklı açık alan oranı için basınç kayıp katsayıları	45
3.3.3 Delik çaplarının etkisi	49

3.3.4 Sıcaklık etkisi	50
3.3.5 Farklı modellere ait basınç kayıp katsayıları.....	50
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	53
4.1 Giriş	53
4.2 Akustik Ölçümler	53
4.2.1 Teorik arka plan	53
4.2.2 Kullanılan ekipmanlar	57
4.2.3 Ölçüm düzeneğinin boyutlandırılması	59
4.3 Akış Ölçümleri:	61
4.4 Ölçüm Düzeneğinin Doğruluğu	62
4.4.1 Kesme frekansları.....	63
4.4.2 Faz uyumsuzluğu.....	63
4.4.3 Ortam gürültüsü, ses kaynağı ve sınır koşullar	64
4.4.4 Histerisis.....	64
4.4.5 Diğer hata kaynakları	64
4.5 Deneysel Sonuçlar	65
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	73
5.1 Akustik Sonuçlar	73
5.1.1 Porositenin etkisi	73
5.1.2 Akışın etkisi.....	76
5.1.3 Delik çapının etkisi.....	78
5.1.4 Uzatılmış boru etkisi	79
5.1.5 Doğrudan akışlı rezonatörlerde tasarım parametrelerinin etkisi	82
5.2 Akış Sonuçları	83
KAYNAKLAR.....	85

KISALTMALAR

TL	: Ses iletim kaybı
W_i	: Gelen dalganın ses gücü
W_t	: İletilen dalganın ses gücü
D_i	: Boru çapı
σ	: Porosite
A_{OC}	: Açık alan oranı
d_h	: Delik çapı
t	: Delik kalınlığı
n	: Delik sayısı
M	: Akışa ait Mach sayısı
u	: Eksenel yönde partikül hızı
u_r	: Radyal yönde partikül hızı
U	: Eksenel yönde ortalama akış hızı
ρ	: Yoğunluk
p	: Basınç
c	: Ses hızı
Z_0	: Karakteristik empedans
Z	: Empedans
k	: Dalga sayısı
λ	: Dalga boyu
ζ	: Perforasyon empedansı
T_T	: Transfer matrisi
K_L	: Statik basınç kaybı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Porositenin incelenmesinde kullanılan modeller.....	36
Çizelge 3.2 : Farklı delik çaplarına ancak aynı perforasyon oranına sahip susturucu modelleri	39
Çizelge 3.3 : Farklı hızlar için elde edilmiş olan basınç kayıp katsayıları	46
Çizelge 3.4 : Yüksek porosite ve genişleme odası için basınç kayıp katsayıları.....	48
Çizelge 3.5 : Delik çaplarının basınç kayıp katsayısına etkileri.	49
Çizelge 3.6 : Farklı sıcaklıklardaki modellerin basınç kayıp katsayıları.....	50
Çizelge 3.7 : Farklı modellere ait basınç kayıp katsayıları.....	51
Çizelge 4.1 : Deneysel çalışmalarda kullanılan prototiplerin özellikleri.....	65

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Helmholtz rezonatörü	2
Şekil 1.2 : Genişleme odası.	3
Şekil 1.3 : Yutucu ve yansıtıcı özelliklerin bir arada bulunduğu hibrid tip susturucu.	3
Şekil 1.4 : Perforasyonlu susturucu tipleri. a) Doğrudan akışlı rezonatör. b) Çapraz akışlı model	5
Şekil 1.5 : İncelenen modelin şematik görünümü.	7
Şekil 2.1 : Bir akustik kütleyle ait transfer elemanı.....	14
Şekil 2.2 : 2 borulu perforasyon elemanı.....	15
Şekil 2.3 : Kontrol hacmini çevreleyen yüzeyler.....	16
Şekil 2.4 : Ayrılmış susturucu modeli. a) Çapraz akış genişleme b) Çapraz akış daralma.....	24
Şekil 2.5 : Uzatılmış boru etkisi mevcut perforasyonlu susturucu. (a) Çapraz akış genişleme (b) Çapraz akış daralma	26
Şekil 2.6 : Susturucunun bölgelere ayrılmış modeli.....	27
Şekil 2.7 : Girişte kaviteye ait sınır şartı.....	28
Şekil 2.8 : Çıkışta kaviteye ait sınır şartı	29
Şekil 3.1 : Yapı modeli ("Structure") ve boşluk modeli ("Cavity").	33
Şekil 3.2 : Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan "Tet4" elemanı[13].....	34
Şekil 3.3 : Boşluk modelinin ağ örgüsü.	34
Şekil 3.4 : İki odalı perforasyonlu susturuculara ait analitik ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde eden iletim kaybı eğrilerinin karşılaştırılması	35
Şekil 3.5 : Farklı porositeye sahip susturucuların iletim kaybı eğrileri. Model 1: $\sigma=0.011$, Model 3: $\sigma=0.047$, Model 4: $\sigma=0.154$	37
Şekil 3.6 : Farklı porositeye sahip susturucuların iletim kaybı eğrileri. Model 12: $\sigma=0.034$, Model 2: $\sigma=0.043$, Model 3: $\sigma=0.047$	37
Şekil 3.7 : Farklı delik yerleşimleri için model.	38
Şekil 3.8 : Farklı delik yerleşimine sahip modellerin iletim kaybı eğrileri. Model 1: 5x9 delik, Model 2: 9x5 delik.	39
Şekil 3.9 : Farklı delik çaplarına, aynı porositeye sahip susturucu modelleri.	40
Şekil 3.10 : Farklı oda geometrilerine sahip susturucu modelleri. Model A: 2 odalı, Model B: 4 geçişli çapraz akış, Model 3: 2 geçişli çapraz akış, Model C: Tek odalı.....	40
Şekil 3.11 : Farklı oda geometrilerine sahip modellere ait iletim kaybı eğrileri.	41
Şekil 3.12 : $A_{oc}=1$ için susturucu içerisindeki hız vektörleri.....	42
Şekil 3.13 : $A_{oc}=22.2\%$ için susturucu içerisindeki hız vektörleri.....	43
Şekil 3.14 : $A_{oc}=1$ için susturucu içerisindeki statik basınç dağılımı	43
Şekil 3.15 : İç boru eksenine ait hız ve basınç eğrisi.....	44
Şekil 3.16 : Farklı açık alan oranına sahip modellerdeki hız dağılımı. Sırası ile $A_{oc}=0.5$, $A_{oc}=0.9$, $A_{oc}=2.00$	45
Şekil 3.17 : Açık alan oranına bağlı basınç kayıp katsayıları. $KL = 5.68 \times AOC - 1.587$	47
Şekil 3.18 : Ortadan bölünmüş genişleme odasında hız vektörleri	47

Şekil 3.19 : Açık alan oranına bağlı basınç kayıp katsayıları. □ : CFD verileri,--- :	
$KL = 5.68 \times AOC - 1.587$, — $KL = 1.816 + 3.41 \times AOC - 2.041$	49
Şekil 3.20 : Açık alan oranına göre, genişletilmiş tahmini basınç eğrisi.	51
Şekil 4.1 : Dört kutup parametresi.	53
Şekil 4.2 : Giriş ve çıkışta yansıyan ve gelen dalga.	53
Şekil 4.3 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği.	58
Şekil 4.4 : Akustik ölçüm akış şeması.	59
Şekil 4.5 : Ventüri tüpü.	61
Şekil 4.6 : Akış ölçümleri.	62
Şekil 4.7 : Kesme frekansı 3500 Hz'in üzerindeki frekanslarda sonuçlar.	63
Şekil 4.8 : Akışsız halde analitik, sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması..	66
Şekil 4.9 : $M=0.04$ Mach ve akışsız hal için analitik , sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.	66
Şekil 4.10 : Farklı porositedeki prototiplerin iletim kaybı eğrileri.	67
Şekil 4.11 : Farklı porositedeki prototiplerin basınç kaybı eğrileri.	68
Şekil 4.12 : Farklı delik çapındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrisi.	68
Şekil 4.13 : Farklı delik çaplarında, aynı açık alan oranındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrisi.(- - :6.5 mm — :4 mm)	69
Şekil 4.14 : Farklı delik kalınlıklarındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrileri.	69
Şekil 4.15 : Uzatılmış boru uygulamasının iletim kaybı eğrisine etkileri.	70
Şekil 4.16 : $\sigma=1.3\%$ olan protoip için farklı Mach sayındaki iletim kaybı eğrileri. .	71
Şekil 4.17 : $\sigma=13\%$ olan protoip için farklı Mach sayındaki iletim kaybı eğrileri. ..	71
Şekil 4.18 : Farklı özellikteki susturucuların geri basınç eğrileri.	72
Şekil 5.1 : Perforasyonlu susturucuya ait iletim kaybı eğrisi.	74
Şekil 5.2 : Porositenin iletim kaybındaki etkisi.	74
Şekil 5.3 : Genişleme odası ve yüksek porositeli susturucunun iletim kaybı eğrilerinin karşılaştırılması.	75
Şekil 5.4 : Porositenin ortalama akış altında ($M=0.1$) iletim kaybındaki etkisi.	76
Şekil 5.5 : Düşük porositedeki susturucuda akışın etkisi.	77
Şekil 5.6 : Yüksek porositedeki susturucuda akışın etkisi.	78
Şekil 5.7 : Susturucularda delik çapının etkisi.	79
Şekil 5.8 : Perforasyonlu susturucularda l_a ve l_b uzatılmış boru etkisi.	80
Şekil 5.9 : Perforasyonlu susturucularda akış altında l_a ve l_b uzatılmış boru etkisi..	80
Şekil 5.10 : Perforasyonlu susturucularda sabit σ ,ve sabit A_{oc} . için uzatılmış boru etkisi.	81
Şekil 5.11 : Doğrudan akışlı rezonatör susturucu modeli.	82
Şekil 5.12 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucuda akışın etkisi.	82
Şekil 5.13 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucularda porositenin etkisi.	83

PERFORASYONLU SUSTURUCULARIN AKIŞ VE AKUSTİK ETKİNLİKLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Taşıtların egzozlarından yayılan gürültü, günlük hayatta maruz kaldığımız en önemli gürültü bileşenlerinden biridir. Bu gürültünün azaltılmasında en etkili yol, gürültü karakterine uygun tasarlanmış susturucuların kullanılmasıdır. Trafiğe çıkan araç sayısının her geçen gün arttığı, buna karşılık sağlık ve konfor beklentilerinin yükseldiği bir ortamda, etkinliği daha yüksek susturucuların tasarlanması zorunludur. Sadece taşıtların egzoz sistemlerinde değil, jeneratörler gibi diğer içten patlamalı motorlarda, turbo makinalarda ve havalandırma kanallarında kullanılan susturucuların, kaynağın gürültü karakterine uygun olarak tasarlanması gereklidir.

Borularda delikler açılarak oluşturulan perforasyon, susturucu içerisinde sıkça kullanılan uygulamalardan biridir. Özellikle düşük frekansta gürültünün engellenmesi için, perforasyonlu yapılara ait akustik direnç ve rezonans etkilerinden yararlanılır. Yine bu yapılar, susturucuların akışa karşı gösterdiği direnç olan ve tasarımı sınırlayıcı etki olarak karşımıza çıkan geri basıncın da en önemli kaynağıdır.

Bu çalışmada, içerisinde perforasyon uygulaması bulunan susturucuların akış ve akustik performansları, birbiri ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu inceleme analitik, sayısal ve deneysel yöntemler kullanılarak yürütülmüş, perforasyonu tanımlayan parametrelerin her birinin etkisi araştırılmıştır. Giriş bölümünde konu hakkında yürütülen çalışmalara ait literatür bilgisi anlatılmış, model verilerek parametreler tanımlanmıştır. 2. bölümde düzlem dalga yaklaşımı kullanılarak oluşturulan kapalı formdaki çözüm gösterilmiştir. 3. bölümde ise mühendislik yazılımları kullanılarak hem parametrelerin etkisi araştırılmış, hem de ihmal edilen büyüklüklerin akustik özellikler üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. 4. bölüm bu çalışma kapsamında oluşturulan akış ve akustik ölçüm düzeneğinin kurulmasını ve elde edilen sonuçları kapsamaktadır. Sonuç bölümünde ise doğrulanmış model kullanılarak elde edilen sonuçlar ve bunların perforasyonlu susturucu tasarımı açısından değerlendirilmesi yer almaktadır.

INVESTIGATION OF THE ACOUSTICS AND FLOW PERFORMANCE OF PERFORATED MUFFLERS

SUMMARY

Noise emission coming from the exhaust of vehicles is one of the main components of noise that we exposed in our daily life. Most effective way to limit that noise is to use mufflers that are designed for particular noise source. While vehicles increase on the roads and our expectation about health and comfort are rises, it is essential to design mufflers with better performance. Mufflers used in not only exhaust system of vehicles but also other internal combustion engines such as power generators, turbo machines ,ventilation systems must be redesigned regarding new expectations.

Perforation created by drilling holes on pipes is commonly used application for mufflers. Especially their resistance and resonance effects are utilized to reduce low frequency noise. On the other hand, these perforated structures are most important source of backpressure, which limits muffler design due to resistance against flow.

In this study, flow and acoustic properties of perforated mufflers are investigated and compared. Study is carried by using analytical, numerical and experimental methods. The parameters defines the perforation are researched. In introduction past researches about topic is described and then, model and parameters are defined. In section 2, closed formed solution based on plane wave theory is given. In section 3, effects of parameters are investigated by using CAE software. Also effects of some neglected values are evaluated. Section 4 contains experimental setup, validation of model and the experimental results. In final section, results obtained by validated model are discussed in terms of perforated muffler design.

1. GİRİŞ

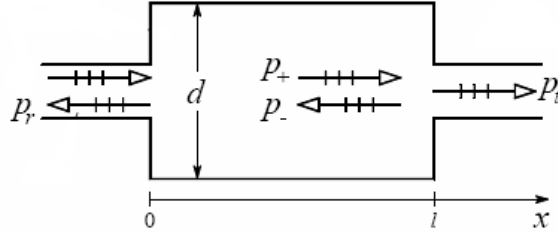
Her geçen gün hayatımızdaki teknoloji kullanımının artması ile birlikte, maruz kaldığımız gürültü bileşenleri artmakta ve çeşitlenmekte; buna karşılık konfor beklentisi ise yükselmektedir. Çevresel kirliliğin en önemli bileşenlerinden biri olan gürültü kirliliğinin önlenmesi, gerek yaşam kalitesi, gerekse insan sağlığı açısından gün geçtikçe önemini artırmakta, gürültü düzeylerini sınırlandıran standartlar ve normların çıtası yükselmektedir. Bu durum günlük hayatımızdaki en önemli gürültü bileşenlerinden biri olan taşıtlar ve diğer içten patlamalı motorlardan yayılan gürültünün azaltılmasını gerektirmektedir. Bunu sağlamanın en etkin yöntemi, uygun susturucuların kullanılarak iletim hattı boyunca sesin yayılmasının engellenmesidir. Susturucular; taşıtlar, jeneratörler gibi içten yanmalı motorlar başta olmak üzere türbin, kompresör, fan gibi havalandırma donanımlarında, yüksek basınç hatlarında, brülör ve kazanlarda kaynaktan yayılan sesin indirgenmesi için kullanılırlar. Kullanım yerlerine göre birçok farklı hacimde olan susturucular temel olarak ses kaynağının özelliklerine uygun olmalı, aynı zamanda yer aldığı hat boyunca akışa engel olmamalıdır.

1.1 Susturucular

Susturucular temel olarak aktif ve pasif olmak üzere 2 grupta incelenebilir. Aktif susturucular kaynaktaki gürültünün karakterine göre çalışma koşullarını ayarlayan ya da değiştiren susturuculardır. Günümüzde kullanım yerleri sınırlı olmakla birlikte bu alanda çalışmalar devam etmektedir. Günlük hayatta ve endüstriyel kullanımda yaygın bir şekilde yer alan susturucular ise pasif tip susturuculardır. Pasif susturucular; gürültüyü azaltma yöntemine göre yutucu tip, reaktif tip ve her iki özelliğin bir arada bulunduğu hibrid tip olarak sınıflandırılabilirler.

Yutucu tip susturucular içerisinde ses yutumu özellikleri yüksek olan malzeme bulunduran ve akustik enerjinin bu yüzeyler tarafından hapsedilip ısı enerjisine dönüştürüldüğü susturuculardır. Havalandırma kanallarında ve egzoz sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu susturucular özellikle yüksek frekansa sahip

Şekil 1.2’ de en temel yansıtıcı tip susturucu örneği olarak, genişleme odası ve yansıyan dalgalar gösterilmiştir.



Şekil 1.2 : Genişleme odası.

Bu tip susturucuların avantajı, farklı genişleme odaları ve iç modüllerin kullanılması ile birlikte geniş bantta özellikle düşük frekanslar için yüksek ses indirgemesi yapabilmesidir. Bu tip susturucularda en belirgin dezavantaj akışa karşı direnç oluşturmastır ki bu durum, tasarım yöntemlerinde göz önüne alınması gereken bir faktör olarak karşımıza çıkar.

Endüstriyel uygulamalarda çoğunlukla karşımıza çıkan, yutucu tip ve reaktif tip susturucuların özelliklerini bir arada barındıran hibrid susturuculardır. Bu susturucularda, geniş bant sesin engellenmesi için yutucu tip susturucuların yüksek frekanstaki etkinliği ve reaktif tip susturucuların düşük frekanstaki etkinliğinden yararlanılır. Bu susturucuların tasarımı, uygun frekans aralığının belirlenerek ses azaltan odaların belirlenen frekansa uygun seçilmesi ve yutucu malzemelerin kalınlıklarının belirlenmesi esasına dayanır. Şekil 1.3’te bu susturuculara ait örnekler verilmiştir.



Şekil 1.3 : Yutucu ve yansıtıcı özelliklerin bir arada bulunduğu hibrid tip susturucu.

1.2 Susturucu Tasarımı

Susturucu tasarımı temel olarak istenen akustik özelliklerin sağlanmasını amaçlar. Ancak çoğu örnekte sesin azaltılması için kullanılan yapılar, akışa karşı bir direnç oluşturmaktadır. Bu ise, statik basıncın yükselmesine sebep olur. Geri basınç olarak adlandırılan bu büyüklük çalışmalarda bir tasarım parametresi olarak karşımıza çıkar. Susturucularda akustik özellikler hacim ile orantılı olarak yükselirken, geri basınç çaplardaki artışa bağlı olarak azalır. Bu yüzden susturucu hacmi bir diğer tasarım parametresidir. Genellikle susturucuların hacmi iç tasarımdan önce belirlendiğinden susturucu tasarımı, verilen hacim için optimum özellikleri sağlamayı amaçlar. Tasarım esnasında susturuculardan istenen mukavemet, sıcaklık, korozyona dayanıklılık, maliyet ve kıvılcım tutucu gibi diğer istekler de hesaba katılmalıdır. Tüm bunlara ek olarak, akışın yarattığı gürültü ve susturucu kabuğundan sızan gürültü mümkün olduğunca küçük olmalıdır.

Susturucuların etkinliklerinin nicel olarak belirlenmesi için çeşitli tanımlamalar mevcuttur. Akustik özelliklerin belirlenmesinde bunlardan en sık kullanılanlar ekleme kaybı (IL), Gürültü azaltımı (NR) ve İletim kaybı (TL) dır [1]. Ekleme kaybı sisteme susturucunun monte edilmesine bağlı olarak ses basınç seviyelerinde meydana gelen farktır. Gürültü azaltımı ise susturucu giriş ve çıkışında ses basınç seviyeleri arasındaki farktır. İletim kaybı, (1.1) eşitliğinde de gösterildiği gibi susturucuya giren ses gücü düzeyi ile susturucudan çıkan ses gücü düzeyi arasındaki farktır. Ekleme kaybı ve gürültü azaltımı kriterleri kaynağa ve özellikle çıkış koşullarına bağlıyken, iletim kaybı tamamen susturucu karakterine bağlı olarak tanımlanmıştır. Bu sebeple iletim kaybı, susturucularla ilgili yürütülen çalışmalarda en fazla kullanılan parametre olarak karşımıza çıkar. Bu çalışmada da sonuçlar, iletim kaybı eğrileri üzerinden yorumlanmıştır.

$$TL = 10 \log \frac{W_i}{W_t} \quad (1.1)$$

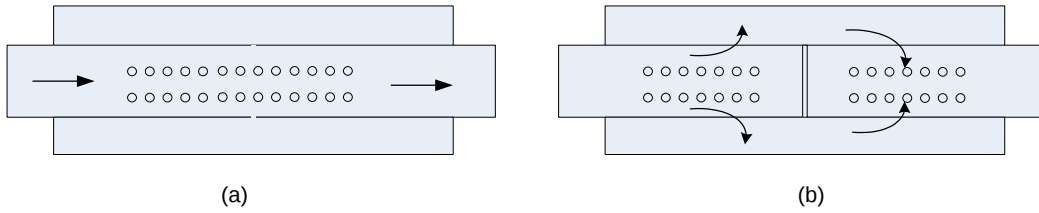
Burada, W_i gelen dalganın ses gücü, W_t iletilen dalganın ses gücüdür. Gelen dalganın ve iletilen dalganın ses gücü değerleri, dinamik basınç değerleri kullanılarak hesaplanırlar.

Susturucuların akış etkinliğini belirleyen temel nicelik ise basınç kaybıdır. Susturucu içinde izin verilen en yüksek basınç kaybı genellikle uygulamaya göre değişir. Geri

basınç, susturucu tarafından motordan çıkan egzoz gazlarının sıkıştırılması sonucu oluşan basınçtır ve yeterince düşük olması beklenir. Dört zamanlı motorlarda oluşan bu anlık basınç; motorun ortalama etkin fren basınç değerini (BMEP), hacimsel verimliliği ve gücü düşürmektedir. Bu nedenle yakıt tüketim oranını da etkilemektedir.

1.3 Perforasyonlu Susturucular

Perforasyonlu susturucular susturucu içerisindeki boruların üzerine delikler açılması yoluyla akışın geçişinin sağlandığı ya da rezonans boşluklarının oluşturulduğu susturuculardır. Bu susturucular uzunca bir süredir rezonatör ve susturucu olarak taşıtların egzoz sistemlerinde yer almaktadırlar. Bu tip susturucuların rezonatör olarak kullanımında ses azaltımı, Şekil 1.2’de gösterilen Helmholtz rezonatöründekine benzer olarak, deliklerin çevresinde yer alan hacmin rezonansına bağlıdır. Diğer bir kullanım ise akışın deliklerden geçerken maruz kaldığı dirence bağlı gürültüyü azaltan çapraz akışlı modeldir. Şekil 1.4’te bu iki örnek gösterilmiştir.



Şekil 1.4 : Perforasyonlu susturucu tipleri. a) Doğrudan akışlı rezonatör. b) Çapraz akışlı model

Bu susturucular ters akışlı, iki ya da daha fazla borulu, iç içe geçmiş perforasyonlu borulu gibi farklı konfigürasyonlarda kullanılmaktadır. Perforasyonlu yapılar, özellikle yüksek performans beklenen susturucuların içerisinde modül olarak yer alırlar. Hem akustik hem de akış etkinliğinde önemli rol oynarlar.

1.4 Literatür Özeti

Susturucu içerisinde uzunca bir süredir kullanılan perforasyonlu yapılara ait analitik incelemeler, ilk olarak Sullivan ve Crocker [2] tarafından tüp rezonatörler için yapılmıştır. Perforasyonlu boruya ve içerisinde yer aldığı kaviteye ait bağlı hareket denklemleri oluşturularak çözülmüş, bunlara ait akustik alanlar, doğal modların sınır

koşulları sağlayan sonlu toplamaları şeklinde ifade edilmiştir. Devam eden çalışmalarda Sullivan tüm perfore elemanları kapsayacak segmentasyon yöntemini geliştirmiştir. İçerisinde yer alan ortalama akıştaki değişimin de hesaba katıldığı bu modelde, sonlu toplamaların sayısının artırılması ile deneysel bulgularla örtüşen sonuçlar elde edilmiştir [3,4]. Daha sonra Jamayaran ve Yam tarafından kapalı formda bir çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Ancak bu yöntemde kavite ve boru içerisindeki akışın sabit ve aynı olduğu kabulü yapılmıştır [5]. M.J. Munjal tarafından iç boru ve kaviteye ait farklı hızlar için denklemlere ait kapalı formda çözümler verilmiştir [6]. Bilgisayar çözümlemelerindeki gelişmelerle bağlantılı olarak Peat tarafından denklemler 4 adet diferansiyel denkleme indirgenip standart özdeğer problemi çözümü mümkün hale gelmiştir [7]. Yine Munjal tarafından, elde edilen bu çözümler derlenerek tasarım parametreleri cinsinden formülize edilmiş ve yayınlanmıştır. Devam eden çalışmalarda Kar ve Munjal tarafından fazla sayıdaki perforasyonlu boru sayısı için formüller genelleştirilmiştir [8]. Dokumaci tarafından, geliştirilen matris yaklaşımında segmentasyon kullanılmadan da ortalama akış gradyeninin hesaplamalara dahil edilmesi sağlanmıştır [9].

Susturucuların akış özellikleri ile ilgili olarak literatürdeki kaynaklar sınırlıdır. Bu konuda Munjal tarafından CFD programı kullanılarak yapılan çalışmada farklı susturucu yapıları için basınç kaybına ait ampirik ifadeler sunulmuştur [10].

1.5 Tezin Amacı

Bu çalışmada perforasyonlu susturucuların akış ve akustik özelliklerinin araştırılması ve parametrelere bağlı olarak elde edilmesi amaçlanmaktadır. Bu amaç doğrultusunda teorik, sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Teorik çalışmalar, perforasyonlu susturuculara ait dağıtılmış parametreler yöntemi kullanılarak yürütülmüştür. Bu yöntemle göre elde edilen transfer matrisleri kullanılarak, iletim kaybı eğrileri hesaplanmıştır. Akışın da dahil edildiği bu yaklaşımda, gövde içerisindeki ortalama akış, girişteki ortalama akış kullanılarak hesaplanmış, ancak eksenel yöndeki hız gradyeni ihmal edilmiştir. Bu modelde yer alan tüm parametrelerin etkileri, iletim kaybı eğrileri üzerinden araştırılmıştır.

3. Bölümde sayısal çözüm yöntemi olarak mühendislik yazılımları kullanılmış, elde edilen sonuçlar teorik ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Teorik modelde ihmal edilen delik yerleşimi gibi etkiler, bu model kullanılarak incelenmiştir.

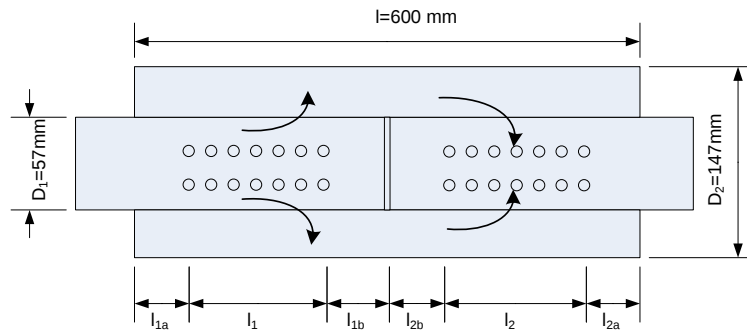
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile basınç kayıpları elde edilerek susturucu tasarımında örnek oluşturacak ampirik bir formülasyonun geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmadaki diğer bir amaç, susturucuların akustik ve akış özelliklerinin deneysel yöntemler ile elde edilmesidir. Bu amaçla deneysel ölçüm düzeneği oluşturulmuş, teorik ve sayısal modeller, bu düzenekler kullanılarak doğrulanmıştır. Düzenek 2 yük düzlem dalga ayrıştırma prensibine göre hazırlanmış, teorik arka plan matris notasyonları ile ifade edilmiştir.

Yapılan bu çalışmalar ile perforasyon uygulamasına ait bir çok parametrenin, etkileri ile birlikte yer aldığı bir kaynak oluşturulması amaçlanmıştır. Literatürdeki mevcut çalışmalarda çoğu kez ihmal edilen parametreler de incelenerek, deneysel bulgular ile desteklenecek sonuçlar araştırılmıştır.

1.6 Model ve İncelenecek Parametreler

Perforasyonlu susturuculara ait parametrelerin incelenmesi için Şekil 1.5'te gösterilen çapraz akışlı model kullanılmıştır. Endüstriyel susturucuların içerisinde sıklıkla kullanılan bu çapraz akışlı modelde, akışa ait basınç kayıpları göz önüne alınması gereken önemli bir etmendir. Bu modelin kullanılması ile birlikte akustik ve akış etkinliklerinin parametrik olarak incelenmesi mümkün hale gelmiştir. Susturucu tasarım süreçlerinde genellikle dış hacim belirli olduğundan ve parametrelerin daha iyi incelenmesi bakımından, dış geometrik özellikler olan gövde çapı (D_2), boru çapı (D_1), gövde uzunluğu (l) gibi değerler sabit tutulmuş, aşağıda ayrıntılı olarak değinilen porosite (σ), açık alan oranı (A_{OC}), delik çapı (d_h), delik kalınlığı (t), uzatılmış boru uzunluğu (l_a , l_b), delik yerleşimi ve akışın etkisi gibi parametreler incelenmiştir.



Şekil 1.5 : İncelenen modelin şematik görünümü.

1.6.1 Porosite

Porosite ya da diğer adı ile perforasyon oranı, literatürde perfore olan yüzeylerdeki açık yüzeylerin (deliklerin toplam alanının), tüm perforasyon yüzey alanına (borunun çevresel alanına) oranı olarak tanımlanır. Literatürdeki konu ile ilgili yapılan mevcut çalışmaların birçoğu bu parametre üzerinden yürütülmüştür. Bu değişken, akustik özelliklerin tanımlanmasında en önemli parametre olmakla birlikte, akış özelliklerinin tanımlanmasında diğer parametrelere de ihtiyaç duyulmaktadır. Perforasyon oranı (σ) (1.2)'de verilen eşitlikle ifade edilebilir;

$$\sigma = \frac{n \times \pi \frac{d_h^2}{4}}{\pi \times D \times l} = \frac{n d_h^2}{4 \times D \times l} \quad (1.2)$$

Burada n , d_h , D ve l sırası ile delik sayısını, delik çapını, boru çapını ve boru uzunluğunu ifade eder.

1.6.2 Açık alan oranı

Açık alan (A_{OP}) perforasyonun uygulandığı yüzeydeki delikliklerin toplam alanı olarak tanımlanabilir. Akış bu yüzeydeki delikler vasıtası ile iletilmektedir. Kesit alanı (A_{CS}) ise susturucudaki akışın girdiği alandır. Dairesel giriş kesitine sahip susturucularda bu alanların oranı (1.3) eşitliğinde belirtildiği şekilde tanımlanabilir.

$$\begin{aligned} A_{OC} &= \frac{A_{OP}}{A_{CS}} , \\ A_{OP} &= n \times \frac{\pi d_h^2}{4} , \quad A_{CS} = \frac{\pi D^2}{4} , \\ A_{OC} &= n \times \left(\frac{d_h}{D} \right)^2 . \end{aligned} \quad (1.3)$$

Diğer bir ifade ile açık alan oranı, akışın dik olarak geçtiği alanların oranıdır. Bu alanın 1 den küçük olduğu durumlarda akış perforasyon boyunca daha dar bir alandan geçecektir. Bu özelliklerinden ötürü, basınç kaybına ait incelemelerde porosite yerine açık alan oranının kullanılması daha faydalıdır. Porosite ile açık alan oranı arasında (1.4) eşitliğinde belirtilen ilişki mevcuttur.

$$A_{OC} = \frac{n \times d_h^2}{D^2} = \frac{n \times 4 \times D \times l \times \sigma}{n \times D^2} = \sigma \times \frac{4l}{D} \quad (1.4)$$

1.6.3 Delik apı ve delik kalınlığı

Bir perforasyonlu susturucuda kullanılan i boruda, aynı porosite, farklı delik çapları kullanılarak elde edilebilir. Helmholtz rezonatöründe oldukça önemli olan bu parametrenin birden fazla deliğın kullanıldığı borularda hangi akustik ve akış etkilerine sahip olacağı incelenmiştir. Porosite sabit tutulmak istendiğinden, delik sayısı, kullanılan delik çapına göre belirlenmiştir.

Delik kalınlığı ise i borunun kalınlığını ifade etmektedir. Bu parametrenin akustik ve akış özelliklerine etkisi analitik ve deneysel olarak incelenmiştir.

1.6.4 Delik yerleşimi etkisi

Konu ile ilgili olarak yapılan tüm çalışmalarda deliklerin homojen olarak dağıldığı varsayılmıştır. Analitik ifadelerde yer almayan bu değışkenin incelenmesi amacı ile farklı delik yerleşimlerine sahip susturucuların iletim kaybı eğrileri oluşturulmuş ve farklılıklar gözlemlenmiştir.

1.6.5 Uzatılmış boru etkisi

Basit genişleme odalarında uzatılmış boru etkisi, iletim kaybı eğrisinde belirli frekans bölgelerinde değışiklikler yaratmaktadır. Temel olarak arkasında kalan boşluğın rezonansının kullanılması prensibine dayanan bu yaklaşım, perforasyonlu susturucularda giriş ve çıkış bölgesinde perforasyonsuz bölge bırakılarak sağlanabilir. Farklı uzunluklardaki bu etki iletim kaybı eğrileri ile değerlendirilmiştir.

1.6.6 Akış hızı etkisi

Susturucularda yapılan çalışmaların önemli bir bölümü, gerçek koşullardan farklı olarak akışın mevcut olmadığı hal için yapılmıştır. Gerçek koşullarda taşıtların egzoz sistemlerinde 0.2 Mach gibi yüksek değerlerde ses altı akışların olduğu bilinmektedir. Akışın genişleme odası, rezonatör gibi susturucularda etkisi oldukça sınırlı olmasına karşılık seçilen çapraz akışlı model için akustik özelliklerde dikkate değer bir farklılık yaratmaktadır. Ayrıca, susturucularda basınç kaybı, akışın yarattığı etkilerin bir sonucudur. Bu sebeple akışa ait hız ve basınç ölçümleri yapılmış, çalışmalarda taşıtlardaki akış koşulları oluşturulmaya çalışılmıştır.

2. TEORİK İNCELEMELER

2.1 Giriş

Bu bölümde, perforasyonlu susturucuların akustik özelliğini ifade eden iletim kaybı eğrileri, analitik yollar kullanılarak elde edilmiştir. Literatürde yer alan çalışmalardan da yararlanılarak, birinci bölümde verilen model alt parçalarına ayrılmış, bu parçalara ait transfer matrisleri oluşturulmuş ve oluşturulan transfer matrisleri kullanılarak iletim kaybı eğrilerine ulaşılmıştır. Perforasyonlu susturuculara ait transfer matrisleri kapalı formda, susturucuların tasarım parametrelerine bağlı olarak gösterilmişlerdir. Sonuç bölümünde bu parametrelerin etkisi karşılaştırmalı olarak iletim kaybı eğrileri üzerinden irdelenmiştir. İncelenen çapraz akışlı modele ait iletim kaybı eğrileri ile birlikte rezonatör tipi doğrudan akışlı perforasyonlu susturuculara ait iletim kaybı eğrileri de elde edilmiştir. Böylelikle modelin üstünlükleri ve zayıflıkları ortaya çıkarılmıştır.

Bu bölümde sırası ile bir boyutlu dalga denklemi, transfer matrisleri ve son olarak perforasyona ait denklemler incelenerek, teorik bütünlük sağlanması amaçlanmıştır.

2.2 Bir Boyutlu Dalga Modeli

Düz bir boru içerisinde akışkan hareketine ait büyüklüklerin belirlenmesi amacı ile aşağıda bir boyutlu dalga denklemleri gösterilmiştir. Bu denklemlerde düzgün dağılmış bir ortalama akış kabulü yapılmış ayrıca akışkana ait viskotalmal özellikler ihmal edilmiştir. Düzlem boyunca basınç ve hız büyüklüklerinin sabit olduğu varsayımı ile yüksek modların hesaba katılmadığı bu yaklaşım ilgilenilen frekanslar için yeterli doğrulukta sonuçlar vermektedir. Düz boruya ait bir boyutlu dalga modeli denklemlerinden, bu çalışma boyunca teorik incelemelerde ve deneysel çalışmaların teorik altyapısının oluşturulmasında yararlanılmıştır.

Bir akışkan kütlelerinin z - eksenini yönündeki bir boyutlu hareketi o kütleyle ait lineerleştirilmiş süreklilik denklemi (2.1) ve lineerleştirilmiş momentum denklemleri kullanılarak elde edilebilir (2.2) [6].

$$\rho_o \frac{\partial u}{\partial z} + \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial z} \right) \rho = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho_o \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial z} \right) u + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan z ve t sırası ile, konum ve zaman değişkenlerini, ρ_o ve U parçacığın ortalama yoğunluğunu ve hızını, u , ρ ve p ise sırası ile parçacığın hız, yoğunluk ve basınç bileşenlerini ifade etmektedir. Akışkanın hareketi boyunca izentropik olduğu, ayrıca basınç ve hız değişimlerinin ortalamalarına göre küçük olduğu kabulleri altında enerji denklemi (2.3) eşitliğindeki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = c_o^2, \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c_o^2} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad \frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{1}{c_o^2} \frac{\partial p}{\partial z}$$

Bu denklemlerde c_o ses hızını ifade etmektedir. Enerji denklemleri, süreklilik denklemi (2.1) ve momentum denklemlerinde (2.2) yerine yerleştirilerek ∂u terimleri yok edilip düzenlenirse, (2.4) denkleminde ulaşılır.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 p}{\partial z \partial t} + (U^2 - c_o^2) \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (2.4)$$

İkinci dereceden bir diferansiyel denklem olan (2.4) eşitliği sabit bir ortalama akış halinde düzlem dalga denklemini ifade etmektedir. Akışın mevcut olmadığı özel hal için denklem (2.5) formuna indirgenir.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_o^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) p = 0 \quad (2.5)$$

Elde edilen dalga denklemlerinde zamana bağımlılık $e^{+j\omega t}$ formunda ifade edilirse (2.4) denkleminde ait çözüm, sınır şartlarına bağlı olarak (2.6) eşitliğindeki gibi elde edilir.

$$p(z, t) = [C_1 e^{-jkz/(1+M)} + C_2 e^{jkz/(1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.6)$$

Elde edilen $p(z, t)$ değeri denklem (2.1) ve (2.3)'te yerlerine yerleştirilirse, hız bileşenine ait ifadeye de ulaşılmış olur. (2.7)

$$u(z, t) = [C_3 e^{-jkz/(1+M)} + C_4 e^{jkz/(1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.7)$$

Denklem (2.6) ve denklem (2.7)'de yer alan k dalga sayısı ya da yayılma sabiti olarak, M ise “*Mach*” sayısı olarak adlandırılmaktadır ve (2.8) ile (2.9)'da tanımlanmışlardır. C_i indisi ile gösterilenler ise diferansiyel denklem çözümünde ortaya çıkan ve sınır koşullarına bağlı olan sabitlerdir.

$$k = \omega/c_o = 2\pi/\lambda \quad (2.8)$$

$$M = U/c_o \quad (2.9)$$

Bu eşitliklerde λ dalga boyu, ω ise dalganın zamana bağımlılığı ifade eden açısal hız sembolleridir. (2.6) ve (2.7) denklemleri, denklem (2.2) de yerlerine yerleştirilirse,

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho_o c_o}, \quad C_4 = \frac{-C_2}{\rho_o c_o} \quad (2.10)$$

elde edilir. Karakteristik empedans olarak tanımlanan Z_o kullanılarak,

$$Z_o = \rho_o c_o \quad (2.11)$$

(2.7) denklemi aşağıdaki halini alır.

$$u(z, t) = \frac{1}{Z_o} [C_1 e^{-jkz/(1+M)} - C_2 e^{jkz(1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.12)$$

Süreklilik ve dinamik denge denklemleri kullanılarak, düzlem dalganın hareketini belirleyen basınç (2.12) ve hız (2.6) ifadelerine ulaşılmıştır.

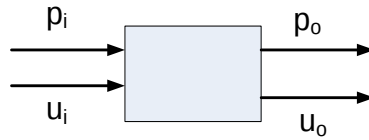
Seçilen doğrultu boyunca hareket eden düzlem dalganın harmonik karakteri, bu dalganın birbirinden bağımsız, giden dalga ve gelen dalga olarak incelenmesini mümkün kılar. Bu yaklaşım özellikle deneysel çalışmalarda fayda sağlamaktadır. (2.5) denklemi kullanılarak, bu sonuç elde edilebilir. Denklem ayrıştırılırsa;

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t} + c_o \frac{\partial p}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial t} - c_o \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.13)$$

(2.13) denklemlerinde ilk çarpanın çözümü giden dalga ifadesini ikinci çarpanın çözümü ise gelen dalganın ifadesini vermektedir.

2.3 Transfer Matrisleri

Bir akustik eleman, girişindeki basınç ve partikül hızına göre çıkışındaki basınç ve partikül hızı değerlerini değiştiren filtre olarak düşünülebilir. Böylelikle, bir çok farklı elemandan oluşan sistemlerdeki elemanlar, birbirlerinden ve giriş çıkış şartlarından bağımsız olarak modellenenmektedir. Özellikle bilgisayarlı çözümleme tekniklerdeki ilerlemeler, çok fazla sayıda elemanın bir arada olduğu sistemlerin çözümünü olanaklı kılmakta, bu nedenle susturucu tasarımında transfer matrisleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Transfer matrislerinin belirlenmesi amacı ile bir akustik kütle şekilde gösterilmiştir [10].



Şekil 2.1 : Bir akustik kütleye ait transfer elemanı

Bu akustik elemana ait denklemler (2.14) eşitliğinde gösterildiği gibi olacaktır.

$$\begin{aligned} p_i &= p_o + j\omega M_A u_o \\ u_i &= u_o \end{aligned} \quad (2.14)$$

Bu eşitlikte p akustik basıncı u ise partikül hızını göstermektedir. Bu denklemler matris notasyonu ile ifade edilirlse;

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = [T]_{k\ddot{u}tle} \begin{Bmatrix} p_o \\ u_o \end{Bmatrix} \quad , \quad [T]_{k\ddot{u}tle} = \begin{bmatrix} 1 & j\omega M_A \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

olur. Bir akustik eleman, kendi iç özelliklerine bağlı olarak, kütle, direnç ve akustik uyum özellikleri gösterecektir. Bu özellikler mekanikteki kütle, yay, sönüm ya da elektrik devrelerindeki indüktans, kapasitans, rezistans özellikleri ile eşdeğerdirler.

Birden çok elemana ait tüm transfer matrisi, (elemanlar birbirlerine seri olarak bağlanıyorsa) elemanların ayrı ayrı transfer matrislerin çarpımı olacaktır.

(2.6) ve (2.12) denklemlerindeki eşitlikler kullanılarak, l boru boyunu, Z_o ise karakteristik empedansı ifade etmek üzere düz boruya ait transfer matrisi eşitlik (2.16)'daki gibi elde edilebilir.

$$\begin{bmatrix} p_i \\ u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl & jZ_o \sin kl \\ j/Z_o \sin kl & \cos kl \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ u_o \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

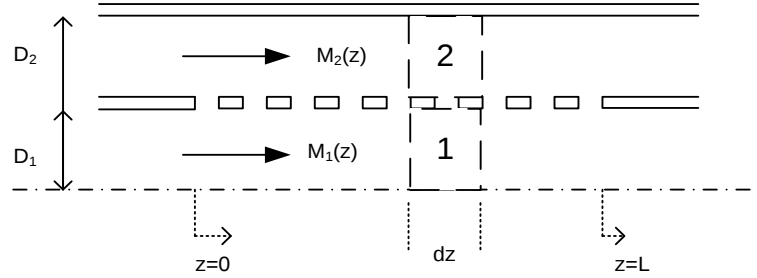
2.4 Perfore Elemanların Analitik İncelenmesi

Bu bölümde perforasyonlu susturuculara ait denklemler, teorik çalışmalardan faydalanarak elde edilmiştir. Model ve yapılan kabullerden sonra problem ortaya konmuş, elde edilen birbirine bağlı denklemler, özdeğer problemi olarak ifade edilmiş, sınır şartları yerleştirilerek çözüm için kapalı formda ifadelere ulaşılmıştır.

2.4.1 Perforasyonlu boruya ait denklemler

Bir elemanın akustik etkinliğinin belirlenmesi bu elemana ait transfer matrisinin yazılmasını gerektirir. Bu transfer matrisinin elde edilmesi amacı ile süreklilik denklemi ve momentum denklemleri kontrol hacimleri için oluşturulmuştur.

Birbiri içerisinde yer alan ve içtekinin perfore olduğu iki boruya ait model Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : 2 borulu perforasyon elemanı

Bu modelde 2 numara ile gösterilen bölge, kaviteye ait kontrol hacmini 1 numara ile gösterilen bölge ise perforasyonlu boruya ait dz uzunluğundaki sonsuz küçük kontrol hacimlerini ifade etmektedir.

2.4.1.1 Süreklilik denklemi

Bir kontrol hacmine ait süreklilik denklemi (2.17)’de belirtilen kapalı integral ile ifade edilebilir.

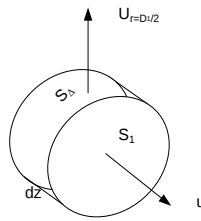
$$\oint \rho \vec{q} \cdot d\vec{S} = -\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho dV \quad (2.17)$$

(2.17) numaralı denklemde $\rho, \vec{q}$, ve $\forall$ ile belirtilen büyüklükler sırası ile yoğunluğu, hız vektörünü ve hacmi ifade etmektedir. S ile belirtilen ve kontrol hacimlerini sınırlayan yüzeylere ait ifadeler, (2.18)-(2.20) eşitliklerinde verilmiştir. Şekil 2.3' te kontrol hacmini çevreleyen S_1, S_2, S_Δ yüzeyleri gösterilmiştir.

$$S_1 = 1/4 \pi D_1^2 \quad , \quad (2.18)$$

$$S_\Delta = \pi D_1 dz \quad , \quad (2.19)$$

$$S_2 = 1/4 \pi (D_1^2 - D_1^2) \quad . \quad (2.20)$$



Şekil 2.3 : Kontrol hacmini çevreleyen yüzeyler.

(2.17) numaralı denklem lineerleştirilerek 1 ve 2 numaralı kontrol hacimlerine uygulanırsa süreklilik denklemi aşağıdaki formu alır [2].

1 numaralı kontrol hacmi için ;

$$\rho_o \frac{\partial u_1}{\partial z} + U_1 \frac{\partial \rho_1}{\partial z} + \frac{4\rho_o}{D_1} u_r = -\frac{\partial \rho_1}{\partial t} \quad (2.21)$$

2 numaralı kontrol hacmi için ;

$$\rho_o \frac{\partial u_2}{\partial z} + U_2 \frac{\partial \rho_2}{\partial z} - \frac{4D_1\rho_o}{(D_2^2 - D_1^2)} u_r = -\frac{\partial \rho_2}{\partial t} \quad (2.22)$$

U ve ρ_o sırası ile hızın ve yoğunluğun zamana bağlı ortalamalarını ifade eder. $u(r,z,t)$ ve $u_r(r,z,t)$, z ve r yönündeki hız değişimleri, $\rho(r,z,t)$ ise z yönünde yoğunluk değişimi olarak tanımlanmıştır. Alt indisler kontrol hacmini belirtmektedir.

2.4.1.2 Dinamik denge denklemi

1 ve 2 numaralı kontrol hacimlerine ait momentumun korunumu denklemi (2.23) te gösterilen kapalı integraller ile ifade edilir [2].

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \vec{q} dV - \iint \vec{q} (\rho \vec{q} \cdot d\vec{S}) = \iint p d\vec{S} \quad (2.23)$$

(2.23) numaralı denklemin z yönündeki bileşeni, lineerleştirme kullanılarak birinci ve ikinci kontrol hacimleri için (2.24) ve (2.25)'de ifade edildiği biçime dönüşür.

$$\rho_o \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} + U_1 \frac{\partial u_1}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p_1}{\partial z} \quad (2.24)$$

$$\rho_o \left(\frac{\partial u_2}{\partial t} + U_2 \frac{\partial u_2}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p_2}{\partial z} \quad (2.25)$$

Burada p_1 ve p_2 sırası ile 1 ve 2 numaralı kontrol hacimlerine ait basınç değişimlerini ifade eder.

Amaçlanan, birbirine bağlı olan bu 4 adet diferansiyel denklem kullanılarak kontrol hacimlerine ait p_i ve u_i ifadelerinin elde edilmesidir. Bu amaçla öncelikle (2.20), (2.21) ve (2.22) denklemlerinde yer alan u_r diğerleri cinsinden yazılmalıdır.

Radyal yönde perforasyon boyunca olan hız u_r , giriş ve çıkış noktasındaki basınca ve perforasyon empedansına (ζ) bağlıdır ve (2.26) eşitliği ile ifade edilir:

$$u_r(z) = [p_1(z) - p_2(z)] / (\rho_o c_o \zeta) \quad (2.26)$$

(2.3) ve (2.26) denklemlerinden elde edilen u_r , ρ_1 ve ρ_2 , (2.21) ve (2.22) 'de yerlerine yerleştirilirse (2.27) ve (2.28) denklemlerine ulaşılır.

$$\rho_o \frac{\partial u_1}{\partial z} + \frac{U_1}{c_o^2} \frac{\partial p_1}{\partial z} + \frac{4}{D_1 c_o \zeta} [p_1(z) - p_2(z)] = - \frac{\partial p_1}{c_o^2 \partial t} \quad (2.27)$$

$$\rho_o \frac{\partial u_2}{\partial z} + \frac{U_2}{c_o^2} \frac{\partial p_2}{\partial z} - \frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2) c_o \zeta} [p_1(z) - p_2(z)] = - \frac{\partial p_2}{c_o^2 \partial t} \quad (2.28)$$

Elde edilen bu denklemler ve daha önce ifade edilen (2.24) ve (2.25) denklemleri kullanılarak 4 denklem ve 4 bilinmeyene sahip 1. dereceden denklem sistemi oluşturulmuş olur.

Bu denklemlerde yer alan ζ perforasyon empedansı için deneysel yollar kullanılarak elde edilmiş ampirik ifadeler mevcuttur.

2.4.2 Perforasyon empedansı

Perforasyon empedansı, perforasyon deliği boyunca olan basınç farkı ve partikül hızı arasındaki ilişkiyi tanımlar. Bu değer, deliğin, içerisinden geçen akışa karşı gösterdiği direnç ve delik eksenine dik olan akışın yarattığı akustik uyum ya da kapasitansın bir toplamıdır. Bu direnç ve kapasitansın etkisi, akışın karakterine göre değişmekte ve kimi hallerde direnç etkisi, kimi hallerde ise kapasitif etki baskın olmaktadır.

Yapılan deneysel incelemelerde perforasyon empedansının porositeye (σ), delik çapına (d_h), perforasyonlu borunun kalınlığına (t), akış hızına ve akış biçimine (çapraz akış, doğrudan akış) bağlı olduğu görülmüştür. Ayrıca perforasyon empedansı (ζ) değerleri her frekans (dolayısı ile dalga boyu) için değişmektedir.

Sullivan ve Crocker tarafından, akışın olduğu ve olmadığı durumlar için perforasyon empedansı ifadeleri elde edilmiştir. Bu ampirik ifadeler sırası ile akışsız ve akışlı hal için (2.29) ve (2.30) no 'lu eşitliklerde verilmiştir [4].

$$\zeta = [0.006 + jk(t + 0.75d_h)]/\sigma \quad (2.29)$$

Akışın perforasyonlu deliklerin içerisinden geçtiği ve çapraz akış olarak tanımlanan hal için (2.30) eşitliği mevcuttur.

$$\zeta = \left[0.514 \frac{d_1 M}{l \sigma} + j0.95k(t + 0.75d_h) \right] / \sigma \quad (2.30)$$

Devam eden çalışmalarda, Rao ve Munjal çapraz akışın olmadığı ancak delik eksenlerine dik “sıyrarak geçen” (*grazing*) akış hali için aşağıda verilen ifadenin daha doğru sonuçlar verdiğini göstermişlerdir [11]. Elde edilen ifade (2.31) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$\zeta = [7.337 \times 10^{-3}(1 + 72.23M) + j2.2245 \times 10^{-5}(1 + 51t)(1 + 204d_h)f]/\sigma \quad (2.31)$$

2.4.3 Özdeğer probleminin oluşturulması ve çözümü

Sırası ile hızın ve basıncın zamana bağlı değişimini ifade eden u_i ve p_i ye ait zamana bağımlılık, üstel fonksiyon şeklinde ifade edilebilir. (2.32)'de yer alan eşitlik yazıldığında u ve p ifadeleri sadece eksenel konum z 'nin bir fonksiyonu olurlar.

$$u_i = u_i(z)e^{j\omega t}, \quad p_i = p_i(z)e^{j\omega t}, \quad i=1,2. \quad (2.32)$$

(2.27) ve (2.28) eşitliklerinde yer alan $u_i(z)$ terimlerin t ye göre türevleri alınarak (2.24) ve (2.25)'te yerlerine yerleştirilir ve $\mathbf{D} = \partial/\partial z$ türev operatörü ile kullanılırsa (2.33) ile (2.36) arasında belirtilen denklemlere ulaşılır.

$$\rho_o \cdot \mathbf{D}u_1(z) = -\frac{U_1}{c_o^2} \mathbf{D} p_1(z) - \frac{4}{D_1 c_o \zeta} [p_1(z) - p_2(z)] - \frac{j\omega}{c_o^2} p_1(z) \quad (2.33)$$

$$\rho_o \cdot \mathbf{D}u_2(z) = -\frac{U_2}{c_o^2} \mathbf{D} p_2(z) + \frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2)c_o \zeta} [p_1(z) - p_2(z)] - \frac{j\omega}{c_o^2} p_2(z) \quad (2.34)$$

$$j\rho_o \omega u_1(z) + \rho_o U_1 \cdot \mathbf{D}u_1(z) + \mathbf{D} p_1(z) = 0 \quad (2.35)$$

$$j\rho_o \omega u_2(z) + \rho_o U_2 \cdot \mathbf{D}u_2(z) + \mathbf{D} p_2(z) = 0 \quad (2.36)$$

Bundan sonraki adımda, ω ve U_1 (2.8) ve (2.9) eşitlikleri de kullanılarak, (2.33) - (2.36)'da gerekli türevler de alındıktan sonra yerlerine konulursa 2. dereceden aşağıdaki diferansiyel denklem sistemi elde edilir [6].

$$\begin{aligned} \mathbf{D}^2 p_1(z) - \frac{M_1}{(1 - M_1^2)} \left(\frac{4}{D_1 \zeta} + 2jk \right) \mathbf{D}p_1(z) + \frac{M_1}{(1 - M_1^2)} \frac{4}{D_1 \zeta} \mathbf{D}p_2(z) \\ + \frac{1}{(1 - M_1^2)} \left(k^2 - \frac{4jk}{D_1 \zeta} \right) p_1(z) + \frac{1}{(1 - M_1^2)} \frac{4jk}{D_1 \zeta} p_2(z) = 0, \end{aligned} \quad (2.37)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{D}^2 p_2(z) - \frac{M_2}{(1 - M_2^2)} \left(\frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} + 2jk \right) \mathbf{D}p_2(z) \\ + \frac{M_2}{(1 - M_2^2)} \frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} \mathbf{D}p_1(z) \\ + \frac{1}{(1 - M_2^2)} \left(k^2 - \frac{4D_1jk}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} \right) p_2(z) \\ + \frac{1}{(1 - M_2^2)} \frac{4D_1jk}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} p_1(z) = 0. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Bu denklemde yer alan terimler aşağıdaki tanımlamalar yapılarak sadeleştirilebilirler.

$$k_a^2 = k^2 - \frac{4jk}{D_1 \zeta}, \quad (2.39)$$

$$k_b^2 = k^2 - \frac{4D_1jk}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} . \quad (2.40)$$

(2.37) ve (2.38) denklemleri kolaylık bakımından aşağıdaki gibi yazılabilirler.

$$D^2p_1 + \alpha_1 Dp_1 + \alpha_2 p_1 + \alpha_3 Dp_2 + \alpha_4 p_2 = 0 \quad (2.41)$$

$$\alpha_5 Dp_1 + \alpha_6 p_1 + D^2p_2 + \alpha_7 Dp_2 + \alpha_8 p_2 = 0 \quad (2.42)$$

Bu eşitlikteki α_i ile gösterilmiş çarpanlar (2.43)'te verilmiştir.

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= -\frac{jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 + k^2}{k} \right), & \alpha_2 &= \frac{1}{(1-M_1^2)} k_a^2, \\ \alpha_3 &= \frac{jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 - k^2}{k} \right), & \alpha_4 &= -\frac{(k_a^2 - k^2)}{(1-M_1^2)}, \\ \alpha_5 &= \frac{jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 - k^2}{k} \right), & \alpha_6 &= -\frac{(k_b^2 - k^2)}{(1-M_2^2)}, \\ \alpha_7 &= -\frac{jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 + k^2}{k} \right), & \alpha_8 &= \frac{1}{(1-M_2^2)} k_b^2. \end{aligned} \quad (2.43)$$

(2.41) ve (2.42) denklemleri matris gösterimi ile elde edilmek istenirse (2.44)'e ulaşılır.

$$\begin{bmatrix} D^2 - \alpha_1 D + \alpha_2 & \alpha_3 D + \alpha_4 \\ \alpha_5 D + \alpha_6 & D^2 - \alpha_7 D + \alpha_8 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \end{Bmatrix} = 0 \quad (2.44)$$

(2.44) denklemini elde edildikten sonra, denklemin çözümü yönünde kolaylık sağlanması amacı ile durum vektörleri kullanılarak sistemin mertebesi düşürülecektir. Bununla birlikte sisteme ait denklem sayısı 4 olacaktır. Bu amaçla yazılacak durum vektörleri şunlardır:

$$y_1 = Dp_1, \quad y_2 = Dp_2, \quad y_3 = p_1, \quad y_4 = p_2 . \quad (2.45)$$

Yazılan durum vektörleri (2.44) eşitliğinde yerlerine koyulursa (2.46) denklemleri elde edilirler.

$$\begin{aligned} Dy_1 + \alpha_1 y_1 + \alpha_2 y_3 + \alpha_3 y_3 + \alpha_4 y_4 &= 0 \\ \alpha_5 y_1 + \alpha_6 y_3 + Dy_2 + \alpha_7 y_2 + \alpha_8 y_4 &= 0 \\ Dy_3 - y_1 &= 0 \\ Dy_4 - y_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2.46)$$

Bu denklemler (2.47)' deki gibi matris formunda yazılabilirler.

$$\mathbf{D} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -a_1 & -a_3 & -a_2 & -a_4 \\ -a_5 & -a_7 & -a_6 & -a_8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{Bmatrix} \quad (2.47)$$

(2.47) ile gösterilen denklem sistemi bir özdeğer problemini ifade etmektedir. Bu aşamadan sonra özdeğer probleminin çözümü için gerekli adımlar uygulanacaktır. Elde edilen matris (2.48)'deki gibi gösterilebilir.

$$\mathbf{D}\{y\} = \tilde{\mathbf{M}}\{y\} , \quad (2.48)$$

$$\tilde{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} -a_1 & -a_3 & -a_2 & -a_4 \\ -a_5 & -a_7 & -a_6 & -a_8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} . \quad (2.49)$$

Denklem sisteminin köşegenleştirilmesi için aşağıdaki adımlar uygulanabilir.

$$\{y\} = [\psi]\{\Gamma\} , \quad (2.50)$$

$$[\psi]\mathbf{D}\{\Gamma\} = \tilde{\mathbf{M}}[\psi]\{\Gamma\} , \quad (2.51)$$

$$\mathbf{D}\{\Gamma\} = [\psi]^{-1}\tilde{\mathbf{M}}[\psi]\{\Gamma\} . \quad (2.52)$$

(2.52) denkleminin sağ tarafında yer alan $[\psi]^{-1}\tilde{\mathbf{M}}[\psi]$ matris çarpımı sisteme ait özdeğer matrisi vermektedir. $[\psi]$ ise, sütunları özvektörler olan modal matristir. Özdeğer matrisinin açık ifadesi (2.53) eşitliğinde verilmiştir.

$$[\psi]^{-1}[\mathbf{M}][\psi] = \begin{bmatrix} \gamma_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \gamma_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \gamma_4 \end{bmatrix} \quad (2.53)$$

Burada γ_i ile gösterilenler $\tilde{\mathbf{M}}$ matrisine ait özdeğerlerdir. O halde $\{\Gamma\}$ ile gösterilen ifadeye ait değerler (2.52) uyarınca aşağıdaki gibi olur.

$$\Gamma_i = C_i e^{\gamma_i z} \quad i = 1,2,3,4. \quad (2.54)$$

Özdeğer probleminin çözümü ile elde edilen ve sınır koşullarına bağlı olan çözüm; ψ terimleri özvektörlere ait terimleri, γ_i terimleri ise özdeğerleri göstermek üzere (2.50) denklemini kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{pmatrix} \mathbf{D}p_1(z) \\ \mathbf{D}p_2(z) \\ p_1(z) \\ p_2(z) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \psi_{11} & \psi_{12} & \psi_{13} & \psi_{14} \\ \psi_{21} & \psi_{22} & \psi_{23} & \psi_{24} \\ \psi_{31} & \psi_{32} & \psi_{33} & \psi_{34} \\ \psi_{41} & \psi_{42} & \psi_{43} & \psi_{44} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} e^{\gamma_1 z} C_1 \\ e^{\gamma_2 z} C_2 \\ e^{\gamma_3 z} C_3 \\ e^{\gamma_4 z} C_4 \end{pmatrix} \quad (2.55)$$

Özdeğer problemine ait sınır şartlarının yerleştirilmesinden önce, ulaşılmak istenen forma göre matris şekillendirilmelidir. Akustik elemanın etkinliği transfer matrisleri ile belirlenir. Elde edilmek istenen transfer matrisi (2.56) denkleminde tanımlanmıştır.

$$\begin{pmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \\ \rho_o c_o u_2(0) \end{pmatrix} = [T] \begin{pmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ \rho_o c_o u_1(l) \\ \rho_o c_o u_2(l) \end{pmatrix} \quad (2.56)$$

(2.56) denklemindeki hız bileşenleri olan $u_1(z)$ ve $u_2(z)$ terimlerinin bulunması için (2.55) denklemindeki $\mathbf{D}p_1$ ve $\mathbf{D}p_2$ 'lerden ve (2.35) ve (2.36) denklemlerinden yararlanılır. (2.55) eşitliğine göre basınç farklarının türevi açık olarak (2.57) ve (2.58)'de verilmiştir.

$$\mathbf{D} p_1(z) = \sum_{i=1}^4 \psi_{1i} e^{\gamma_i z} C_i, \quad (2.57)$$

$$\mathbf{D} p_2(z) = \sum_{i=1}^4 \psi_{2i} e^{\gamma_i z} C_i. \quad (2.58)$$

(2.56) denklemindeki değişkenler (2.55) formunda yazılabilirler.

$$\begin{pmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ \rho_o c_o u_1(z) \\ \rho_o c_o u_2(z) \end{pmatrix} = [T_r] \begin{pmatrix} e^{\gamma_1 z} C_1 \\ e^{\gamma_2 z} C_2 \\ e^{\gamma_3 z} C_3 \\ e^{\gamma_4 z} C_4 \end{pmatrix} \quad (2.59)$$

Eğer (2.59) denkleminde belirtilen transfer matrisine ait terimler $T_{r,ij}$ olarak belirtilirse, (2.60) ve (2.61) denklemlerine ulaşılır.

$$\rho_o c_o u_1(z) = \sum_{i=1}^4 (T_{r,3i} e^{\gamma_i z} C_i) \quad (2.60)$$

$$\rho_o c_o u_2(z) = \sum_{i=1}^4 (T_{r,4i} e^{\gamma_i z} C_i) \quad (2.61)$$

Bu ifadelerin z' ye göre türevleri alınarak,

$$\rho_o c_o \mathbf{D}u_1(z) = \sum_{i=1}^4 \gamma_i (T_{r,3i} e^{\gamma_i z} C_i) \quad (2.62)$$

$$\rho_o c_o \mathbf{D}u_2(z) = \sum_{i=1}^4 \gamma_i (T_{r,4i} e^{\gamma_i z} C_i) \quad (2.63)$$

(2.35) ve (2.36) denklemlerinde, (2.57) ile (2.63) arasında elde edilenler yerleştirilirse, (2.64) ve (2.65) ifadelerine ulaşılır.

$$\sum_{i=1}^4 jk(T_{r,3i} e^{\gamma_i z} C_i) + M \sum_{i=1}^4 \gamma_i T_{r,3i} e^{\gamma_i z} C_i + \sum_{i=1}^4 \psi_{1i} e^{\gamma_i z} C_i = 0 \quad (2.64)$$

$$\sum_{i=1}^4 jk(T_{r,4i} e^{\gamma_i z} C_i) + M \sum_{i=1}^4 \gamma_i T_{r,4i} e^{\gamma_i z} C_i + \sum_{i=1}^4 \psi_{2i} e^{\gamma_i z} C_i = 0 \quad (2.65)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapılarak,

$$\sum_{i=1}^4 (M\gamma_i + jk) e^{\gamma_i z} (T_{r,3i} C_i) = - \sum_{i=1}^4 \psi_{1i} e^{\gamma_i z} C_i \quad (2.66)$$

$$\sum_{i=1}^4 (M\gamma_i + jk) e^{\gamma_i z} (T_{r,4i} C_i) = - \sum_{i=1}^4 \psi_{2i} e^{\gamma_i z} C_i \quad (2.67)$$

denklemlerine ulaşılır. O halde,

$$\begin{aligned} T_{r,1i} &= \psi_{3i} \\ T_{r,1i} &= \psi_{4i} \\ T_{r,3i} &= - \frac{\psi_{1i}}{(M\gamma_i + jk)} \\ T_{r,4i} &= - \frac{\psi_{2i}}{(M\gamma_i + jk)} \end{aligned} \quad (2.68)$$

değerleri kullanılarak istenen $[T_r]$ matrisi oluşturulabilir. (2.59) denklemi, elde edilen katsayılar yerleştirilerek, (2.69) ile verilen denklemde açık olarak ifade edilmiştir.

$$\begin{pmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ c\rho_o u_1(z) \\ c\rho_o u_2(z) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\psi_{31}e^{\gamma_1 z}}{(jk+M_1\gamma_1)} & \frac{\psi_{32}e^{\gamma_2 z}}{(jk+M_1\gamma_2)} & \frac{\psi_{33}e^{\gamma_3 z}}{(jk+M_1\gamma_3)} & \frac{\psi_{34}e^{\gamma_4 z}}{(jk+M_1\gamma_4)} \\ \frac{\psi_{41}e^{\gamma_1 z}}{(jk+M_2\gamma_1)} & \frac{\psi_{42}e^{\gamma_2 z}}{(jk+M_2\gamma_2)} & \frac{\psi_{43}e^{\gamma_3 z}}{(jk+M_2\gamma_3)} & \frac{\psi_{44}e^{\gamma_4 z}}{(jk+M_2\gamma_4)} \\ \frac{\psi_{11}e^{\gamma_1 z}}{(jk+M_1\gamma_1)} & \frac{\psi_{12}e^{\gamma_2 z}}{(jk+M_1\gamma_2)} & \frac{\psi_{13}e^{\gamma_3 z}}{(jk+M_1\gamma_3)} & \frac{\psi_{14}e^{\gamma_4 z}}{(jk+M_1\gamma_4)} \\ \frac{\psi_{21}e^{\gamma_1 z}}{(jk+M_2\gamma_1)} & \frac{\psi_{22}e^{\gamma_2 z}}{(jk+M_2\gamma_2)} & \frac{\psi_{23}e^{\gamma_3 z}}{(jk+M_2\gamma_3)} & \frac{\psi_{24}e^{\gamma_4 z}}{(jk+M_2\gamma_4)} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{pmatrix} \quad (2.69)$$

(2.56) ve (2.69) kullanılarak perforasyonlu sistemin giriş ve çıkış konumları yerleştirilirse transfer matrisi elde edilmiş olur.

$$\begin{pmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ c\rho_o u_1(0) \\ c\rho_o u_2(0) \end{pmatrix} = [A(0)] \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{pmatrix} \quad (2.70)$$

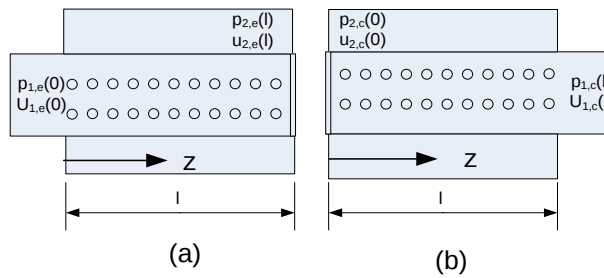
$$\begin{pmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ c\rho_o u_1(l) \\ c\rho_o u_2(l) \end{pmatrix} = [A(l)] \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{pmatrix}$$

$$[T] = [A(0)] * [A(l)]^{-1} \quad (2.71)$$

Burada [A] matrisi (2.69) denkleminde katsayıları açık olarak verilmiş olan matristir. [T_r] matrisi kullanılarak (2.56) denkleminde yeralan basınç ve hız ifadeleri, birbirlerinin cinsinde elde edilebilir. İletim kaybının hesaplanması sistem giriş ve çıkışlarını transfer eden matris katsayılarını bulmayı gerektirdiğinden sınır şartları kullanılarak bilinmeyen sayısı azaltılacaktır.

2.4.4 Sınır şartlarının belirlenmesi

Perforasyonlu susturucuya ait transfer matrisinin belirlenmesi için (2.69)'da belirtilen denklem sisteminin sınır şartlarına bağlı olarak çözülmesi gerekmektedir. Transfer matrisi elde edilecek olan susturucu modeli Şekil 2.4'te gösterilmektedir. Model iki ayrı bölgeden oluşmaktadır ve bölgelerde sabit hız dağılımı olduğu varsayılmaktadır.



Şekil 2.4 : Ayrılmış susturucu modeli. a) Çapraz akış genişleme b) Çapraz akış daralma

Bütün sistemin transfer fonksiyonu olarak tanımlanan T_T ,

$$\begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} = [T_T] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(l) \end{bmatrix} \quad (2.72)$$

olarak ifade edilebilir. sistem 2 alt parça halinde ifade edildiğinde, transfer matrisi T_e genişleme T_c daralmayı ifade etmek üzere aşağıdaki gibi olur.

$$\begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} = [T_e] \begin{bmatrix} p_{2,e}(l) \\ \rho_o c_o u_{2,e}(l) \end{bmatrix} , \quad (2.73)$$

$$\begin{bmatrix} p_{2,c}(0) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(0) \end{bmatrix} = [T_c] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l) \end{bmatrix} , \quad (2.74)$$

$$\begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} = [T_e][T_c] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l) \end{bmatrix} . \quad (2.75)$$

Genişleme bölgesine ait sınır şartları yazılmalıdır. Perforasyon başlangıcında 2. bölge kapalı olduğu için; perforasyon bitişinde ise 1. bölge kapalı olduğu için; eksenel yöndeki hızlar 0 olacaktır.

$$\begin{array}{ll} z=0 & \longrightarrow \rho_o c_o u_2(0) = 0 \\ z=l & \longrightarrow \rho_o c_o u_1(l) = 0 \end{array} \quad (2.76)$$

Bu şartlar kullanılarak, (2.56) denklemi aşağıdaki hale dönüşür.

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \\ 0 \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ 0 \\ \rho_o c_o u_2(l) \end{bmatrix} \quad (2.77)$$

Matris gösteriminin ifade ettiği 4 adet denklem kullanılarak; $p_1(l)$ çekilip diğer denklemlerde yerine yazılırsa;

$$p_1(0) = \left[T_{12} - \frac{T_{42} T_{11}}{T_{41}} \right] p_2(l) + \left[T_{14} - \frac{T_{44} T_{11}}{T_{41}} \right] \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.78)$$

$$\rho_o c_o u_1(0) = \left[T_{32} - \frac{T_{42} T_{31}}{T_{41}} \right] p_2(l) + \left[T_{34} - \frac{T_{44} T_{31}}{T_{41}} \right] \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.79)$$

elde edilir. O halde, sisteme ait giriş ve çıkışı transfer eden matris (2.80) denkleminde gösterildiği gibi olacaktır.

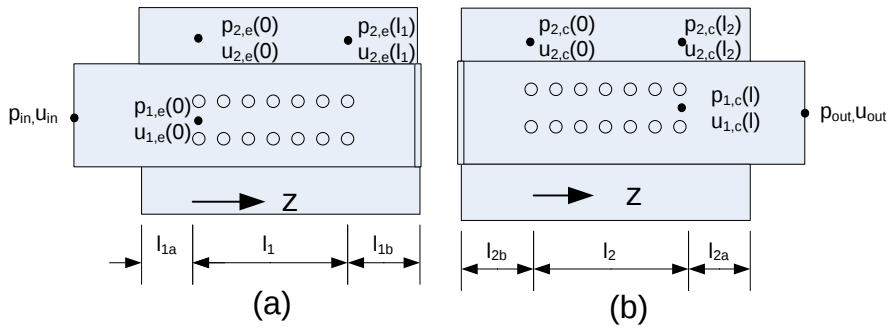
$$T_e = \begin{bmatrix} T_{12} - \frac{T_{42} T_{11}}{T_{41}} & T_{14} - \frac{T_{44} T_{11}}{T_{41}} \\ T_{32} - \frac{T_{42} T_{31}}{T_{41}} & T_{34} - \frac{T_{44} T_{31}}{T_{41}} \end{bmatrix} \quad (2.80)$$

Aynı işlemler daralma bölgesi için de tekrarlanırsa; (2.81)'de belirtilen sonuca ulaşılır.

$$T_c = \begin{bmatrix} T_{21} - \frac{T_{31} T_{22}}{T_{32}} & T_{23} - \frac{T_{33} T_{22}}{T_{32}} \\ T_{41} - \frac{T_{31} T_{42}}{T_{32}} & T_{43} - \frac{T_{33} T_{42}}{T_{32}} \end{bmatrix} \quad (2.81)$$

2.4.5 Uzatılmış boru etkisi

Susturucular ile gürültü kontrolünde sıkça kullanılan bir yöntem, giriş ve çıkış borularında uzatma uygulanması ve bu boruların arkalarında kalan kavite hacminin rezonans özelliklerinden faydalanılmasıdır. Genişleme odalarında olduğu gibi perforasyonlu borularda da bu etki susturucunun akustik özelliklerinin ve transfer matrislerinin değişmesine yol açar. Perforasyonlu susturucularda bu etki, giriş ve çıkışta perforasyonsuz bölge bırakılarak oluşturulabilir. Şekil 2.5' te gösterilen model iki perforasyonlu bölgeden oluşmaktadır ve içteki borunun giriş ve çıkışlarındaki bölgelerde perforasyon yoktur.

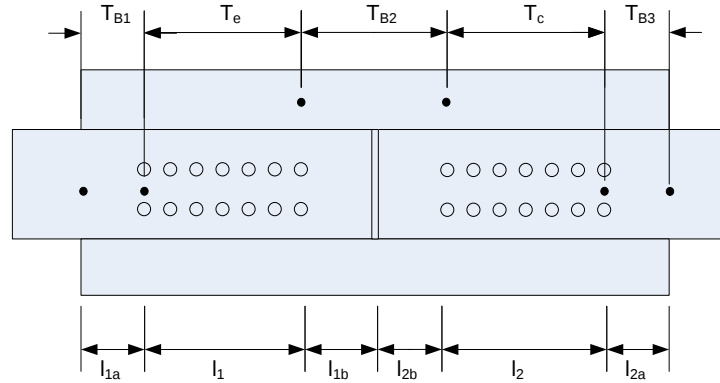


Şekil 2.5 : Uzatılmış boru etkisi mevcut perforasyonlu susturucu. (a) Çapraz akış genişleme, (b) Çapraz akış daralma.

Sisteme ait giriş ve çıkıştaki basınç ve hız bileşenleri, sırası ile p_{in} , u_{in} , p_{out} ve u_{out} olarak ifade edilirse, bu tanımlamadan hareketle, sisteme ait transfer matrisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} p_{in} \\ \rho_o c_o u_{in} \end{bmatrix} = [T_T] \begin{bmatrix} p_{out} \\ \rho_o c_o u_{out} \end{bmatrix} \quad (2.82)$$

Şekil 2.5'teki sistem perforasyonlu genişleme ve daralma bölgelerinin yanında giriş, çıkış ve ortadaki boru da dahil olmak üzere 5 bölge olarak incelenebilir. Bu bölgeler Şekil 2.6' da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 : Susturucunun bölgelere ayrılmış modeli.

Bu bölgelere ait transfer matrisleri aşağıdaki gibi ifade edilebilirler.

$$\begin{bmatrix} p_{in} \\ \rho_o c_o u_{in} \end{bmatrix} = [T_{B1}] \begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} \quad (2.83)$$

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \end{bmatrix} = [T_e] \begin{bmatrix} p_{2,e}(l_1) \\ \rho_o c_o u_{2,e}(l_1) \end{bmatrix} \quad (2.84)$$

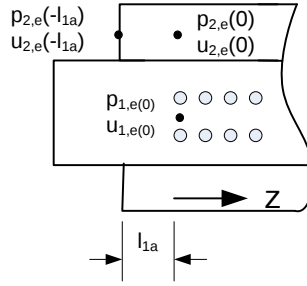
$$\begin{bmatrix} p_{2,e}(l_1) \\ \rho_o c_o u_{2,e}(l_1) \end{bmatrix} = [T_{B2}] \begin{bmatrix} p_{2,c}(0) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(0) \end{bmatrix} \quad (2.85)$$

$$\begin{bmatrix} p_{2,c}(0) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(0) \end{bmatrix} = [T_c] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l_2) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l_2) \end{bmatrix} \quad (2.86)$$

$$\begin{bmatrix} p_{1,c}(l_2) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l_2) \end{bmatrix} = [T_{B3}] \begin{bmatrix} p_{out} \\ \rho_o c_o u_{out} \end{bmatrix} \quad (2.87)$$

$$[T_T] = [T_{B1}][T_e][T_{B2}][T_c][T_{B3}] \quad (2.88)$$

$[T_{B1}]$, $[T_{B2}]$ ve $[T_{B3}]$ transfer matrisleri daha önce verilen (2.16) kullanılarak elde edilebilirler. $[T_e]$ ve $[T_c]$ transfer matrislerinin belirlenebilmesi için sınır şartları kullanılmalıdır. İç boru üzerinde perfore olmayan bölüm mevcut olduğunda rijit uca ait sınır şartı yazılamayacaktır. Bu amaçla Şekil 2.7' de gösterilen rijit uca ait kavitenin empedansı, sınır şartının yazılması için kullanılacaktır.



Şekil 2.7 : Girişte kaviteye ait sınır şartı

l_{1a} uzunluğundaki kaviteye ait basınç ve hız ifadeleri bir boyutlu düzlem dalga denklemleri kullanılarak elde edilebilir;

$$\begin{aligned} p_{2,e}(z, t) &= [C_1 e^{-jkz} + C_2 e^{+jkz}] e^{+j\omega t} , \\ u_{2,e}(z, t) &= \frac{1}{Z_o} [C_1 e^{-jkz} - C_2 e^{+jkz}] e^{+j\omega t} . \end{aligned} \quad (2.89)$$

Rijit uca ait sınır şartları yazılırsa;

$$u_{2,e}(-l_{1a}) = 0 , \quad (2.90)$$

$$\begin{aligned} [C_1 e^{+jkl_{1a}} - C_2 e^{-jkl_{1a}}] &= 0 , \\ C_1 &= C_2 e^{-2jkl_{1a}} , \end{aligned} \quad (2.91)$$

elde edilir. Bu değerler (2.6) ve (2.7)' de yerine konulursa basınç ve hız büyüklükleri arasında,

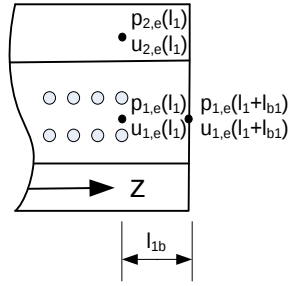
$$\begin{aligned} p_{2,e}(0, t) &= C^* [e^{-2jkl_{1a}} + 1] , \\ u_{2,e}(0, t) &= \frac{1}{Z_o} C^* [e^{-2jkl_{1a}} - 1] , \end{aligned} \quad (2.92)$$

bağıntılarına ulaşılır.

$$Z_{z=0,e} = \frac{p_{z=0,e}}{u_{z=0,e}} = Z_o \frac{[e^{-2jkl_{1a}} + 1]}{[e^{-2jkl_{1a}} - 1]} = jZ_o \cot kl_{1a} , \quad (2.93)$$

$$\rho_o c_o u_{2,e} \Big|_{z=0} = -j \tan kl_{1a} p_{2,e} \Big|_{z=0} . \quad (2.94)$$

Susturucunun perforasyon bölgesinin bitişi de rijit olmadığından Şekil 2.8'de gösterilen rijit sonlandırma kullanılarak sınır şartı yazılabilir.



Şekil 2.8 : Çıkışta kaviteye ait sınır şartı

(2.94)'deki ifadeye benzer şekilde çıkıştaki sınır şartı elde edilebilir. Buna göre;

$$u_{2(l_1+l_{1b})} = 0 \quad , \quad (2.95)$$

$$[C_1 e^{-jk(l_1+l_{1b})} - C_2 e^{+jk(l_1+l_{1b})}] = 0 \quad , \quad (2.96)$$

$$C_1 = C_2 e^{+2jk(l_1+l_{1b})} \quad ,$$

$$p_{1,e}(l_1, t) = C^* [e^{2jkl_{1b}} + 1] \quad , \quad (2.97)$$

$$u_{1,e}(l_1, t) = \frac{1}{Z_o} C^* [e^{2jkl_{1b}} - 1] \quad ,$$

$$Z_{2 \text{ } z=l_1, e} = \frac{p_{1,e \text{ } z=l_1}}{u_{1,e \text{ } z=l_1}} = Z_o \frac{[e^{2jkl_{1b}} + 1]}{[e^{2jkl_{1b}} - 1]} = -j Z_o \cot kl_{1b} \quad , \quad (2.98)$$

$$\rho_o c_o u_{1,e} \Big|_{z=l_1} = j \tan kl_{1b} \quad p_{1,e} \Big|_{z=l_1} \quad . \quad (2.99)$$

elde edilebilir. Genişleme bölgesine ait sınır şartları belirlendikten sonra (2.94) ve (2.99)' da elde edilen değerler (2.56) denkleminde yerleştirilirse;

$$X_1 = -j \tan kl_{1a} \quad , \quad (2.100)$$

$$X_2 = j \tan kl_{1b} \quad ,$$

tanımlanarak (2.101) denkleminde ulaşılır.

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \\ X_1 p_2(0) \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ X_2 p_1(l) \\ \rho_o c_o u_2(l) \end{bmatrix} \quad (2.101)$$

Matris gösteriminin ifade ettiği 4 adet denklemden $p_1(l)$ ve $p_2(0)$ çekilerek, diğerleri cinsinden ifade edilebilirler.

$$p_1(l) = \frac{(X_1 T_{22} - T_{42})}{(T_{41} - X_1(T_{21} - T_{23}X_2) + T_{43}X_2)} p_2(l) + \frac{(X_1 T_{24} - T_{44})}{(T_{41} - X_1(T_{21} - T_{23}X_2) + T_{43}X_2)} \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.102)$$

Kısaltmak amacı ile

$$\begin{aligned} F &= (T_{41} - X_1(T_{21} - T_{23} X_2) + T_{43} X_2) , \\ A_1 &= (X_1 T_{22} - T_{42})/F , \\ B_1 &= (X_1 T_{24} - T_{44})/F , \end{aligned} \quad (2.103)$$

tanımlanırsa;

$$p_1(l) = A_1 p_2(l) + B_1 \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.104)$$

olacaktır. Bu ifade (2.101) denklemlerinde yerine yerleştirilirse, aşağıda belirtilen (2.105) ve (2.106) denklemleri elde edilirler.

$$p_1(0) = (T_{11} + T_{13} X_2) p_1(l) + T_{12} p_2(l) + T_{14} \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.105)$$

$$\rho_o c_o u_1(0) = (T_{31} + T_{33} X_2) p_1(l) + T_{32} p_2(l) + T_{34} \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.106)$$

Kısaltmak amacı ile

$$\begin{aligned} A_2 &= (T_{11} + T_{13} X_2) \\ B_2 &= (T_{31} + T_{33} X_2) \end{aligned} \quad (2.107)$$

tanımlanırsa;

$$\begin{aligned} p_1(0) &= (A_2 A_1 + T_{12}) p_2(l) + (A_2 B_1 + T_{14}) \rho_o c_o u_2(l) \\ \rho_o c_o u_1(0) &= (B_2 A_1 + T_{32}) p_2(l) + (B_2 B_1 + T_{34}) \rho_o c_o u_2(l) \end{aligned} \quad (2.108)$$

olur. Bu değerler (2.84) matrisinde kullanılırlarsa, bu matrise ait transfer matrisi aşağıdaki gibi elde edilir [6].

$$T_e = \begin{bmatrix} T_{12} + A_2 A_1 & T_{14} + A_2 B_1 \\ T_{32} + B_2 A_1 & T_{34} + B_2 B_1 \end{bmatrix} \quad (2.109)$$

Genişleme bölgesine ait transfer matrisi, özdeğer çözümünün sonucunda elde edilmiş olan katsayılar cinsinden ifade edilmiştir. Daha sonra, daralma bölgesine ait transfer matrisinin elde edilmesi gereklidir. Yukarıdaki işlemler daralma bölgesi için aynı şekilde uygulanırsa, (2.110) ile gösterilen ifade elde edilir.

$$T_c = \begin{bmatrix} T_{21} + A_2 A_1 & T_{23} + A_2 B_1 \\ T_{41} + B_2 A_1 & T_{43} + B_2 B_1 \end{bmatrix} \quad (2.110)$$

Daralma bölgesi için (2.110)'da yer alan katsayılar aşağıda belirtilmiştir.

$$F = T_{32} + T_{34} X_2 - X_1(T_{12} + T_{14} X_2), \quad (2.111)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= (X_1 T_{11} - T_{31})/F, & B_1 &= (X_1 T_{13} - T_{33})/F, \\ A_2 &= (T_{22} + T_{24} X_2), & B_2 &= (T_{42} + T_{44} X_2). \end{aligned} \quad (2.112)$$

Transfer matrislerinin elde edilmesi ile birlikte iletim kaybı, eşitlik (2.113) kullanılarak elde edilir:

$$TL = 20 \log \left[\left(\frac{Z_{0,d}}{Z_{0,u}} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{T,11} + T_{T,12}/Z_{0,d} + Z_{0,u}T_{T,21} + \frac{Z_{0,u}}{Z_{0,d}}T_{T,22}}{2} \right| \right] \quad (2.113)$$

Burada $Z_{0,d}$ ve $Z_{0,u}$ terimleri sırası ile sisteme ait giriş ve çıkıştaki karakteristik empedanslardır.

Sistem parametrelerine bağlı olarak (2.49) denkleminde belirtilen matrise ait özdeğer ve özvektörler elde edilmiştir. Yukarıda gösterilen eşitlikler ve sınır şartları kullanılarak susturucuya ait transfer matrisleri oluşturulmuştur. Bu transfer matrisi ile elde edilen ses iletim kaybı eğrileri, perforasyonlu susturuculara ait parametrelerin incelenmesinde kullanılmıştır. Özdeğer probleminin çözümü ve diğer işlemler için MATLAB programı ile oluşturulan betik kullanılmış, bu yolla elde edilen sonuçlar bölüm 5'te sunulmuştur.

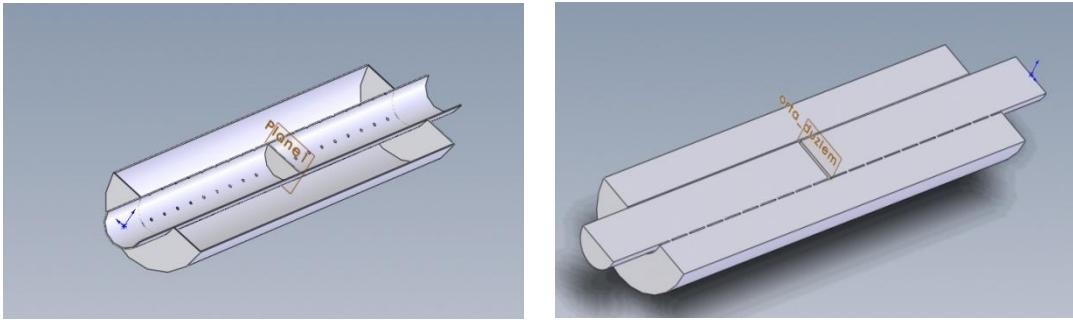
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, susturucuya ait akustik ve akış özellikleri, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Susturucu akustiğine ait çalışmalar, 2 bölümde yer alan teorik çalışmaların doğrulanması ve geliştirilmesi amacı ile yürütülmüştür. Bu amaçla, kapalı formda elde edilen transfer matrislerinin sonuçları, akustik modelleme programının çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Bu bölümde amaçlanan noktalardan bir diğeri, kapalı formdaki analitik çözümlemelerde yer alan basitleştirme ve kabullerin etkisinin incelenmesidir.

Susturucu içerisindeki akışın analitik yöntemler ile incelenmesi özellikle yüksek hızlar sebebi ile mümkün olmamaktadır. Bu sebeple akış, deneysel-ampirik, veya hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kullanılarak incelenmektedir. Bölüm 3.3'te susturucu içerisindeki akış CFD programları kullanılarak incelenmiştir.

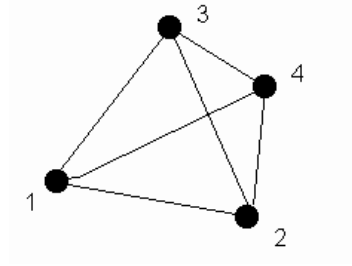
3.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Susturucuların sonlu elemanlar yöntemi ile iletim kaybı eğrilerinin çıkarılması için susturucu içerisinde yer alan boşluk modeli (*cavity*) kullanılmıştır. Yapının kendisinin göz ardı edilerek, sadece hava modeli kullanılması, analiz sürelerinde oldukça kısalma yaratmıştır. Bununla birlikte bu modelin kullanılması ile kabuk gürültüsü “*shell noise*” olarak tanımlanan gürültü bileşeni ihmal edilmiştir.



Şekil 3.1 : Yapı modeli ("Structure") ve boşluk modeli ("Cavity").

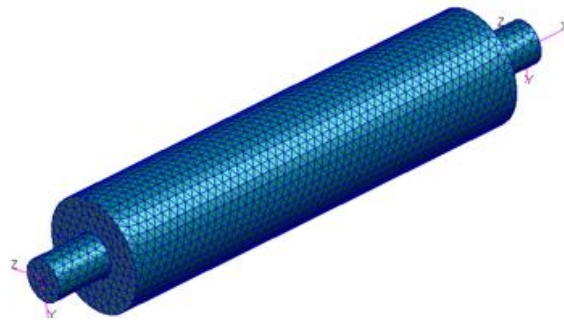
Elde edilen hava modelinin sonlu elemanlar modeli ile analiz edilmesi için modelin ağ örgüsü (*mesh*) çıkarılarak sonlu büyüklüklere sahip elemanlar oluşturulması gerekmektedir. Geometrinin oluşturulması ve elemanların atanması için ön işlemci (*pre-processor*) olarak MSC. Patran programı kullanılmıştır. Ağ örgüsü olarak üçgen prizmatik ("*tetrahedral*") elemanlar kullanılmıştır. Her biri farklı bir serbestlik derecesine sahip olan dört nodlu tetrahedral eleman (Tet4) Şekil 3.2’de gösterilmiştir [13].



Şekil 3.2 : Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan “Tet4” elemanı.[13]

Yapılan çalışmalar göstermiştir ki, bu eleman tipi ile yapılan analizlerin sonuçları, teorik çalışmaların, literatürdeki çalışmaların ve deneysel çalışmaların sonuçları ile uyum içerisindedir [14].

Elemanların boyutu modelin içerisinde yer alan delikleri temsil edecek kadar ufak, ancak analiz sürelerinin çok uzun olmamasını sağlayacak kadar da büyük seçilmiştir. Şekil 3.3’te boşluk modeline ait ağ örgüsü görülmektedir.



Şekil 3.3 : Boşluk modelinin ağ örgüsü.

Modele ait frekans tepki fonksiyonunun (FRF) elde edilmesi ve başlangıç koşullarının yerleştirilmesi için modal taban ve buna uygun koordinatlar oluşturulmuştur. Modal taban oluşturulurken esas alınan fiziksel model, giriş kesitinde giren ve yansıyan dalganın, çıkış kesitinde ise ancak çıkan dalganın olduğu

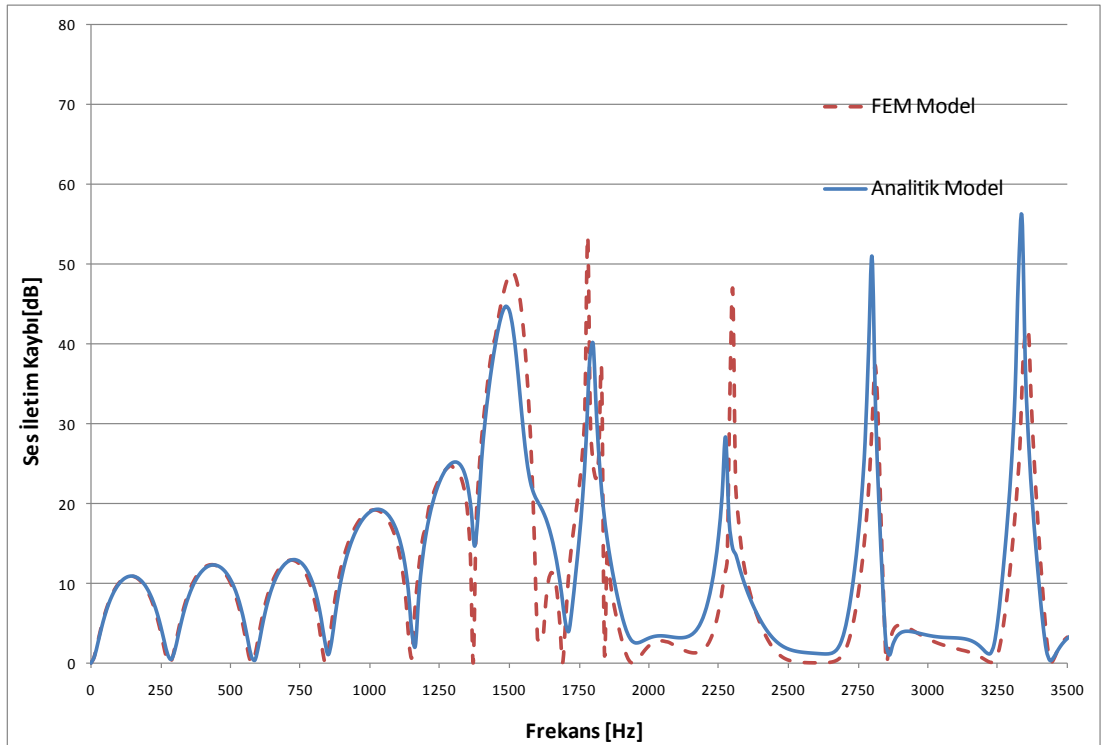
akustik modeldir. Akustik giriş şartı olarak giriş kesatine birim akustik basınç uygulanmıştır.

Her frekansa ait iletim kaybı “Transmission Loss” değerlerinin elde edilebilmesi için, oluşturulan modelin frekans tepkisi elde edilmelidir. Bu amaçla, uygun çözüm şartları ve frekans çözünürlüğü seçilerek, çözümleme yapılmıştır. Çözümleme için Msc.Actran programı kullanılmıştır.

Yaratılan modal tabandaki akustik basınç değerleri frekans için elde edilmiş, iletim kaybı eğrisi ise bu değerler kullanılarak (3.1) numaralı denklem yardımı ile hesaplanmıştır.

$$TL=20\log\frac{P_i}{P_o} \quad (3.1)$$

Şekil 3.4’ te 4,263% porosite değerinde, giriş ve çıkışında 10 mm uzatma etkisi bulunan model için, analitik yöntemler ve sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile hesaplanan ses iletim kaybı eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : İki odalı perforasyonlu susturuculara ait analitik ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde eden iletim kaybı eğrilerinin karşılaştırılması

Sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçların, analitik yöntem ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

3.2 Tasarım Parametrelerinin Akustik Etkisi

3.2.1 Porositenin (σ) etkisi :

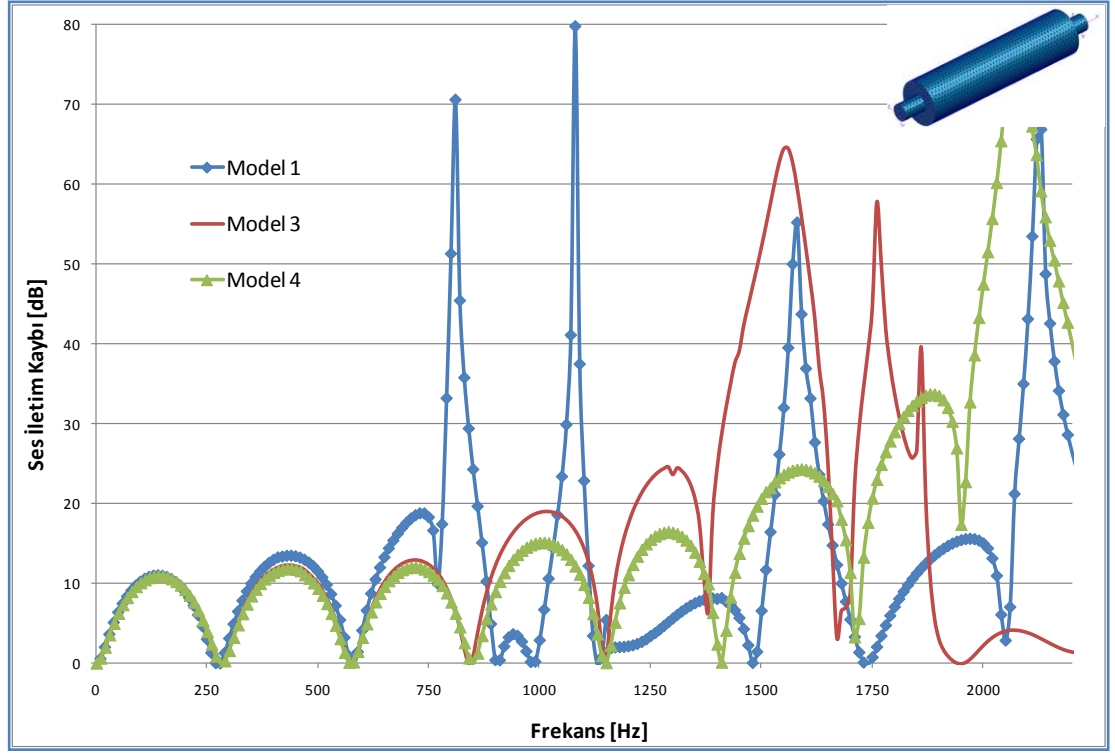
Porosite değiştirilerek farklı modeller oluşturulmuş, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak bu modellere ait akustik çözümler gerçekleştirilmiştir. Porositenin değiştirilmesine bağlı olarak açık alan oranı değişmiş, ancak delik çapı gibi diğer parametreler sabit tutularak sadece bu parametrenin etkisinin incelenmesi sağlanmıştır.

Çizelge 3.1 : Porositenin incelenmesinde kullanılan modeller.

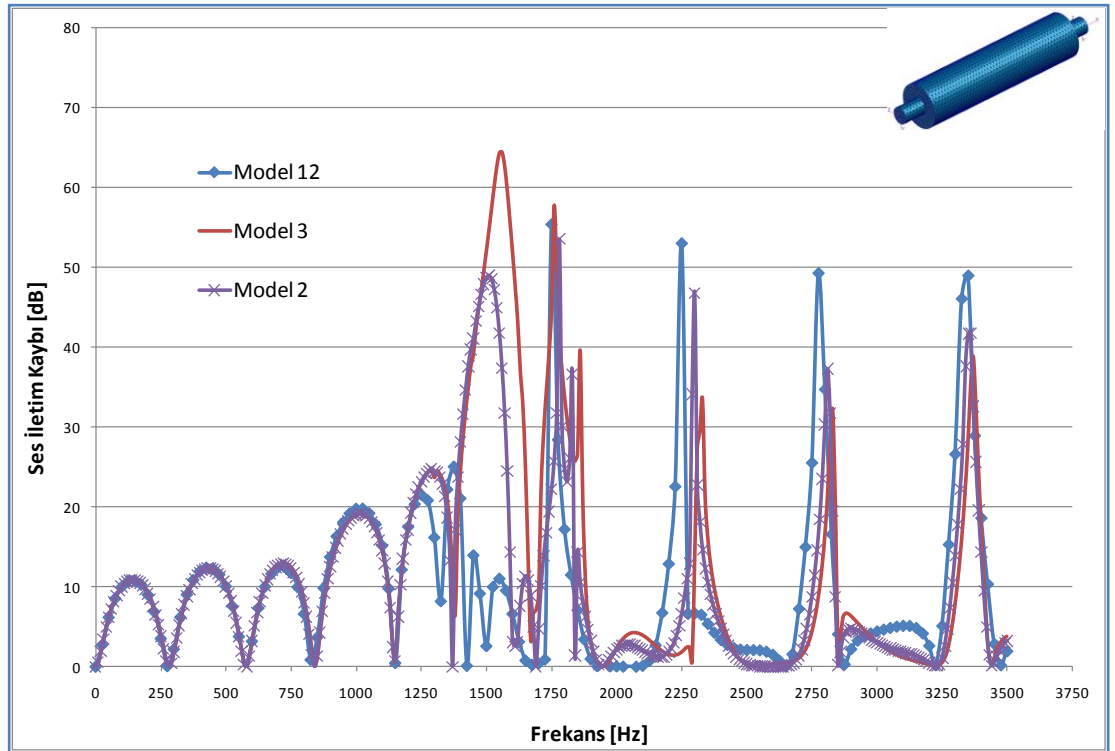
Model Adı	A_{OC}	d_h	σ
Model 1	0.22	4	0.011
Model 10	0.35	4	0.017
Model 11	0.53	4	0.025
Model 12	0.71	4	0.034
Model 2	0.89	4	0.043
Model 3	1,00	4	0.047
Model 4	3,25	4	0.154

Yapılan analizler sonucu her modele ait iletim kaybı eğrileri oluşturulmuş ve incelenmiştir. Şekil 3.5'te frekansa bağlı olarak susturucuların iletim kaybı eğrileri verilmiştir.

Şekil 3.5' ten görüldüğü üzere porositedeki değişim iletim kaybı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Porosite düştükçe eğrideki tepe noktaları düşük frekanslara doğru kaymaktadır. Şekil 3.6'da etkilerin daha iyi anlaşılması bakımından, porosite değerleri birbirine yakın 3 farklı model için iletim kaybı eğrileri gösterilmiştir. Şekil 3.6'da yüksek frekans bölgesi incelendiğinde, porosite değerleri değiştikçe frekanstaki adım adım değişimde görülmektedir.



Şekil 3.5 : Farklı porositeye sahip susturucuların iletim kaybı eğrileri. Model 1: $\sigma=0.011$, Model 3: $\sigma=0.047$, Model 4: $\sigma=0.154$

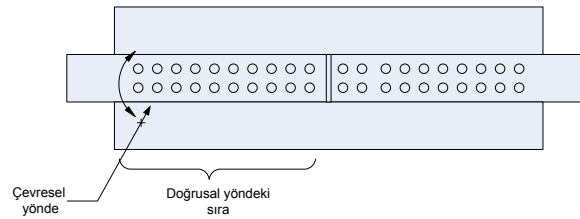


Şekil 3.6 : Farklı porositeye sahip susturucuların iletim kaybı eğrileri. Model 12: $\sigma=0.034$, Model 2: $\sigma=0.043$, Model 3: $\sigma=0.047$

3.2.2 Delik yerleşiminin etkisi:

Bu parametre, perforasyonda kullanılan deliklerin homojen dağılımdan farklı bir şekilde dağılması durumunu ifade eder. Bölüm 1 de oluşturulan matematiksel modelde, deliklerin yerleşimi ile ilgili bir parametre yer almamakta, deliklerin homojen olarak dağıldığı varsayılmaktadır. Matematiksel modelde yapılan bu kabulün etkilerinin belirlenmesi için, deliklerin, uzunlamasına veya radyal yönde, homojen ya da homojen olmayan dağılımlarındaki durumlar için, ses iletim kaybı eğrilerindeki farklılıklar incelenmiştir.

İki farklı delik yerleşimine sahip susturucular üzerinde analizler yapılmıştır. Her iki modelde de aynı delik sayısı ve delik çapı kullanılmıştır. Aoc oranı 0.222'dir ve 45 delik yerleştirilmiştir.



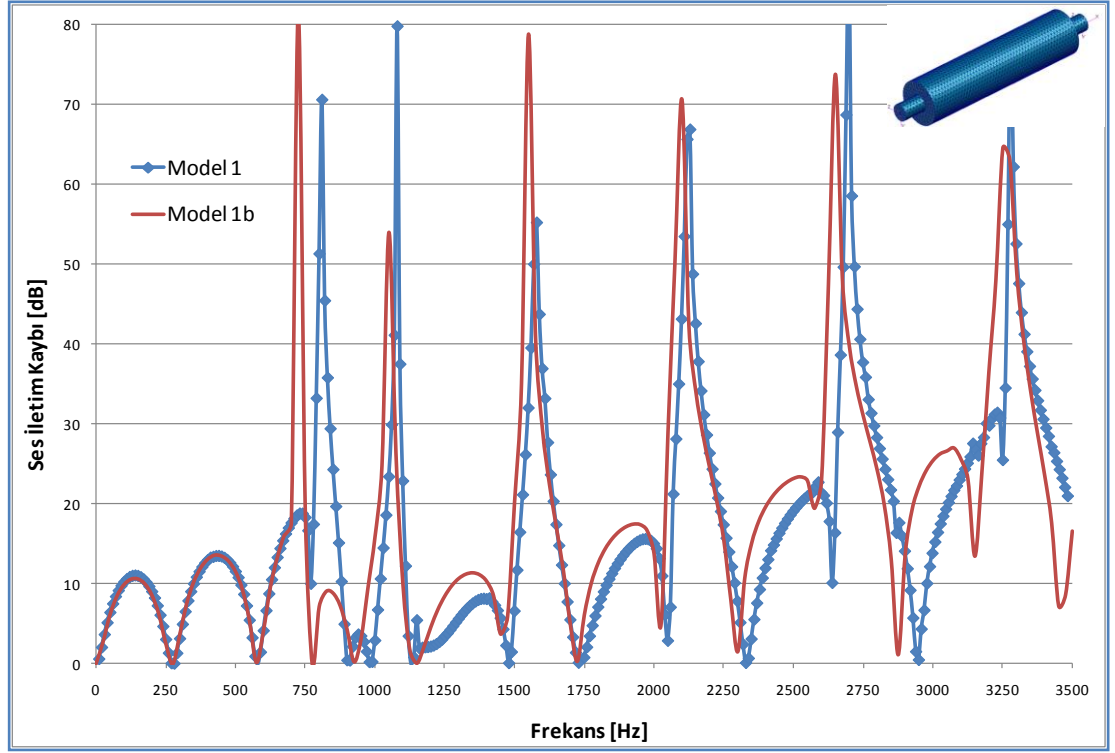
Şekil 3.7 : Farklı delik yerleşimleri için model.

Model 1 de çevresel olarak yer alan 5 delik doğrusal olarak 9 sıra, Model 1b de ise, çevresel olarak yer alan 9 delik, doğrusal olarak 5 sıra şeklinde yerleştirilmiş, bu modellere ait ses iletim kaybı eğrileri Şekil 3.8' de gösterilmiştir.

Şekil 3.8'den de görüleceği üzere ihmal edilen bu parametre, iletim kaybı üzerinde etkili olmakla birlikte bu diğer parametrelerinkine göre daha sınırlıdır.

3.2.3 Delik çaplarının etkisi (d_h)

Bir susturucuda kullanılan borularda, aynı perforasyon oranı, farklı delik çapları kullanılarak elde edilebilir. Helmutz rezonatöründe oldukça önemli olan bu parametrenin birden fazla deliğin kullanıldığı borularda hangi akustik ve akış etkilerine sahip olacağı incelenmiştir.



Şekil 3.8 : Farklı delik yerleşimine sahip modellerin iletim kaybı eğrileri. Model 1: 5x9 delik, Model 2: 9x5 delik.

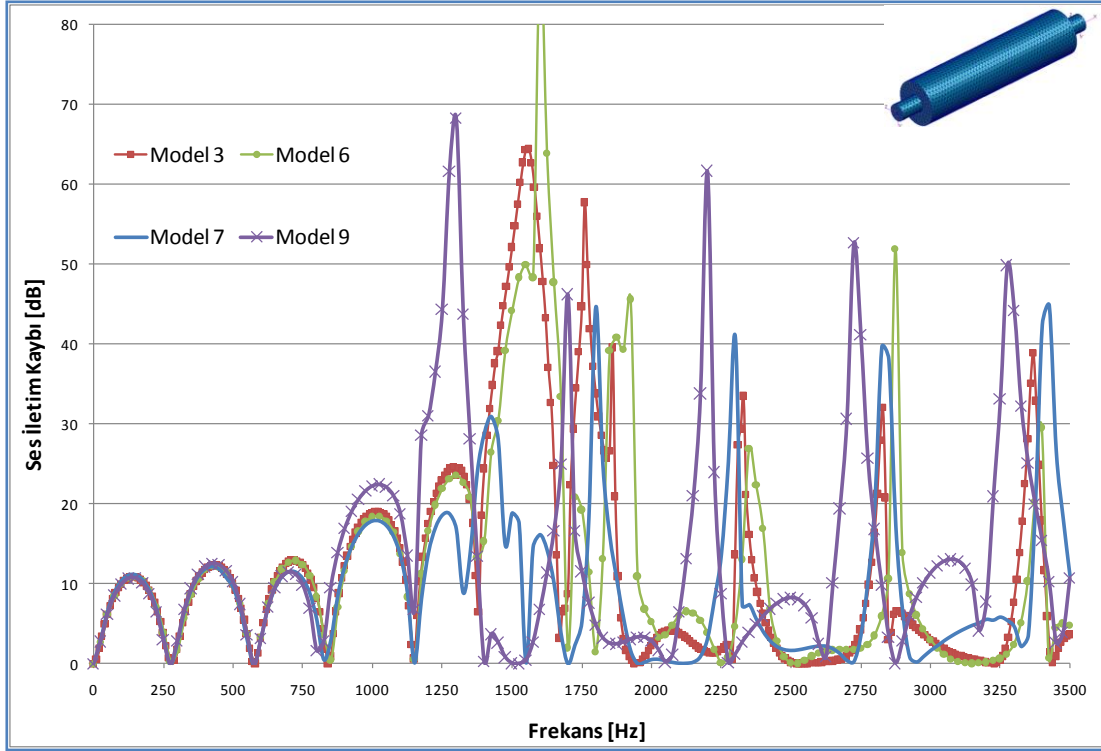
Delik çapının etkisinin incelenmesi için, aynı perforasyon ve aynı “ A_{oc} ” oranındaki ancak farklı delik çaplarına sahip susturucu modelleri kullanılmıştır. Bu etkinin incelenmesi için kullanılan modellere ait özellikler Çizelge 3.2’ de sunulmuştur.

Çizelge 3.2 : Farklı delik çaplarına ancak aynı perforasyon oranına sahip susturucu modelleri

Model adı	A_{oc}	d_h	Delik sayısı	σ
Model 3	1,00	4	203	0.047
Model 5	0,99	2	806	0.047
Model 6	1,00	6	90	0.047
Model 7	0,98	8	50	0.047
Model 9	1,06	12	33	0.051

Çizelge 3.2’de gösterilen modellere ait iletim kaybı eğrileri, Şekil 3.9’da gösterilmiştir.

Şekil 3.9’dan görüleceği üzere, düşük frekanslarda bu etki sınırlıdır ancak frekans yükseldikçe bu etki de artmaktadır. Ancak delik sayılarındaki değişmeye bağlı olarak porositedeki farklılıklar da iletim kaybı eğrisinde değişiklik yaratmıştır.



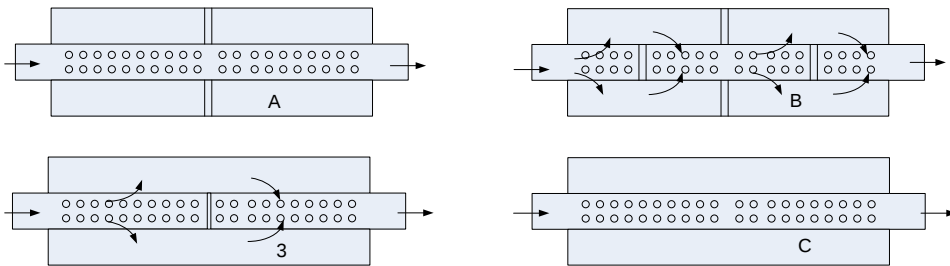
Şekil 3.9 : Farklı delik çaplarına, aynı porositeye sahip susturucu modelleri.

3.2.4 Perde pozisyonlarının etkisi

Susturucu geometrisinde, dış hacim değiştirilmeden farklı odacıklar kullanılarak yaratılan modellere ait akustik incelemeler yapılmıştır. 5 farklı tipte perforasyonlu susturuculara ait iletim kaybı eğrileri elde edilmiştir.

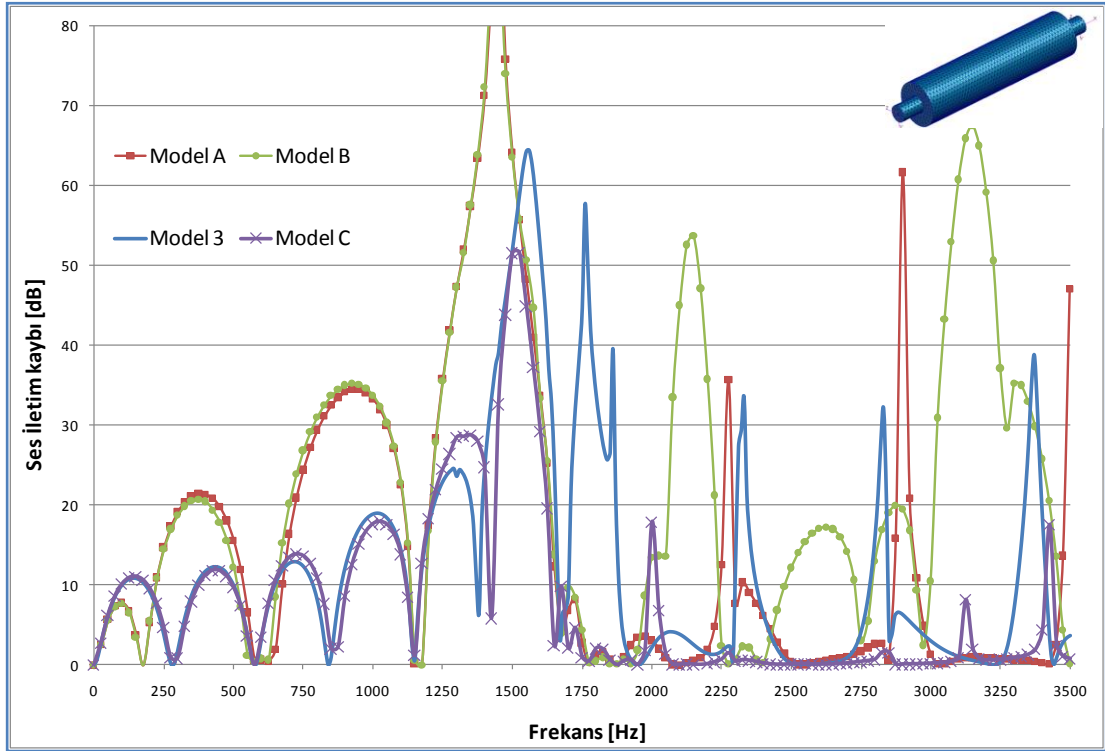
Susturucularda odacıkların geometrisi ses iletim kayıplarının belirlenmesinde en önemli bileşen olarak karşımıza çıkmaktadır. Konu ile ilgili birçok araştırma yapılmış olup, buna ilişkin sonuçlar farklı kaynaklarda yayınlanmıştır.

Bu çalışmada sabit dış hacim etrafında çalışmalar yürütülmüş, 2 geçişli, 4 geçişli, tek ve iki odalı olmak üzere 4 farklı model üzerinde çalışılmıştır. Şekil 3.10'da 4 farklı oda yerleşimine sahip susturucuların iletim kaybı gösterilmiştir.



Şekil 3.10 : Farklı oda geometrilerine sahip susturucu modelleri. Model A: 2 odalı, Model B: 4 geçişli çapraz akış, Model 3: 2 geçişli çapraz akış, Model C: Tek odalı.

Farklı perde pozisyonlarındaki bu susturuculara ait iletim kaybı eğrileri Şekil 3.11’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 : Farklı oda geometrilerine sahip modellere ait iletim kaybı eğrileri.

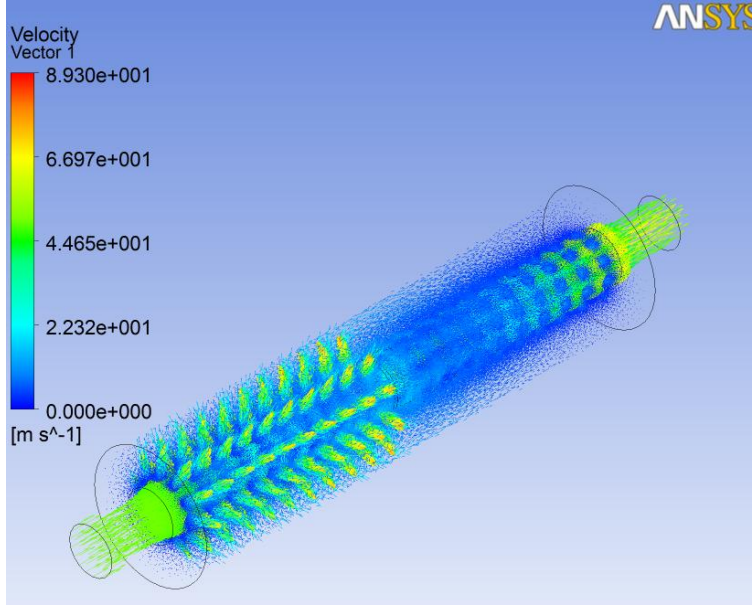
Perde pozisyonlarındaki değişiklikler düşük frekansta önemli bir değişimi de beraberinde getirmiştir. Özellikle gövde hacminin 2 parçadan oluştuğu A ve B modellerinde düşük frekansta iletim kaybı eğrileri oldukça yüksektir.

3.3 Susturucu İçerisindeki Akışın İncelenmesi

Bu bölümde, akışa ait özellikler, ANSYS-CFX hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) programı kullanılarak incelenmiştir. Susturucu içerisindeki akışa ait hız ve basınç gibi büyüklükler, farklı geometriler ve başlangıç koşulları için elde edilmiştir.

Çalışmalar, çapraz akışlı perforasyonlu susturucu modeli esas alınarak yürütülmüştür. Tetrahedral elemanlar kullanılarak ağ örgüsü oluşturulmuş, boşluk bölgesi için belirli sıcaklıktaki ideal gaz denklemine uyan hava elemanları atanmıştır. Sabit bir hızda susturucuya giren hava ve atmosferik çıkış, başlangıç koşulları olarak tanımlanmıştır. Denge durumu için yapılan analizin çıktıları irdelenerek, perforasyonlu susturucuların tasarımı açısından önemli olabilecek durumlar araştırılmıştır. Perforasyon deliklerinin susturucu içerisindeki akışa etkisinin

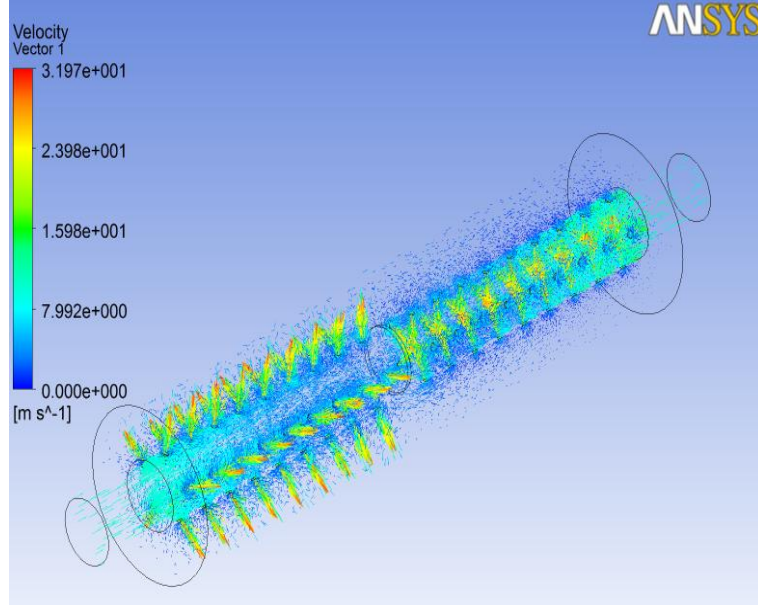
incelenmesi amacıyla, açık alan oranı 1 olan, dış geometrisi Şekil 1.5'te gösterilen değerlerde olan model üzerinde 50 m/s giriş hızı için analizler yapılmıştır. 25 °C 'deki standart havanın kullanıldığı modele ait hız vektörleri Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12 : $A_{oc}=1$ için susturucu içerisindeki hız vektörleri

Şekil 3.12'de görüldüğü gibi deliklerden geçen akışın toplam alanı, susturucunun giriş kesit alanına eşit olduğunda, susturucu içerisinde düzgün bir akış dağılımı bulunmaktadır. Ancak, akustik performansın yükseltilmesi amacı ile tasarlanan, açık alan oranı 1'den küçük olan susturucularda akışın dağılımı bozulacak, basınç kayıpları artacaktır. Şekil 3.13'te açık alan oranı 22.2% olan susturucuya ait 10 m/s giriş hızı için elde edilmiş olan hız vektörleri gösterilmiştir.

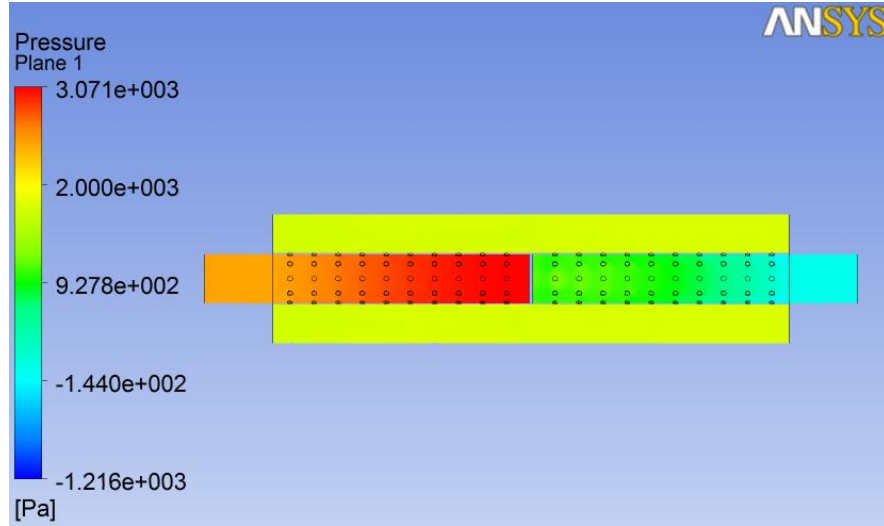
Şekil 3.13'ten görüleceği üzere akış, özellikle delik çıkışlarında hızlanmıştır. Deliklerdeki hızın giriş kesitindeki hıza oranı yaklaşık açık alan oranı kadar olacaktır. Araçların egzoz sistemlerindeki akış hızlarının 0.2-0.3 Mach gibi sesaltı değerlerde olduğu düşünüldüğünde, açık alan oranı küçük modeller için deliklerdeki hızlar önemli seviyelere ulaşmaktadır. Bu durumda, susturucuda oluşacak basınç kayıpları da, hızın karesi ile orantılı olarak artacağından yüksek değerlerde olacaktır.



Şekil 3.13 : $A_{oc}=22.2\%$ için susturucu içerisindeki hız vektörleri

3.3.1 Susturucu içerisindeki hız ve basınç dağılımı

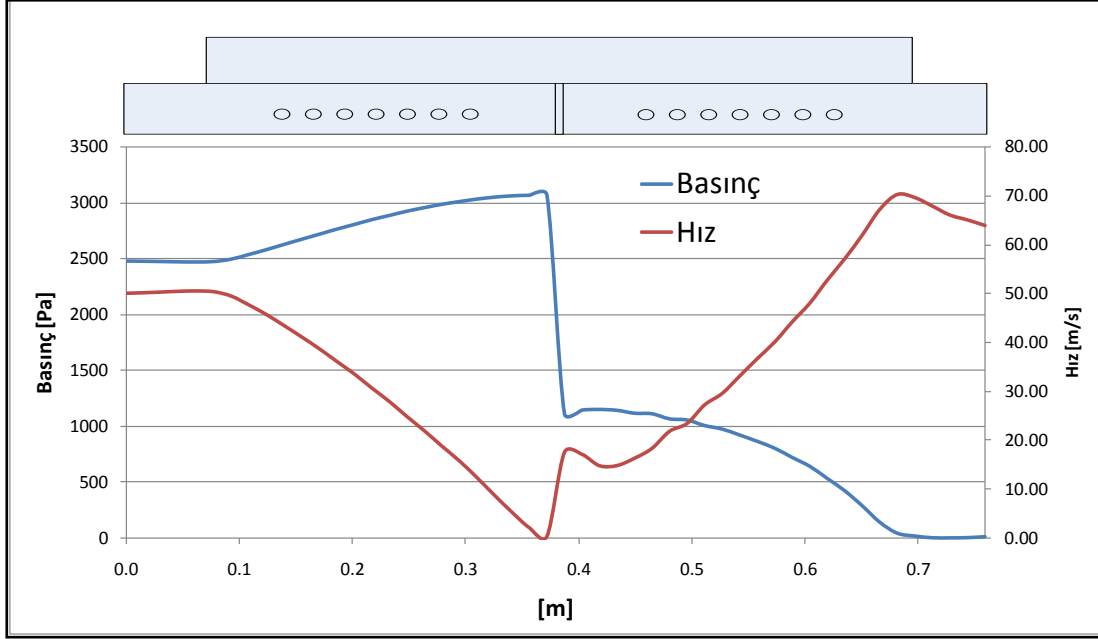
CFD kullanılarak yapılan çözümlerlerde susturucu modeline ait basınç ve hız dağılımları elde edilmiştir. 600 °C sıcaklık ve 50 m/s giriş hızında açık alan oranı 1 olan modele ait basınç dağılımı Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



Şekil 3.14 : $A_{oc}=1$ için susturucu içerisindeki statik basınç dağılımı

Şekil 3.14 incelendiğinde, susturucu içerisinde giriş borusu, gövde ve çıkış borusu olmak üzere 3 farklı statik basınç bölgesi bulunduğu gözlemlenmektedir. Bu durum susturucu içerisindeki basınç kayıplarından kaynaklanmaktadır. Dış kabuktaki basıncın susturucu boyunca hemen hemen sabit olması, temel basınç kaybı faktörünün, deliklerdeki akış direnci olmasının bir sonucudur.

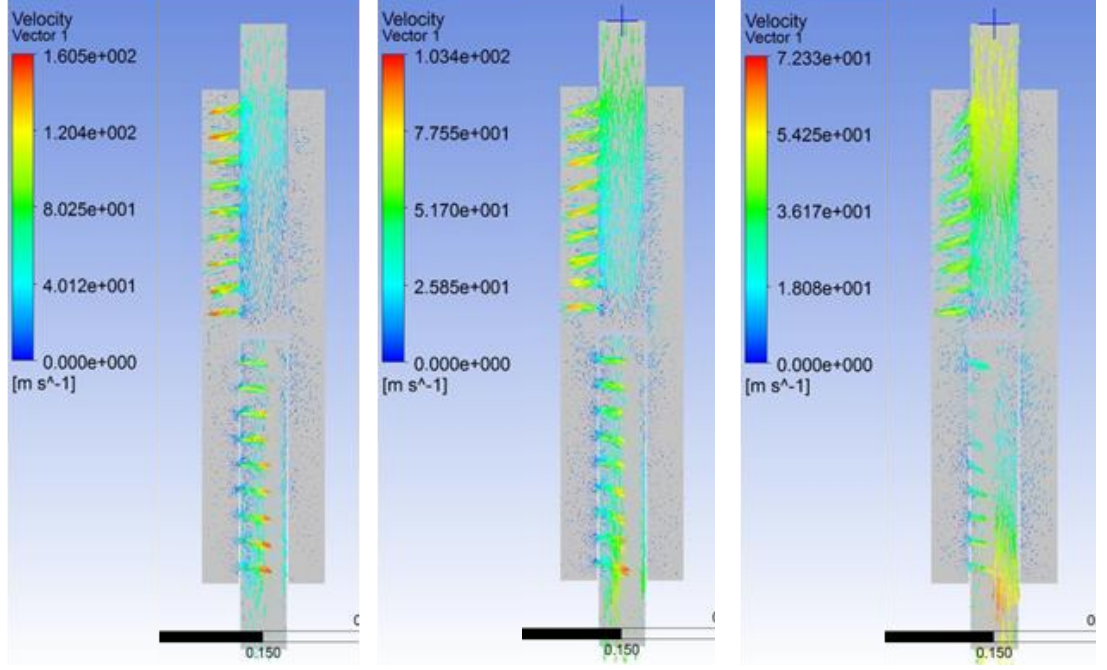
Şekil 3.15 ‘te susturucunun orta eksenine boyunca olan basınç ve hız dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.15 : İç boru eksenine ait hız ve basınç eğrisi

Bu eğrilere bakıldığında 50 m/s olan ilk hız eksen boyunca lineer olarak azalmakta, engelde 0 olmaktadır. Aynı şekilde genişleme bölgesinde, akış delikler boyunca çıkış bölgesine girerek çıkışa doğru gidildikçe tekrar hızlanmaktadır. Ancak çıkıştaki hız profili girişteki gibi homojen değildir. Basınç dağılımına bakıldığında susturucudaki perforasyonlu genişleme ve perforasyonlu daralma bölgelerindeki basınç kayıplarının birbirlerine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Genişleme bölgesinden kaynaklanan basınç kaybı 1330 Pa değerinde, daralma bölgesindeki basınç kaybı ise 1150 Pa değerindedir. Daralma bölgesindeki basınç kaybının daha az olması, bu bölgedeki hız vektörlerinin daha homojen dağılımından kaynaklanmaktadır.

Susturucu içerisindeki hız dağılımı basınç kayıplarını etkileyen en önemli faktördür. Açık alan oranı azaldıkça delik alanlarındaki hız değerleri yükselerek önemli basınç kayıplarına sebep olurlar. Şekil 3.16 ‘da farklı açık alan oranına sahip modellerin hız dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 3.16 : Faklı açık alan oranına sahip modellerdeki hız dağılımı. Sırası ile $A_{oc}=0.5$, $A_{oc}=0.9$, $A_{oc}=2.00$.

Şekil 3.16'daki hız vektörlerinin dağılımları incelendiğinde açık alan oranının etkisi daha net ortaya çıkmaktadır. Düşük açık alan oranında, hızlar 0.5 Mach değerlerine yükselmekte ve akış radyal olarak ilerlemektedir. Bu değer yükseldikçe akış vektörleri homojenleşir ve akış eksenel yönde ilerler.

3.3.2 Farklı açık alan oranı için basınç kayıp katsayıları

Susturucuya ait basınç kayıplarının parametrik olarak incelenmesi için, bu bölümde basınç kayıp katsayısı (K_L) tanımlanmıştır. Basınç kayıp katsayısı elde edilen değerler üzerinden (4.1) eşitliğine göre hesaplanır.

$$\Delta P = K_L \rho \frac{V^2}{2} \quad (3.2)$$

Bu eşitlikte kullanılan ΔP , ρ ve V değerleri sırası ile basınç kaybı, o sıcaklıktaki havanın yoğunluğunu ve susturucu giriş kesitindeki hızı ifade etmektedir. Bu bölümde yer alan analiz sonuçları basınç kayıp katsayısı üzerinden yorumlanılmışlardır. Çizelge 3.3'te farklı modellere ait, farklı hızlarda yapılmış olan çözümleme sonuçları verilmiştir.

Çizelge 3.3 : Farklı hızlar için elde edilmiş olan basınç kayıp katsayıları

Model Adı	Yoğunluk [kg/m ³]	Açık Alan Oranı	Basınç Kaybı [kPa]			Basınç Kayıp Katsayısı		
			V=10 [m/s]	V=20 [m/s]	V=50 [m/s]	V=10 [m/s]	V=20 [m/s]	V=50 [m/s]
1	1.204	0.22	4.04	16.16	100.65	67.38	67.35	67.10
2	1.204	0.49	1.02	4.05	25.20	16.97	16.89	16.80
3	1.204	0.89	0.39	1.55	9.654	6.50	6.46	6.44

Çizelge 3.3'te yer alan veriler incelendiğinde farklı hızlar için elde edilen kayıp katsayıları birbirlerine yakındır. Hız değerleri arttıkça, basınç kayıpları karesi ile orantılı olarak artmakta, kayıp katsayısı ise bir miktar düşmektedir.

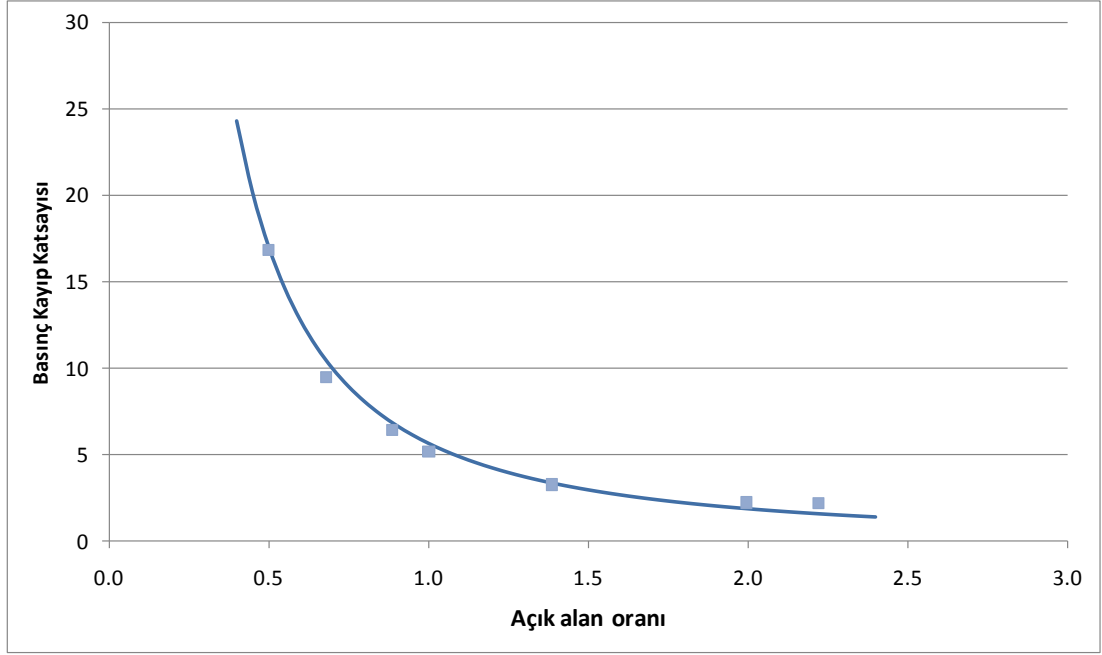
Açık alan oranının basınç kayıp katsayısı ile ilişkisinin belirlenmesi için bir çok çözümleme yapılmış ve basınç kayıpları elde edilmiştir. Elde edilen basınç kayıpları, açık alan oranının kuvvet fonksiyonu olacak şekilde eğri uydurulmuştur. CFD verilerine göre uydurulan eğrinin fonksiyonu ve katsayılar (3.3) ile (3.4) eşitliklerinde verilmiştir.

$$K_L = K_a \times A_{OC}^{K_b} , \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} K_a &= 5.687 , \\ K_b &= -1.587 . \end{aligned} \quad (3.4)$$

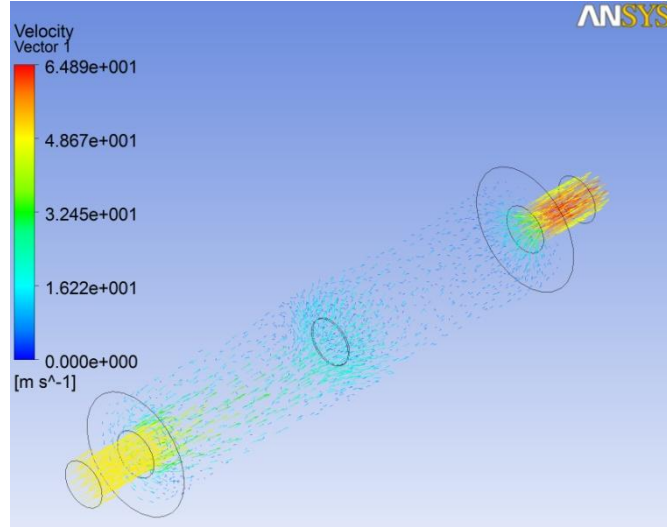
Elde edilen veriler ve eğri Şekil 3.17'de gösterilmiştir. Eğri daha düşük ve daha yüksek değerlerdeki A_{OC} oranlarını içerecek şekilde hesaplanmıştır.

Şekil 3.17'deki eğri diğer tüm geometrik özellikler göz ardı edilerek, sadece deliklerin (açık alan oranının) bir fonksiyonu olacak şekilde hazırlanmıştır. Ancak diğer geometrik parametrelerinin etkisini içerecek şekilde eğrinin geliştirilmesi için farklı şartlarda çözümler yapılmıştır.



Şekil 3.17 : Açık alan oranına bağlı basınç kayıp katsayıları. $K_L = 5.68 \times A_{OC}^{-1.587}$.

CFD verileri incelendiğinde A_{OC} 'nin yüksek değerleri için kayıp katsayısının sabit bir değere yakınsadığı görülmüştür. Bu değerin belirlenmesi için çok yüksek A_{OC} oranında ve teorik olarak porositenin 1 olduğu, akışı ortadan engellenmiş genişleme odası için çözümler yapılmıştır. Bahsedilen engelli genişleme odası için hız vektörleri Şekil 3.18'de gösterilmiştir.



Şekil 3.18 : Ortadan bölünmüş genişleme odasında hız vektörleri

Yapılan çözümlerlerin sonucunda elde edilen basınç kayıp katsayıları Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.4 : Yüksek porosite ve genişleme odası için basınç kayıp katsayıları

	A_{OC}= 9.6	Genişleme Odası	Ortadan Bölünmüş Genişleme Odası
Basınç Kayıp Katsayısı	1.82	1.21	1.93

Çizelge 3.4'teki veriler incelendiğinde, çok yüksek porositeye sahip susturucudaki basınç kaybının, genişleme odasındakine göre yüksek, ortadan bölünmüş genişleme odasına göre ise düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, deliklerin bu örnekte akışı düzenleyici etki yapması ile açıklanabilir. Elde edilen veriler kullanılarak, perforasyonlu susturuculardaki kaybı daha iyi temsil edecek (3.5) eşitliği ile verilen eğri oluşturulmuştur.

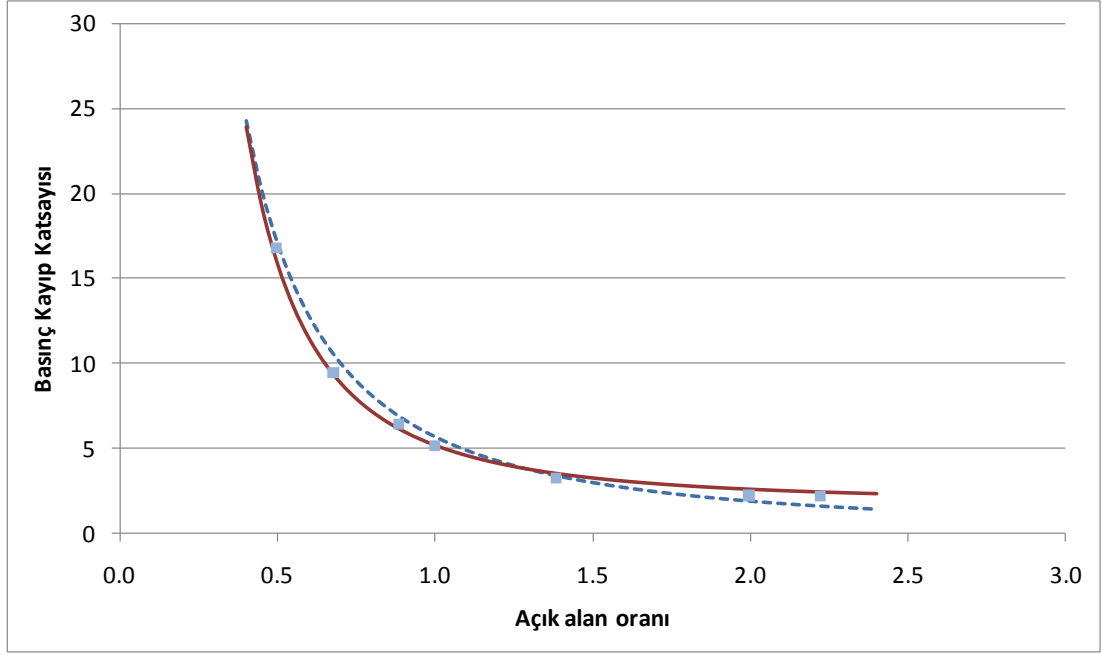
$$K_L = K_c + K_a \times A_{OC}^{K_b} \quad (3.5)$$

Bu fonksiyonda K_c , perforasyonun dışındaki parametrelere bağlı olarak belirlenen bir sabitken, K_b sadece perforasyona bağlı bir sabittir. Buna göre, fonksiyona ait katsayılar (3.6) 'da verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} K_a &= 3.410 \\ K_b &= -2.041 \\ K_c &= 1.816 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Bu değerler uygun olarak çizilen eğri Şekil 3.19'da verilmiştir. İki eğri karşılaştırıldığında, perforasyon dışında kalan parametreleri de kapsayan eğrinin, elde edilen sonuçları daha iyi temsil ettiği görülmektedir.

Bu eğrilerin tüm perforasyonlu susturucu modellerini kapsayacak şekilde genişletilmesi ve sürekli bir eğri elde edilmesi mümkün gözükmemektedir. Ancak diğer faktörleri göz önüne alacak şekilde, benzer tipteki susturucuların basınç kayıplarının tahmininde kullanılması amacı ile diğer parametrelerin de etkisi araştırılmıştır.



Şekil 3.19 : Açık alan oranına bağlı basınç kayıp katsayıları. □ : CFD verileri ,
 --- : $K_L = 5.68 \times A_{OC}^{-1.587}$, — : $K_L = 1.816 + 3.41 \times A_{OC}^{-2.041}$.

3.3.3 Delik çaplarının etkisi

Delik çaplarının etkisinin araştırılması için farklı delik çapında ve aynı A_{OC} oranındaki susturucu modelleri karşılaştırılmış ve Çizelge 3.5’ te sunulan değerler elde edilmiştir.

Çizelge 3.5 : Delik çaplarının basınç kayıp katsayısına etkileri.

#	Delik çapı	Delik sayısı	A_{OC}	Basınç kayıp Katsayısı
1	8	45	0.886	6.44
2	6	80	0.886	5.93
3	10	45	1.385	3.25
4	6	125	1.385	3.27

Veriler incelendiğinde; delik çaplarının artması ile açık alan oranı aynı kalsa dahi, basınç kaybının azaldığı görülmüştür. Ancak model 1’de gösterilen istisnai durumda, delik çapları azalsa da, delik sayılarındaki artış, daha homojen bir akış dağılımı sağlamış ve basınç kayıplarını azaltmıştır.

3.3.4 Sıcaklık etkisi

Taşıtların egzoz sistemlerinde sıcaklık göz önüne alınması gereken önemli bir unsurdur. 600 °C'ye ulaşan sıcaklığın etkisi ile gazın yoğunluğu önemli ölçüde değişmektedir. Çizelge 3.6'da farklı sıcaklıklardaki modellerin kayıp katsayıları gösterilmiştir.

Çizelge 3.6 : Farklı sıcaklıklardaki modellerin basınç kayıp katsayıları

#	Aoc	Yoğunluk [kg/m ³]	Basınç Kaybı [kPa]	Basınç Kayıp Katsayısı
5	1	1.204	7.74	5.16
6	1	0.375	2.48	5.28

Sıcaklık etkisi ile yoğunluk ve basınç kaybı azalmış, ancak kayıp katsayısı bir miktar artmıştır. Bu etki sınırlı seviyededir.

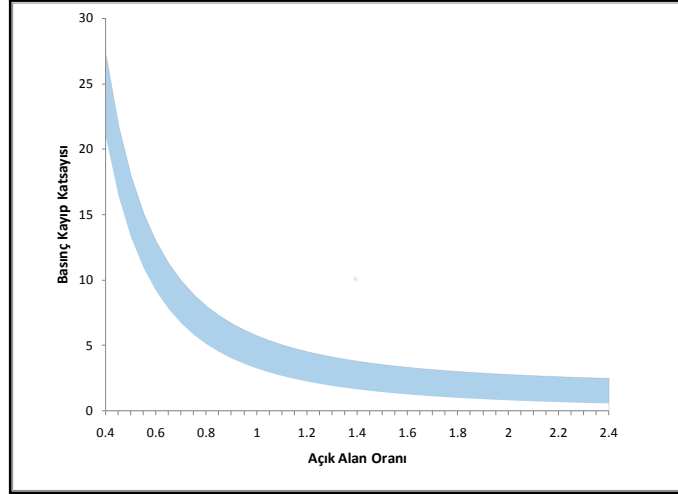
3.3.5 Farklı modellere ait basınç kayıp katsayıları

Bu bölümde (3.5) ile verilen eğrinin farklı tipteki perforasyonlu modelleri temsil yeteneği değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla her birindeki açık alan oranı 1, delik çapları 6 mm olan, ancak gövde boyu, gövde çapı gibi dış geometrilerin değiştirildiği modellere ait basınç kayıpları elde edilmiştir. Çizelge 3.7'de bu modellere ait açıklamalar ve hesaplanan basınç kayıp katsayıları verilmiştir.

Çizelge 3.7'den görüldüğü üzere dış geometrideki farklılıklar sınır ölçüde değişiklik yapmaktadır. Tüm bu değişikliklerin, oluşturulan eğri üzerinde farklılık yarattığı düşünülmektedir, eğri bu değerler çerçevesinde genişletilmiştir. Elde edilen değerleri kapsayacak şekilde, toleransları ile birlikte gösterilen tahmin eğrisi Şekil 3.20'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.7 : Farklı modellere ait basınç kayıp katsayıları

#	Özellik	Basınç Kayıp Katsayısı
5	Geometrik ölçüler Şekil 1.5 ile aynı model	5.160
7	Yüzey pürüzlüğü dahil edilmiş model	5.227
8	Gövde çapı 2 katına çıkarılmış model	5.158
9	Gövde çapı $\frac{1}{2}$ azaltılmış model	5.322
10	Giriş çıkış eksenleri değiştirilmiş model.	5.076
11	Eksenleri değiştirilmiş ve kısaltılmış model	5.035
12	Giriş çapı 2 katına çıkartılmış model	5.725



Şekil 3.20 : Açık alan oranına göre, genişletilmiş tahmini basınç eğrisi.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Giriş

Bu bölümde deneysel doğrulama ve parametrelerin incelenmesi amacıyla kurulan deney düzenekleri ve elde edilen sonuçlar anlatılmıştır. Deney düzeneğinin kurulması ve boyutlandırılması, deney düzeneğinin dayandığı teorik arka plan, hata kaynakları da belirtilerek açıklanmıştır.

4.2 Akustik Ölçümler

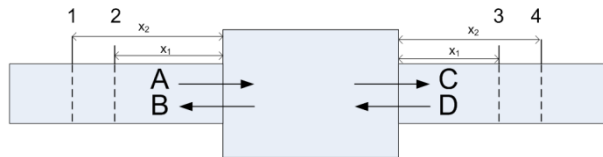
4.2.1 Teorik arka plan

Bir akustik eleman dört kutup parametresi yardımı ile modellenebilir. Bu parametreler Şekil 4.1’de gösterildiği gibi susturucunun giriş ve çıkışlarındaki basınç ve hız bileşenlerini ifade eder. İletim kaybının bu dört kutup parametresi yardımı ile hesaplanması için susturucu giriş ve çıkışında yer alan 4 mikrofondan alınan sinyaller kullanılmıştır.



Şekil 4.1 : Dört kutup parametresi.

Giriş-çıkıştaki basınç ve hız bileşenlerinin oluşturduğu 4 parametrenin hesaplanmasında, Chung [15,16] tarafından geliştirilen ses dalgalarının, gelen ve giden dalga olarak ayrılması (*wave decomposition*) yöntemi kullanılacak ve 2 farklı empedans sınır koşulu (2 yük) ile denklemler türetilecektir. Giriş-çıkışlarında gelen ve giden dalgaya ayrılmış olan model Şekil 4.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Giriş ve çıkışta yansıyan ve gelen dalga.

Gelen ve giden dalga arasındaki ilişki (4.1)'de gösterilen eşitlikteki gibi tanımlanabilir [17].

$$\begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C \\ D \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Bu denklemde yer alan $\alpha, \beta, \gamma, \delta$; akustik elemana ve yansıma şartlarına bağlı katsayıları A, B, C ve D ise sırası ile giriş-çıkıştaki gelen ve yansıyan dalgaları ifade etmektedir . Bu gösterime göre gelen akustik enerjinin iletilen akustik enerjiye oranı olarak tanımlanan iletim kaybı şu şekilde olur:

$$TL = 10 \log |\alpha| = 10 \log \left| \frac{A}{C + \beta D} \right| \quad (4.2)$$

Uçta anekoik sonlandırma kabulü yapılırsa, yansıyan bileşen olmayacağından $D = 0$ olacaktır. Buna göre ele alınan akustik elemana ait iletim kaybı (4.3)'teki gibi olacaktır.

$$TL = 20 \log \left| \frac{A}{C} \right| \quad (4.3)$$

Ancak tam olarak anekoik sonlandırma, ideal şartlarda mümkün olduğundan bu kabul belirli ölçüde hatayı da beraberinde getirir. Bu hatanın mümkün olan en ufak değere indirilmesi için, α değeri ikinci bir denklem takımı kullanılarak denklem (4.4)' e göre hesaplanacaktır [18].

$$\begin{bmatrix} A^I & A^{II} \\ B^I & B^{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C^I & C^{II} \\ D^I & D^{II} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

$$TL = 20 \log |\alpha| = \frac{A^I D^{II} - A^{II} D^I}{C^I D^{II} - C^{II} D^I} \quad (4.5)$$

Bu ifadede yer alan üst indisler ölçüm numarasını göstermektedirler. Bu denklem sisteminde önemli nokta, matrislerin tekil olmaması ve bu amaçla ölçüm sonuçlarına göre elde edilen denklemlerin birbirinden lineer bağımsız olmasıdır. Her dalga sayısı k için elde edilen bu denklemlerin birbirinden lineer bağımsız olması için çıkıştaki sınır koşulları birbirlerinden farklı olmalıdır. Bu sebeple birinci sınır koşulu için açık uç diğeri için ise yaklaşık anekoik sonlandırma kullanılmıştır. Yaklaşık anekoik sonlandırma için ses yutucu özelliği yüksek akustik malzeme kullanılmıştır.

Boru boyunca hareket eden dalganın denklemi (4.6) eşitliği ile verilebilir.

$$P(z) = e^{jMkz} \{Ae^{-jkz} + Be^{jkz}\} \quad (4.6)$$

Bu ifadede kullanılan M ve k , ikinci bölümde tanımlanmış olan, Mach ve dalga sayısıdır. Dalga sayısı yerine (4.7)'de tanımlanan viskotermal dalga sayısı k_c kullanılarak, akış ve boru boyunca mevcut olan sürtünme etkileri de hesaba katılabilir.

$$k_c = \frac{k + \alpha + j\alpha(M)}{1 - M^2} \quad (4.7)$$

Bu denklemde kullanılan α viskotermal sönüm ifadesidir ve aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır.

$$\alpha(M) = a + \xi M \quad (4.8)$$

$$\alpha = \frac{1}{D/2} \left(\frac{k\eta_e}{2c\rho_0} \right)^{0.5} \quad (4.9)$$

Bu denklemlerde yer alan η_e terimi ısı özelliklerinin hesaba katıldığı dinamik viskozitedir. c ve ρ_0 ise ses hızını ve yoğunluğu ifade etmektedir. ξ , Froude sayısının (F) çapa oranının yarısıdır.

$$\xi = \frac{F}{2D} \quad (4.10)$$

$$F = 0.0072 + \frac{0.612}{Re^{0.35}}, \quad Re < 4.10^5 \quad (4.11)$$

η_e terimi aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir:

$$\eta_e = \eta \left[1 + \left(\gamma^{0.5} - \frac{1}{\gamma^{0.5}} \right) \left(\frac{K}{\eta C_p} \right)^{0.5} \right]^2 \quad (4.12)$$

Burada yer alan η , γ , K , c_p sırası ile akışkana ait dinamik viskoziteyi, adyabatik sabiti, ısı iletkenliğini ve özgül ısıyı belirtmektedir.

Doğrusal düzlem dalga denklemleri kullanılarak, gelen dalga ve giden dalga, giriş ve çıkışta yer alan mikrofonlardan alınan basınç sinyalleri kullanılarak hesaplanabilir.

Davies tarafından mikrofonlardan alınan basınç sinyallerinin oto spektrumu ve çapraz spektrumu ile gelen ve giden dalgalar arasındaki ilişki gösterilmiştir.[19]

(4.6) denkleminde 4 adet mikrofon pozisyonunu ifade eden $z=-x_1$, $z=-x_2$, $z=x_3$, $z=x_4$ değerleri yerleştirilirse,

$$\begin{aligned} P_1 &= A e^{jk_c x_1 (1-M)} + B e^{-jk_c x_1 (1+M)} , \\ P_2 &= A e^{jk_c x_2 (1-M)} + B e^{-jk_c x_2 (1+M)} , \\ P_3 &= C e^{-jk_c x_3 (1-M)} + D e^{jk_c x_3 (1+M)} , \\ P_4 &= C e^{-jk_c x_4 (1-M)} + D e^{jk_c x_4 (1+M)} , \end{aligned} \quad (4.13)$$

(4.13) eşitliklerine ulaşılır. Bu değerler ilk mikrofondan alınan basınç sinyalinin kompleks eşleniği (P^*) ile çarpılırsa bu sinyallere ait oto spektrum ve çapraz spektrumlar elde edilir.

$$\begin{aligned} S_{11} &= A e^{jk_c x_1 (1-M)} + B e^{-jk_c x_1 (1+M)} \bigg\} P_1^* , \\ S_{21} &= A e^{jk_c x_2 (1-M)} + B e^{-jk_c x_2 (1+M)} \bigg\} P_1^* , \\ S_{31} &= C e^{-jk_c x_3 (1-M)} + D e^{jk_c x_3 (1+M)} \bigg\} P_1^* , \\ S_{41} &= C e^{-jk_c x_4 (1-M)} + D e^{jk_c x_4 (1+M)} \bigg\} P_1^* . \end{aligned} \quad (4.14)$$

(4.14) denklemleri matris notasyonu ile yazılırlarsa, [20]

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} S_{11} \\ S_{21} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{jk_c x_1 (1-M)} & e^{-jk_c x_1 (1+M)} \\ e^{jk_c x_2 (1-M)} & e^{-jk_c x_2 (1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^* A \\ P_1^* B \end{Bmatrix} , \\ \begin{Bmatrix} S_{31} \\ S_{41} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{-jk_c x_3 (1-M)} & e^{+jk_c x_3 (1+M)} \\ e^{-jk_c x_4 (1-M)} & e^{+jk_c x_4 (1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^* C \\ P_1^* D \end{Bmatrix} , \end{aligned} \quad (4.15)$$

elde edilirler. Yukarıda bahsedilen yankısız sonlandırma ve açık uç sınır koşullarında yapılan iki farklı ölçüm sonuçları kullanılarak (4.15) denklemleri genişletilirse, (4.16) denklemleri elde edilir.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} S_{11}^I & S_{11}^{II} \\ S_{21}^I & S_{21}^{II} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{jk_c x_1 (1-M)} & e^{-jk_c x_1 (1+M)} \\ e^{jk_c x_2 (1-M)} & e^{-jk_c x_2 (1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^I A^I & P_1^{II} A^{II} \\ P_1^I B^I & P_1^{II} B^{II} \end{Bmatrix} , \\ \begin{Bmatrix} S_{31}^I & S_{31}^{II} \\ S_{41}^I & S_{41}^{II} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{-jk_c x_3 (1-M)} & e^{+jk_c x_3 (1+M)} \\ e^{-jk_c x_4 (1-M)} & e^{+jk_c x_4 (1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^I C^I & P_1^{II} C^{II} \\ P_1^I D^I & P_1^{II} D^{II} \end{Bmatrix} . \end{aligned} \quad (4.16)$$

Bu aşamada (4.17) ve (4.18) 'deki tanımlamalar da yapılarak, (4.16) denklemleri matris çarpımı olarak ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned}\tilde{T}_{12} &= \begin{bmatrix} e^{jk_c x_1(1-M)} & e^{-jk_c x_1(1+M)} \\ e^{jk_c x_2(1-M)} & e^{-jk_c x_2(1+M)} \end{bmatrix}, \\ \tilde{T}_{34} &= \begin{bmatrix} e^{-jk_c x_3(1-M)} & e^{+jk_c x_3(1+M)} \\ e^{-jk_c x_4(1-M)} & e^{+jk_c x_4(1+M)} \end{bmatrix},\end{aligned}\quad (4.17)$$

$$\begin{aligned}\tilde{S}_{12} &= \begin{Bmatrix} S_{11}^I & S_{11}^{II} \\ S_{21}^I & S_{21}^{II} \end{Bmatrix}, \quad \tilde{S}_{34} = \begin{Bmatrix} S_{31}^I & S_{31}^{II} \\ S_{41}^I & S_{41}^{II} \end{Bmatrix}, \\ \tilde{S}_{AB} &= \begin{Bmatrix} P_1^I A^I & P_1^{II} A^{II} \\ P_1^I B^I & P_1^{II} B^{II} \end{Bmatrix}, \quad \tilde{S}_{CD} = \begin{Bmatrix} P_1^I C^I & P_1^{II} C^{II} \\ P_1^I D^I & P_1^{II} D^{II} \end{Bmatrix}.\end{aligned}\quad (4.18)$$

$\tilde{S}_{12}$ ve $\tilde{S}_{34}$ matrisleri mikrofonlardan alınan sinyallere ait verileri $\tilde{T}_{12}$ ve $\tilde{T}_{34}$ matrisleri ise mikrofonun pozisyonuna ait dalga denklemi verilerini temsil etmektedirler. Bu veriler kullanılarak (4.16) denkleminde yer alan ve akustik elemana ait katsayıları içeren $\tilde{S}_{AB}$ ve $\tilde{S}_{CD}$ matrisleri elde edilebilir.

$$\begin{aligned}\tilde{S}_{12} &= \tilde{T}_{12} \times \tilde{S}_{AB} \\ \tilde{S}_{34} &= \tilde{T}_{34} \times \tilde{S}_{CD}\end{aligned}\quad (4.19)$$

(4.19)'daki ifadeler sırası ile soldan $\tilde{T}_{12}^{-1}$ ve $\tilde{T}_{34}^{-1}$ ile çarpılırsa bu matrisler aşağıdaki şekilde elde edilirler.

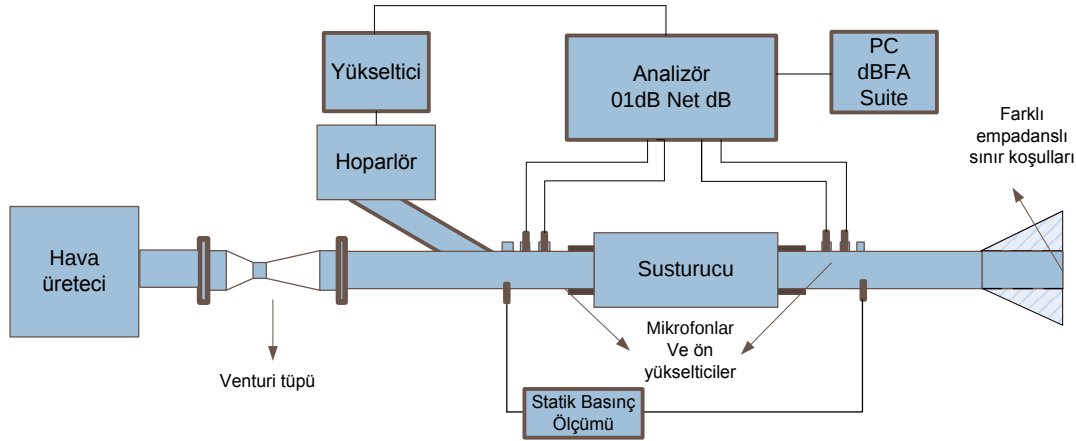
$$\begin{aligned}\tilde{S}_{AB} &= \tilde{T}_{12}^{-1} \times \tilde{S}_{12} \\ \tilde{S}_{CD} &= \tilde{T}_{34}^{-1} \times \tilde{S}_{34}\end{aligned}\quad (4.20)$$

Denklem (4.4) kullanılarak elde edilen sonuçlardan akustik elemana ait iletim katsayısı hesaplanabilir.

$$\begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} = \tilde{S}_{AB} \times \tilde{S}_{CD}^{-1} = \tilde{T}_{12}^{-1} \times \tilde{S}_{12} \times \tilde{S}_{34}^{-1} \times \tilde{T}_{34}\quad (4.21)$$

4.2.2 Kullanılan ekipmanlar

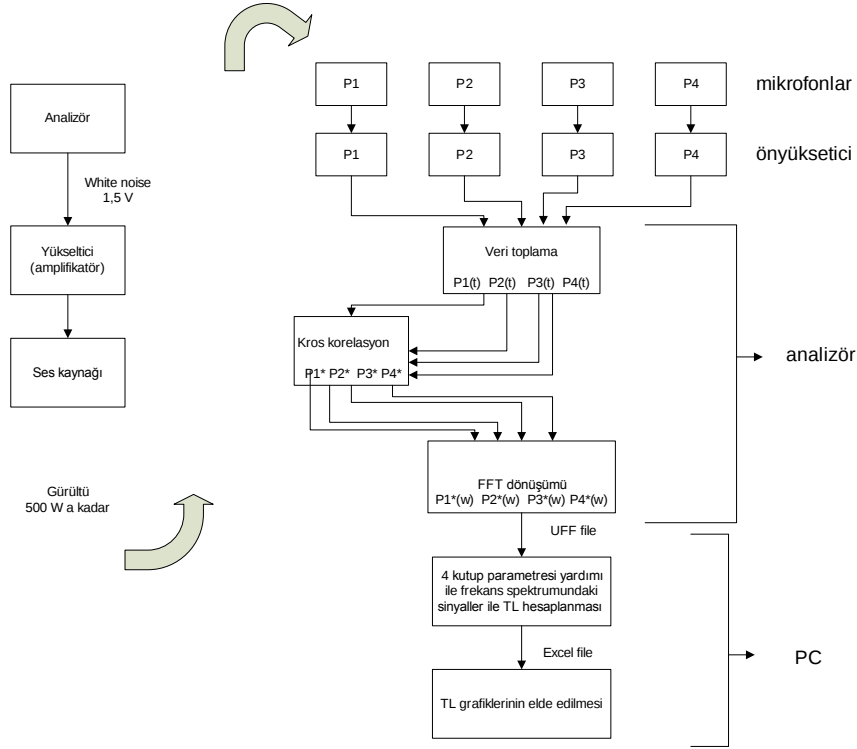
Ölçüm düzeneği ve kullanılan ekipmanlar Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği

Şekilde gösterilen ölçüm düzeneğinde, analizör tarafından üretilen beyaz gürültü sinyali yükseltici yardımı ile istenen gürültünün yaratılması için hoparlöre gönderilir. Hoparlör tarafından beyaz gürültü susturucuya gönderilir. Susturucu giriş çıkışında yer alan 4 mikrofona bağlı olarak sinyaller toplanır ve mikrofona ön yükselticilerinde yükseltildikten sonra analizörde bu sinyallerin FFT dönüşümü yapılarak frekansa bağlı olarak oto spektrum ve çapraz spektrum değerleri elde edilir. Analizörden alınan bu veriler, (4.21)'deki eşitlik kullanılarak oluşturulmuş betikler yardımı ile bilgisayarda işlenir ve iletim kaybı eğrileri oluşturulur. Deney düzeneğine ait akış şeması Şekil 4.4'te gösterilmiştir.

FFT dönüştürücüsü ve beyaz gürültü sinyal üretici olarak 01dB fimasına ait NetdB analizörü ve buna ait dBFA Suite yazılımı kullanılmıştır. FFT dönüşümü için nokta sayısı 1024, frekans çözünürlüğü ise 12,5 Hz olarak seçilmiştir. İlgilenilen frekans aralığına da bağlı olarak band genişliği 5000 Hz'dir. Sinyale ait sızıntı gibi olumsuzluklardan kaçınılması için “*hanning window*” filtreleme kullanılmıştır. Ölçümlerin yapıldığı ortamdaki şartlar da gözetilerek ölçüm süresi 4 sn olacak şekilde ortalama uygulanmıştır [21].



Şekil 4.4 : Akustik ölçüm akış şeması

Gürültü sinyalinin üretilmesi için, yüksek frekans ve düşük frekans bileşenlerine sahip hoparlör kullanılmıştır. İletim kaybı ölçümleri ve diğer akustik ölçümler için önemli bir nokta, üretilen gürültünün, her frekans bileşeninde diğer çevresel gürültülerden 10 dB daha yüksek genlikte olmasıdır.

Zamana bağlı sinyallerin toplanmasında G.R.A.S marka Type 46BD basınç tipi ¼ inç mikrofonlar kullanılmış, bunlar boru eksenine dik olacak şekilde adaptörler yardımı ile yerleştirilmiştir.

4.2.3 Ölçüm düzeneğinin boyutlandırılması

Ölçüm düzeneği ASTM E 1050 – 08 [22] ve ISO 10534-2 [23] standartlarında yer alan esaslara göre boyutlandırılmıştır. Bahsedilen esaslar, akustik malzemelerin empedanslarının ve ses yutum katsayılarının, iki mikrofon ve dijital frekans analizi kullanılarak tayin edilmesine dayanmaktadır. İki mikrofon için önerilen esaslar 4 mikrofon tekniğine uyarlanmış ve buna uygun olarak deney düzeneği boyutlandırılmıştır.

f_l alt frekansı f_u üst frekansı belirlemek üzere çalışma aralığı aşağıdaki şekilde belirtilebilir.

$$f_i < f < f_u \quad (4.22)$$

Alt frekansın belirlenmesinde esas, mikrofon çaplarının (d_{mic}) ve mikrofonlar arası mesafenin, sistemin üzerine kurulduğu teorik alt yapıyı bozmayacak şekilde tayinidir.

$$\begin{aligned} 0.005 \times \lambda_1 &< s & ISO\ 10534-2 \\ 0.001 \times \lambda_1 &< s & ASTM\ E\ 1050 - 08 \end{aligned} \quad (4.23)$$

$$\begin{aligned} \lambda &= c / f \\ c &= 343,2 \sqrt{T/293} \quad T : [K] \end{aligned} \quad (4.24)$$

Burada λ en yüksek dalga boyunu, s mikrofonlar arasındaki mesafeyi, c ise ses hızını belirtmektedir.

Üst frekansın belirlenmesinde esas ise, bir boyutlu düzlem dalga yaklaşımının geçerli olabileceği şekilde, çaptan küçük ses dalgalarının, kesit düzleminden yeterince büyük olmalarını sağlamaktır. Düzlem üzerinde hareketler yüksek frekanslarda denklemlerin geçerli olmaması sonucunu doğurur. İlgili standartlarda bu kıstas şu şekilde ifade edilir.

$$f_u = K c / D \quad K = 0.586 \quad (ASTM\ E\ 1050 - 08) \quad (4.25)$$

D deney düzeneğini oluşturan ve mikrofonların yerleştiği boru çapını ifade etmektedir. Yine aynı şekilde mikrofonların en yakın ses kaynağına en az 3D mesafede, susturucunun ise en az D mesafede bulunması gereklidir.

Benzer sebepler ile mikrofonlar arası boşluk aşağıdaki ifade ile sınırlandırılmıştır.

$$s < c / 2f_u \quad (4.26)$$

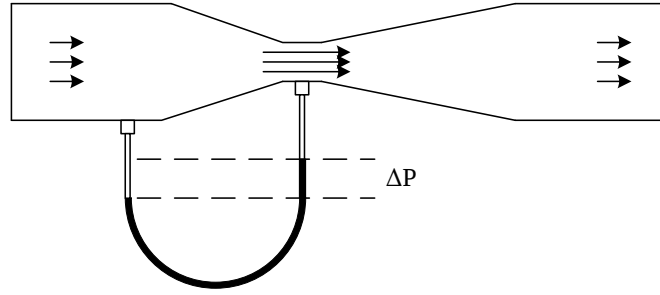
Yukarıda anlatılan kıstaslar düşünüldüğünde susturucuların geniş bir bant ölçeğinde değerlendirilebilmesi için 2 farklı çap kullanımı gerekmektedir. Ancak; yüksek frekanstaki gürültüler çoğunlukla engellenebildiğinden, düşük frekanstaki (50~2000 Hz arasındaki) iletim kaybı, susturucu tasarımı açısından ilgi çekici olmaktadır.

Ölçüm sistemi boyutlandırılırken yukarıda bahsedilenler ışığında mikrofonlar, aralarındaki mesafe 30mm ve 60mm olacak şekilde ve diğer değerlere uygun olarak konumlandırılmışlardır.

4.3 Akış Ölçümleri

Akış ve akustik ölçümlerinde istenen hıza sahip havanın oluşturulması için hava körüğü kullanılmıştır. Frekans değiştiricisi ile devir sayısı kontrol edilerek akış hızları ayarlanmıştır. Hava körüğünün yarattığı ve akış boyunca ilerleyen gürültü ile akışın yarattığı gürültünün, hoparlör tarafından yaratılan gürültüyü bastırmaması için sistemde ön susturucu kullanılmıştır.

Akış hızının ölçülmesi için, sisteme uygun ventüri tüpü tasarlanmıştır. Ventüri tüpüne ait gösterim Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5 : Ventüri tüpü

Boğaz kısmı ile girişteki basınç farkı ventüriye ait geometrinin ve hızın fonksiyonudur. Kütleli debi; ölçülen basınç farkı değerlerine bağlı olarak (4.27)'deki eşitlik kullanılarak hesaplanır. Diğer özellikler standartlarda [24] belirtilenler kullanılarak belirlenmiş ve ventüri tüpü buna uygun olarak imal edilmiştir.

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d_b^2 \sqrt{2 \Delta P_v \rho_1} \quad (4.27)$$

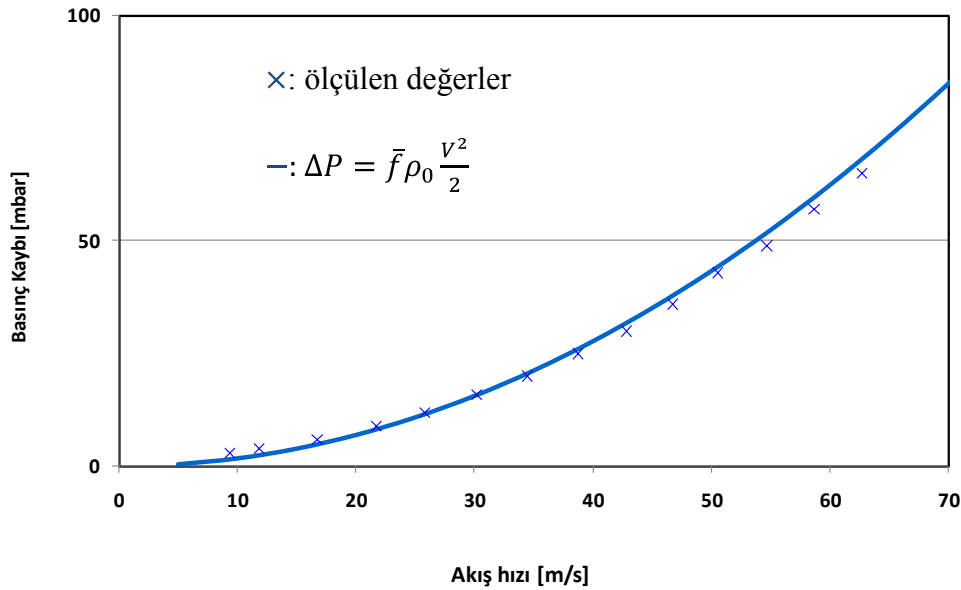
Bu eşitlikte geçen q_m , C , β , ε , d_b , ΔP_v ve ρ_1 terimleri sırası ile kütleli debiyi, boşaltım katsayısını, çap oranını, genişleme faktörünü, boğaz çapını, ventüride ölçülen basınç farkını ve girişteki yoğunluğu ifade etmektedir. Susturucuya giriş çapı ve girişteki yoğunluk değeri kullanılarak kütleli debiden susturucuya giriş hızı hesaplanabilir. C ile ifade edilen boşaltım katsayısı ventürideki basınç kayıpları, ε ile ifade edilen genişleme faktörü ise ise havanın özelliklerin değişmesine bağlı olan

katsayılarıdır. Bu değerler ventüri tüpünün geometrisine, akışkanın özelliklerine bağlıdır ve standartta deneysel yollarla elde edilen ifadeler esas alınarak belirlenmişlerdir.

Farklı hızlar için ölçümler yapılmış her ölçüm için en küçük kareler yöntemi ile prototiplere ait basınç kayıp katsayısı elde edilmiştir. Basınç kayıp katsayısı (4.28) eşitliğine göre hesaplanmıştır.

$$\bar{f} = \frac{2}{\rho_0 N} \sum_{i=0}^N \frac{\Delta P_i}{V_i^2} \quad (4.28)$$

Burada N yapılan ölçmelerin sayısını, ΔP_i i. ölçüm için basınç kaybını V_i ise i. ölçüm için ventürimetreden ölçülen akış hızını ifade etmektedir. Basınç kayıp katsayısı kullanılarak akış hızına bağlı olarak, basınç kaybı grafikleri elde edilmiştir. Şekil 4.6'da ölçüm verileri ve en küçük kareler kullanılarak elde edilmiş eğri gösterilmiştir.



Şekil 4.6 : Akış ölçümleri

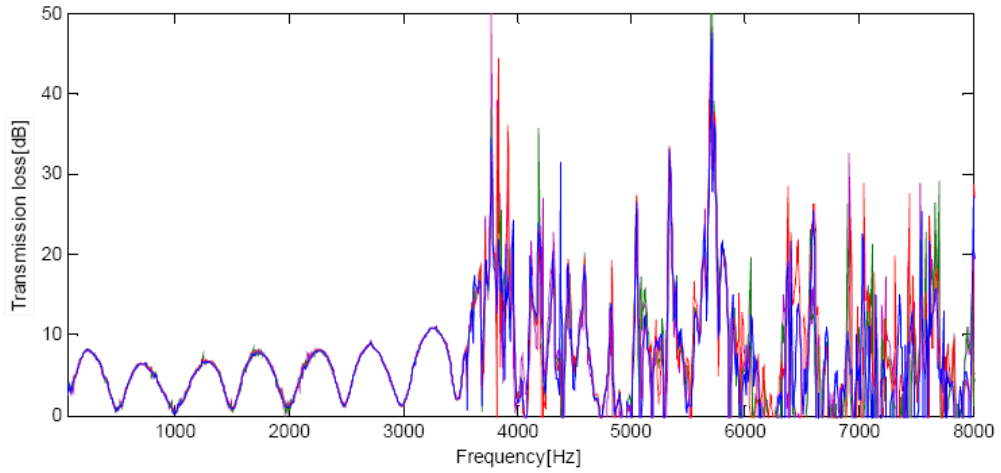
4.4 Ölçüm Düzenekinin Doğruluğu

Yapılan çalışmalarda, gerek akış gerekse akustik ölçümlerde tekrarlanabilirliğin oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Deney düzeneklerinde kullanılan ölçüm cihazlarının her birinin duyarlılığı bu çalışmanın gerektirdiği seviyenin oldukça üzerindedir. Mikrofonlardan alınan sinyallerin doğruluğunun sağlanması için

ölçümlerden önce kalibrasyon uygulanmıştır. İletim kaybı ve basınç kaybı eğrilerinde aşağıda belirtilen kaynaklara bağlı olan hatalar yapılan çalışmalar ile en aza indirgenmiştir.

4.4.1 Kesme frekansları

İlk bölümde yer alan modelde de belirtildiği üzere giriş çapı 57 mm, mikrofonlar arası mesafe ise 30 mm ve 60 mm'dir. Ses hızı olarak 343.2 m/s kullanılmıştır. Buna göre, (4.25) ve (4.26) numaralı denklem uyarınca üst kesme frekansı 3500 Hz olmaktadır. Alt kesme frekansı ise (4.23) uyarınca 50 Hz olarak belirlenmiştir. Şekil 4.7'de genişleme odasına ait ölçüm sonuçları yer almaktadır. Kesme frekansın üzerindeki değerlerde doğruluğun ve tekrarlanabilirliğin kaybolduğu gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Kesme frekansı 3500 Hz'in üzerindeki frekanslarda sonuçlar.

Susturucular ile gürültü kontrolünde 3500 Hz'e kadar olan frekans aralığı yeterli olduğundan, sonuçlar buna uygun olarak sunulmuştur.

4.4.2 Faz uyumsuzluğu

Mikrofonlar arasındaki faz uyumsuzluğu da, akustik ölçümlerdeki hata kaynaklarından bir tanesidir. Bu hata kaynağı, ölçümlerin mikrofonlarının yerleri değiştirilerek tekrarlanması ile engellenebilir. Yapılan çalışmalarda bu hata kaynağının etkisinin çok az olduğu görülmüş olsa da bu durum dikkate alınarak, faz uyumsuzluğu giderilmiştir.

4.4.3 Ortam gürültüsü, ses kaynağı ve sınır koşullar

Ortam gürültüsü akustik ölçümlerde bozucu rol oynayan önemli bir unsurdur. Özellikle belirli bir frekansta yayılan ortam gürültüsü, o frekanslardaki ölçümlerin doğrululuğunu azaltmaktadır. Bu durumun engellenmesi amacı ile ölçüm ortamına gürültü izolasyonu uygulanmıştır. Bu konudaki standartlar ses kaynağı tarafından yaratılan gürültünün her frekans bileşeninde ortam gürültüsünden en az 10 dB yüksek olması gerektiğini belirtmektedir [1]. Yapılan incelemelerde bu farkın en az 20 dB olduğu görülmektedir.

Ses kaynağının belirlenmesinde esas, üretilen akustik enerjinin deney parçasının sonuna kadar yeterli seviyede kalmasıdır. Ayrıca ampirik olarak elde edilen perforasyon empedansı ifadesi, ses basınç seviyesine göre bir miktar değişmektedir. Bu sebeple gerçek koşullarda susturuculara iletilen ses basınç seviyesi olan 100 dB (ref:20e-6 Pa) değerini sağlayacak ses kaynağı kullanılmıştır. Böylelikle ortam gürültüsünün ve akış gürültülerinin etkisi de mümkün olduğunca engellenmiştir.

İletim kaybı ölçümlerinde hata kaynaklarından bir diğeri ise, empedans sınır şartının yaratılmasında ortaya çıkmaktadır. Teorik arka planda anlatıldığı üzere, iki adet sınır şartı, denklemlerin lineer bağımsızlığının sağlanması için, her frekansta birbirinden farklı olmalıdır. Bu durum yapılan çalışmalarda incelenmiştir. Ses kaynağı ve mikrofonların hassasiyetinin çok sınırlı durumlar dışında “açık uç” ve “yaklaşık anekoik sonlandırma” ile bu durumu sağladığı görülmüştür.

4.4.4 Histerisis

Geri basınç ölçümleri akışın değiştirilmesi ve her hız değeri için geri basıncın ölçülmesi ile yapılmaktadır. Ancak basınçölçer ve hava kaynağı, artışı ve yükselişte içerisindeki mekanik ve elektriksel etkilerden dolayı farklı tepki vermektedir. Histerisis olarak adlandırılan bu hata kaynağı, yükseliş ve artış için yapılan ölçümlerin ortalaması alınarak engellenmiştir.

4.4.5 Diğer hata kaynakları

Yukarıda bahsedilenler dışında prototip üretiminde ve ölçümlerde hatalara bağlı olarak karşılaştırmalarda ufak farklılıklar meydana gelmiştir. Bir diğer hata kaynağı ise deney düzeneğinde yer alan borunun ses yutumuna ve sesi iletmesine bağlı fazladan ortaya çıkan iletim kaybıdır. Bu hata, kullanılan deney tüpünün iletim

kaybının, susturucunun iletim kaybı eğrisinden çıkarılması ile bertaraf edilebilir. Yapılan çalışmalarda bu değerin her frekans için 0.5 dB' den daha az olduğu gözlenmiştir

4.5 Deneysel Sonuçlar

Akış ve akustik ölçümleri, gerek ulaşılan matematiksel modeller ile, gerekse sonlu elemanlar yöntemi ile ulaşılan sonuçların doğruluğunu kontrol etmek için kullanılmıştır. Ayrıca deneysel ölçümler ile diğer yöntemlerde yapılan kabullerin sonuçlar üzerine etkisinin incelenmesi mümkün olmaktadır. Aşağıda akışın mevcut olduğu ve olmadığı durumlar için, susturucu ölçümlerinin sonucunda elde edilen iletim kaybı eğrileri verilmiştir.

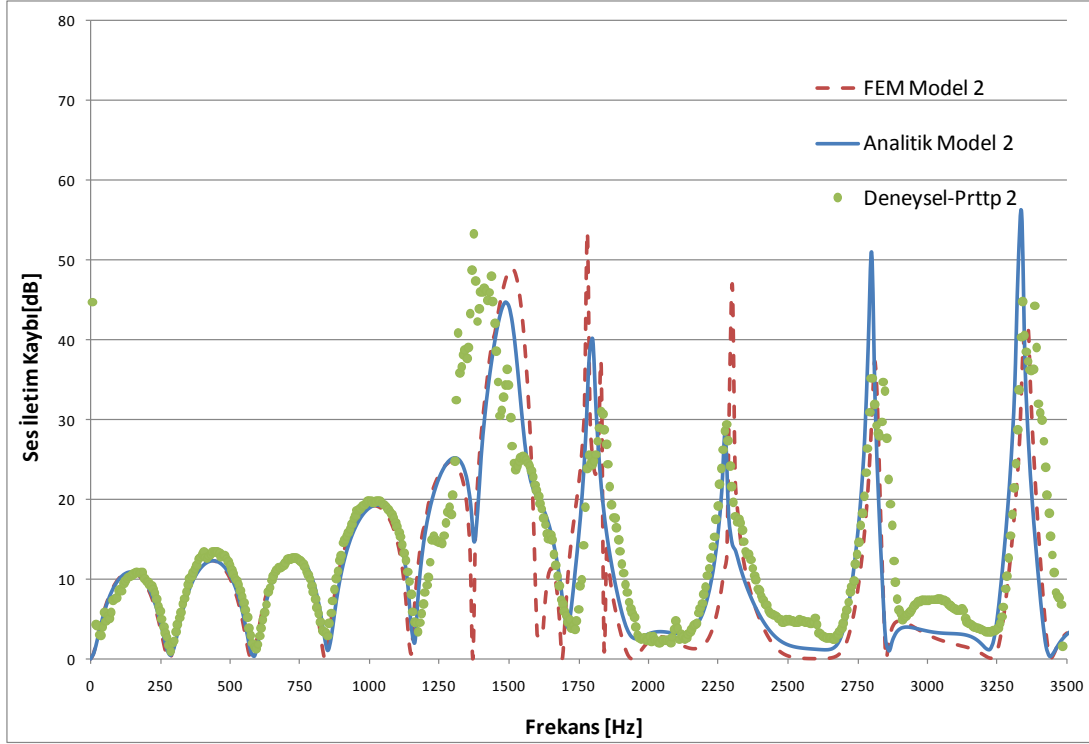
Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere Çizelge 4.1'de özellikleri verilen prototipler üretilmiş ve ölçümler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda dış geometrik ölçüler olan, gövde ve boru çapları ile bölgelerin uzunluğu Şekil 1.5'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 4.1 : Deneysel çalışmalarda kullanılan prototiplerin özellikleri

Prototip Numarası	Porosite [%]	Açık Alan Oranı	Delik Çapı [mm]	Delik sayısı [mm]	Delik kalınlığı [mm]	Uzatma etkisi [mm]	
						l_a	l_b
Prttp 1	1.29	0.271	4	55	1.5	0	0
Prttp 1a	1.05	0.222	4	45	1.5	15	5
Prttp 2	4.25	0.896	4	182	1.5	0	0
Prttp 5*	1.11	0.247	4	45	3	15	5
Prttp 7	13.0	2.640	6.5	203	1.5	0	0
Prttp 7a	13.1	2.366	6.5	140	1.5	20	20
Prttp 7b	12.5	1.821	6.5	203	1.5	47.5	55
Prttp 8	12.5	2.640	4	536	1.5	0	0

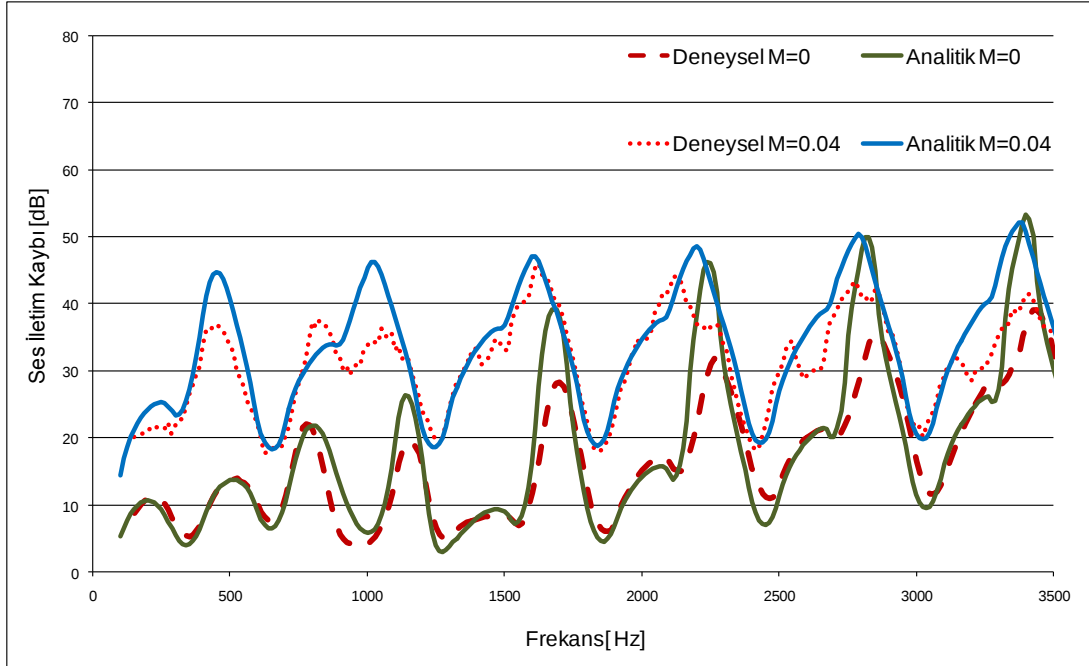
* Prttp 5te boru kalınlığı arttığından daha önce belirtilenden farklı olarak, gövde çapı 144 mm dir.

Şekil 4.8'de, Bölüm 2'de analitik yöntemler ve Bölüm 3'te sayısal mühendislik yazılımları ile elde edilen sonuçların deneysel ölçümler ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırması bulunmaktadır. Prototip 2 üzerinde akışın olmadığı durum için yapılan ölçüm sonuçları gösterilmiştir. Elde edilen ölçüm sonuçlarının, analitik ve sayısal sonuçlar ile her prototip için uyumlu olduğu gözlenmiştir. Hesaplamalardaki kabullere ve ölçümlerdeki hata kaynaklarına bağlı olarak bir miktar sapma gözlenmekle birlikte hedeflenen doğruluk sağlanmıştır.



Şekil 4.8 : Akışsız halde analitik, sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Akışın mevcut olduğu hal için, analitik yöntem ve deneysel yöntemler kullanılarak elde edilen prototip 1'e ait iletim kaybı eğrileri Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Ölçümler 0.04 Mach akış ve akışsız hal için gerçekleştirilmiştir.

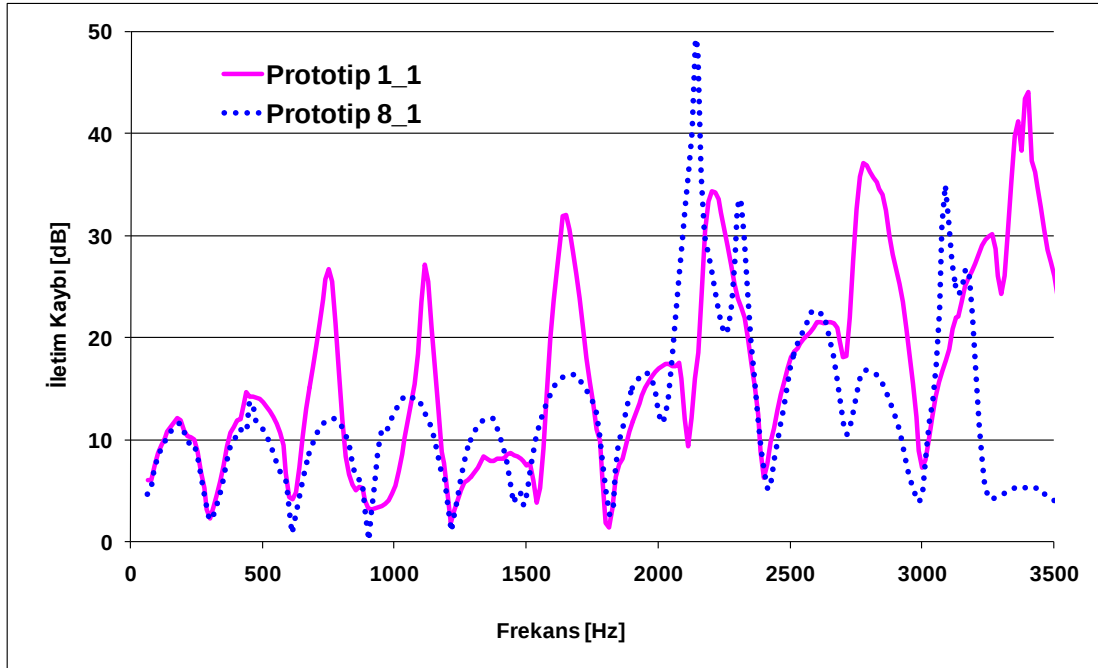


Şekil 4.9 : M=0.04 Mach ve akışsız hal için analitik, sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

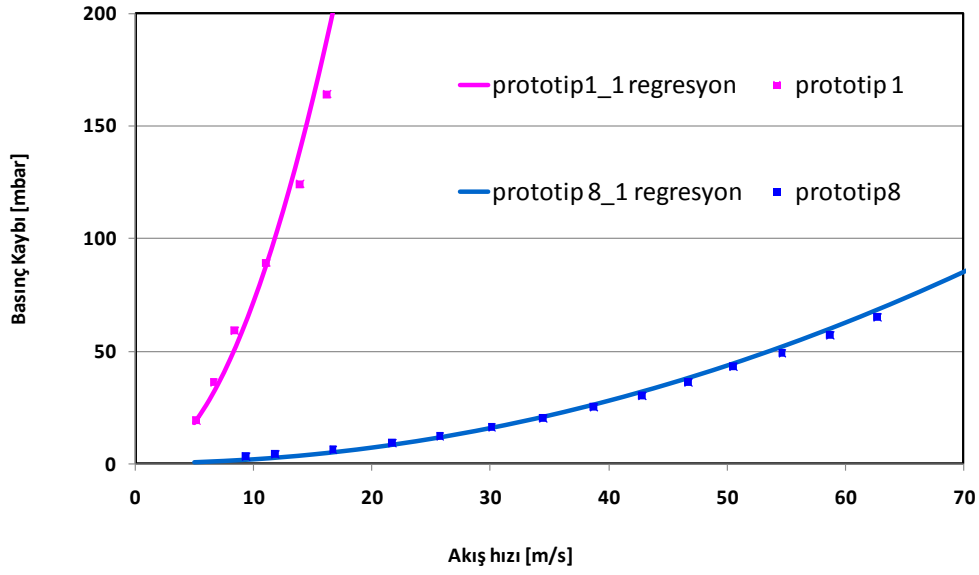
Yapılan çalışmalarda akış altındaki ölçümlerde hata faktörünün daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Ölçümlerde, tekrarlanabilirlikte küçük seviyelerde azalma olmuştur. Bu durum akışın yarattığı gürültü ve empedans sınır şartının değiştirilmesinde yaşanan güçlüklerle bağlıdır. Ayrıca analitik yaklaşımda kabul edilen boru ve gövde içerisindeki hız dağılımı gerçek koşullarda daha farklıdır. Yine de elde edilen sonuçlar birbirleri ile uyumludurlar [20].

Perforasyonlu susturucularda en önemli parametre olan porositenin deneysel incelenmesi için $\sigma=0.01$ ve $\sigma=0.125$ olan 2 susturucu karşılaştırılmış ve sonuçlar Şekil 4.10'da gösterilmiştir.

Yine susturucuların akış performansı da açık alan oranına dolayısı ile porositeye bağlıdır. Bu amaçla aynı susturuculara ait basınç kaybı ölçümleri yapılarak sonuçlar Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

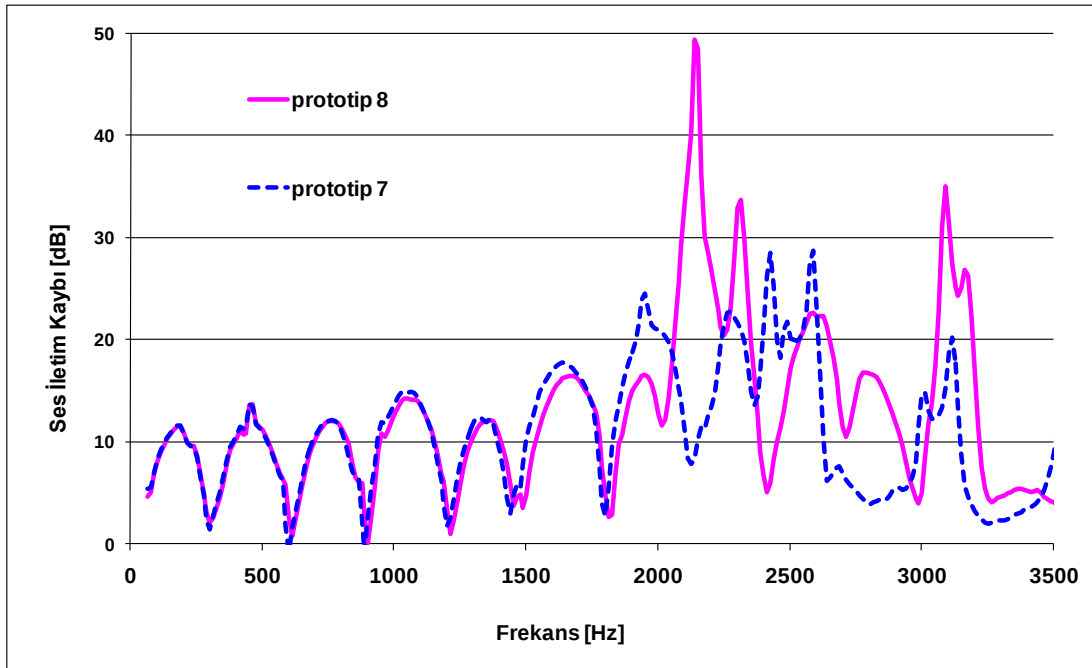


Şekil 4.10 : Farklı porositedeki prototiplerin iletim kaybı eğrileri.

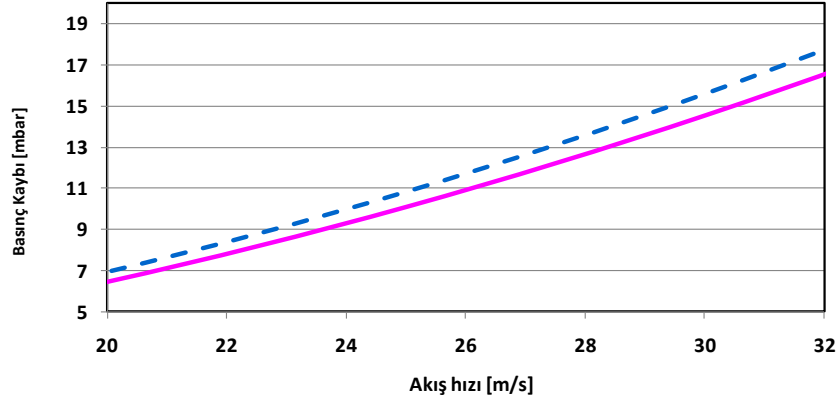


Şekil 4.11 : Farklı porositedeki prototiplerin basınç kaybı eğrileri.

Susturuculara ait geometrik tasarım parametrelerinden biri de deliklerin çaplarıdır. Bu amaçla farklı delik çapı ve delik sayısında ancak aynı porositedeki prototiplerin iletim kaybı ve basınç kaybı eğrileri incelenmiş ve sonuçlar Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te sunulmuştur.



Şekil 4.12 : Farklı delik çapındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrisi

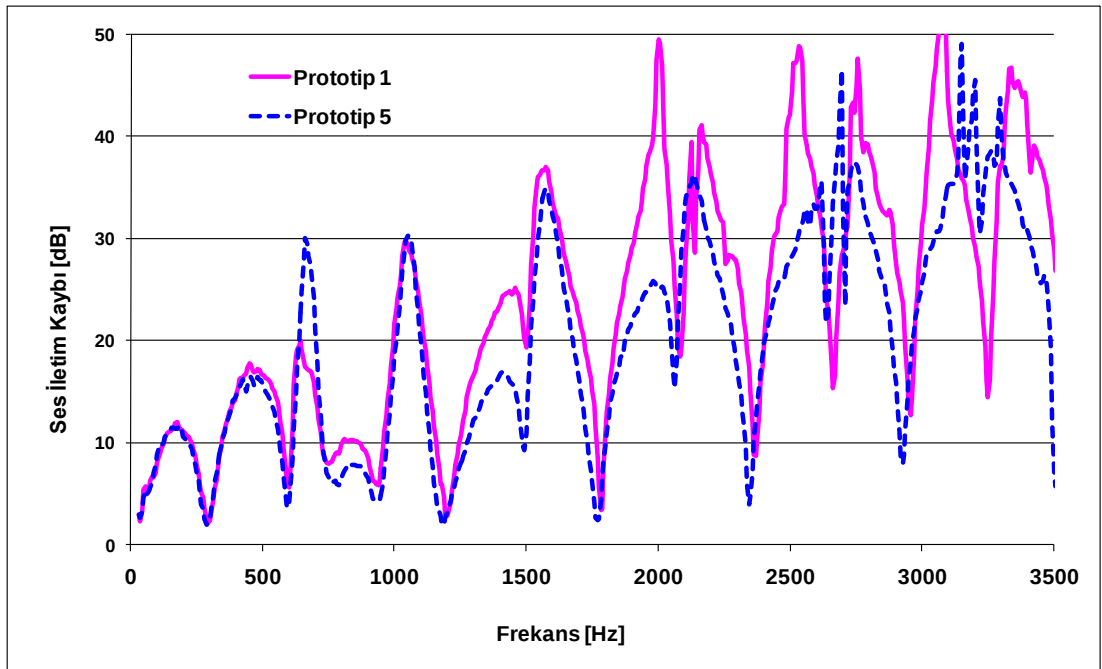


Şekil 4.13 : Farklı delik çaplarında, aynı açık alan oranındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrisi.(- - :6.5 mm — :4 mm)

Delik çaplarındaki değişimin iletim kaybı eğrisinde özellikle düşük frekanslardaki etkisi oldukça azdır. Yine de yüksek frekanslarda ve tepe noktalarında değişiklikler yaratmaktadır.

Akış göz önüne alındığında ise delik çapları arttırıldıkça aynı porositede olsalar dahi akış koşullarında değişme yaratmakta ve bu durum, yüksek delik çapları için basınç kaybını azaltmaktadır.

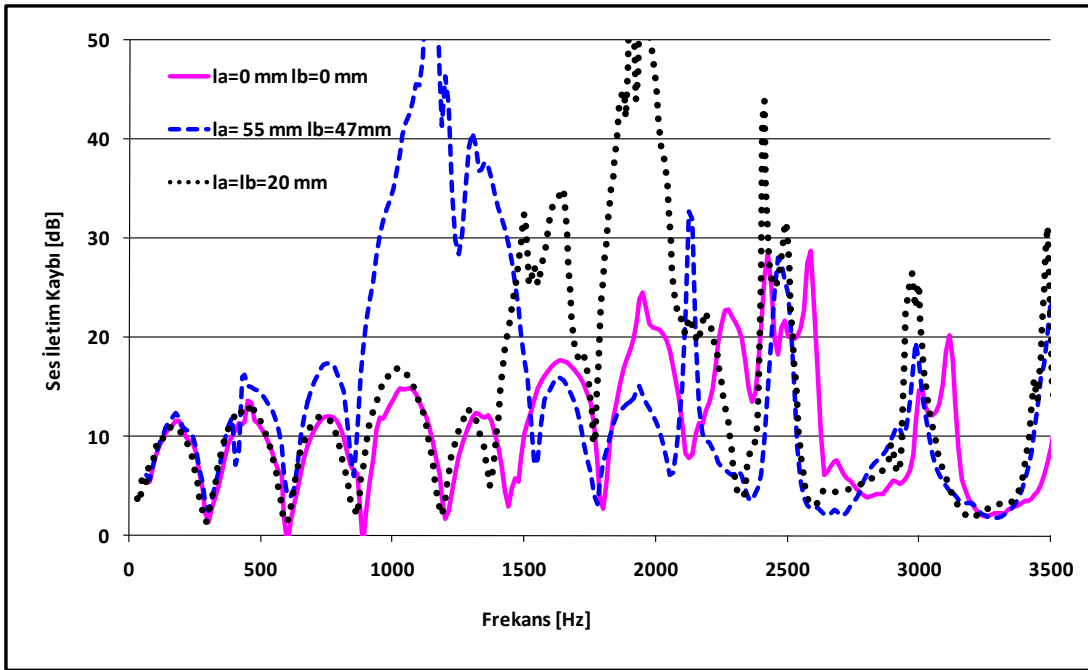
Yapılan deneysel çalışmalarda incelenen bir diğer parametre ise iç borunun kalınlığıdır. Delik kalınlığı olarak da ifade edilen bu parametreye ait incelemelerin sonuçları Şekil 4.14’te gösterilmiştir.



Şekil 4.14 : Farklı delik kalınlıklarındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrileri.

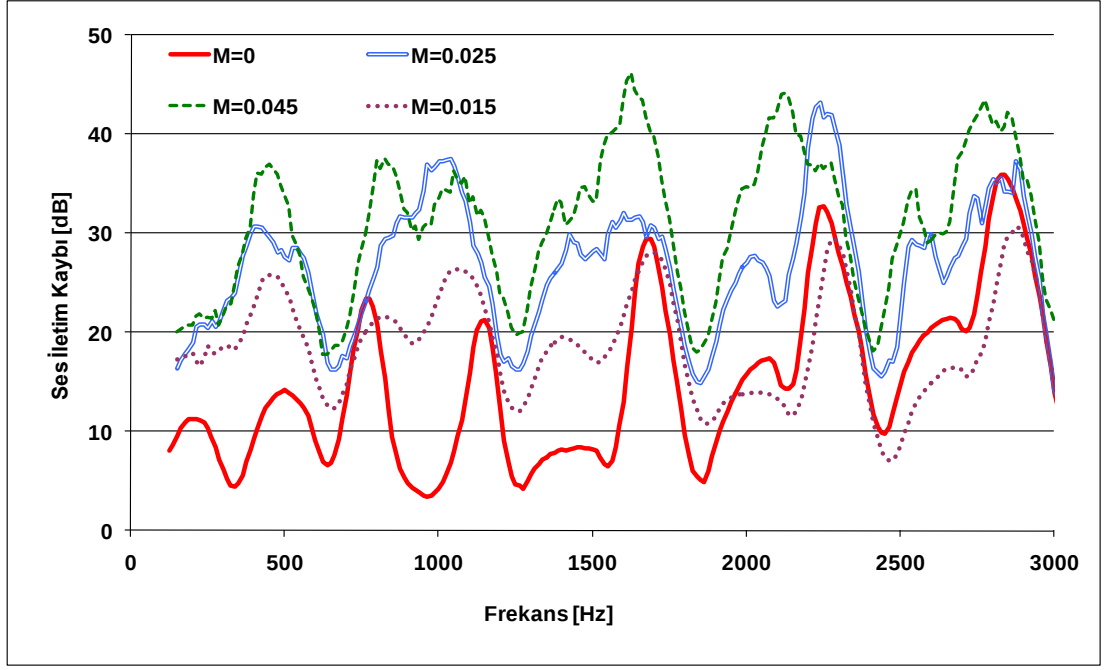
İletim kaybı eğrilerinde boru kalınlığının artırılması ile genliklerin yükseldiği gözükmemektedir. Ancak farklı boru kalınlıkları kullanıldığından genişleme oranındaki yükselişinde bu artışta rolü mevcuttur. Delik kalınlıklarının değiştirilmesi geri basınçta gözlenen bir farklılık yaratmamıştır.

Analitik çalışmaların sonucunda elde edilen bir diğer sonuç perforasyonsuz uzatılmış boru uygulamasının, susturucularda iletim kaybında önemli değişiklikler yarattığının görülmesidir. Deneysel çalışmalarda da aynı etki gözlenmiştir. Uzatılmış boru etkisinin incelenmesi amacıyla Ptttp 7, Prttp 7a ve Prttp 7b üzerinde ölçümler gerçekleştirilerek Şekil 4.15'te verilen iletim kaybı eğrileri oluşturulmuştur.



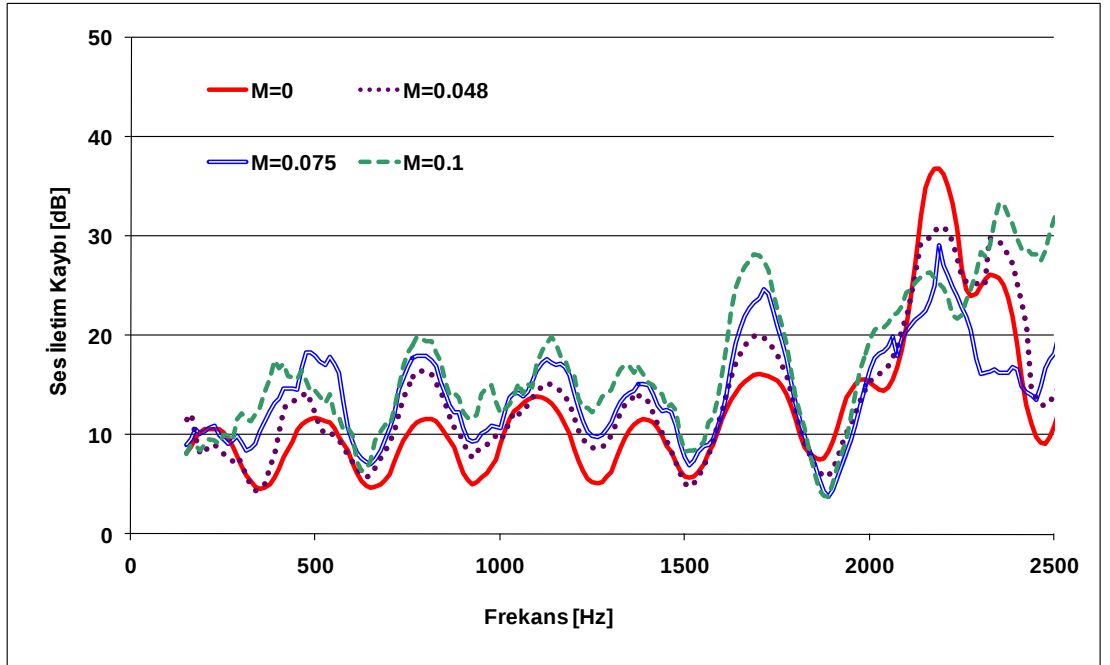
Şekil 4.15 : Uzatılmış boru uygulamasının iletim kaybı eğrisine etkileri.

Susturucularda ortalama akış deneysel olarak da incelenmiş, bu amaçla porosite değerleri 1.3% ve 13% olan susturucuların farklı akış koşullarındaki iletim kaybı eğrileri oluşturulmuştur. Şekil 4.16'da düşük porositedeki prototipin farklı Mach sayılarındaki iletim kaybı eğrisi mevcuttur. Deliklerdeki akış direncinin yüksek olduğu bu prototip için akış iletim kaybı eğrilerinde önemli bir yükselme sağlamıştır.



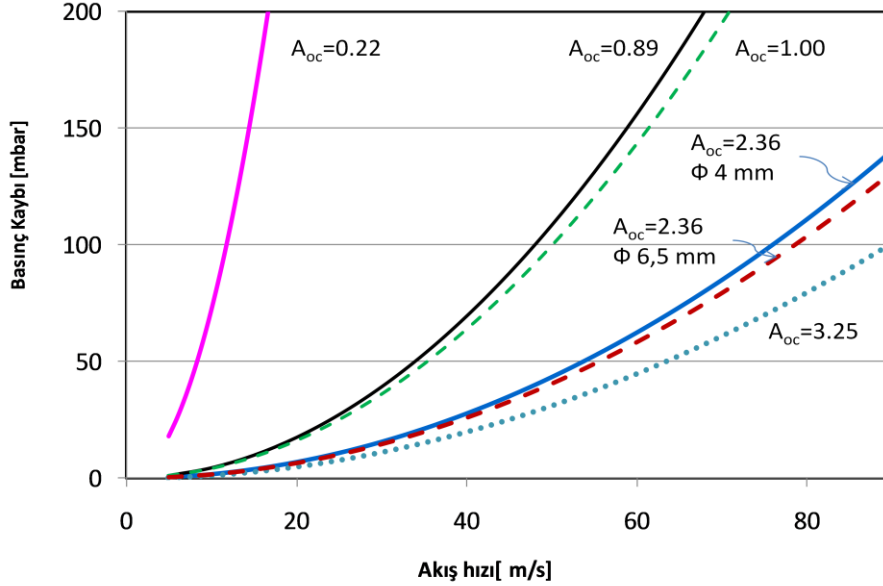
Şekil 4.16 : $\sigma=1.3\%$ olan protoip için farklı Mach sayındaki iletim kaybı eğrileri.

Şekil 4.17’de gösterilen yüksek porositedeki prototipe ait iletim kaybı eğrileri incelendiğinde ise akışın etkisinin sınırlı olduğu görülmektedir. Bu prototipte akış direnci çok yüksek değildir.



Şekil 4.17 : $\sigma=13\%$ olan protoip için farklı Mach sayındaki iletim kaybı eğrileri.

Akış, basınç kaybını etkileyen temel değişkendir. Ancak geri basınç, maksimum akış için sınırlandırıldığından optimizasyon parametresi olarak yer almaz. Yapılan çalışmalar, basınç kaybının hızın karesi ile orantılı olduğunu göstermektedir. Şekil 4.18’de farklı özelliklerde susturuculara ait basınç kaybı eğrileri belirtilmiştir.



Şekil 4.18 : Farklı özellikteki susturucuların geri basınç eğrileri

Eğrilerden elde edilen en önemli sonuç açık alan oranının 1’in üstüne çıktığında geri basıncın oldukça fazla yükselmesidir. Genel olarak açık alan oranı yükseldikçe basınç kaybı azalmaktadır. Ancak bu oranın çok yüksek olduğu durumda bile bir miktar basınç kaybı sürtünmelere bağlı olarak mevcuttur. Bu sebeple akustik özellikleri azaltan açık alan oranının çok yükseltilmesi akış özelliklerinde bir avantaj getirmemektedir. Eğrilerden elde edilen bir diğer sonuç delik çapı artırıldıkça basınç kaybının azalmasıdır. Açık alan oranına göre daha sınırlı etkisi olan bu durum, akustik özellikleri değiştirmeden akış performansını yükseltmek için kullanılabilir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

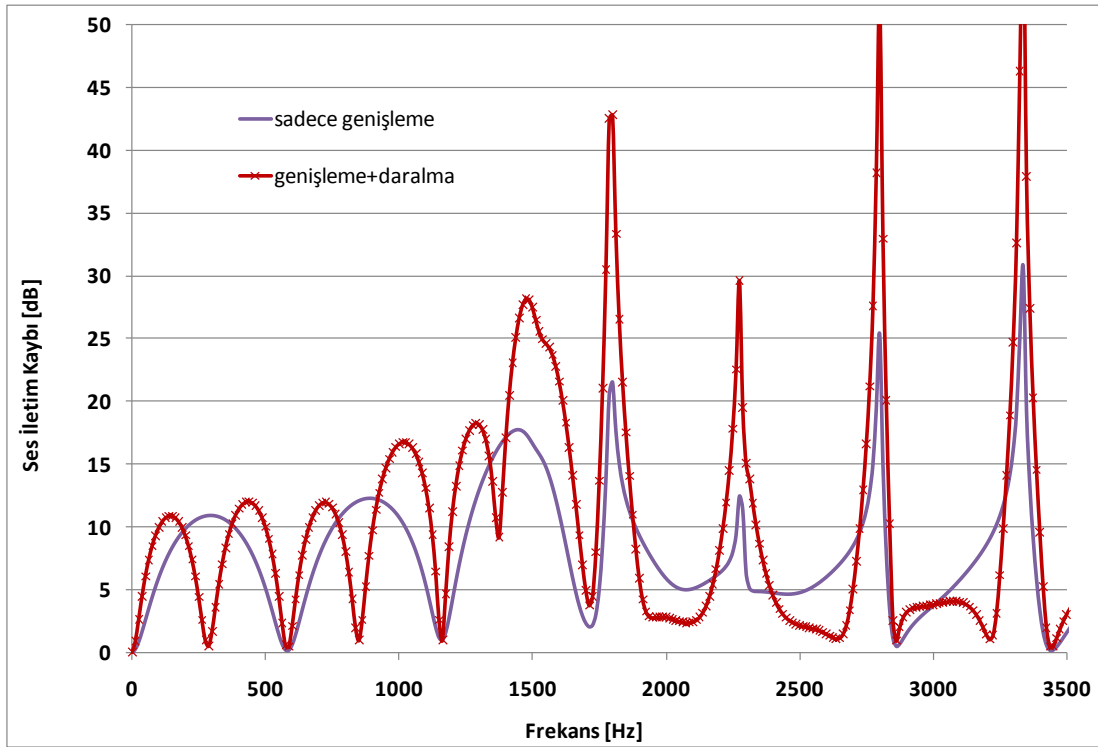
Perforasyonlu susturucuların akustik ve akış etkinlikleri, analitik yöntemler, mühendislik yazılımları ve deneysel çalışmalar kullanılarak belirlenmiştir. Akustik etkinliklerin belirlenmesi için değerlendirme kriteri olarak iletim kaybı eğrileri kullanılmış, parametrelere bağlı olarak değişen etkiler bu eğri üzerinden değerlendirilmiştir. Analitik yöntemler ile elde edilmiş olan ifadeler, deneysel yöntemler ve mühendislik yazılımları kullanılarak doğrulanmıştır. Analitik yaklaşım ile incelenemeyen ya da ihmal edilen delik yerleşimi v.b etkiler ise sayısal ve deneysel yollar ile incelenmiş buna ait sapmalar belirlenmiştir. Bu bölümde deneysel olarak doğrulanan analitik ifadeler ile elde edilmiş sonuçlar, parametrelere bağlı olarak verilmiştir.

5.1 Akustik Sonuçlar

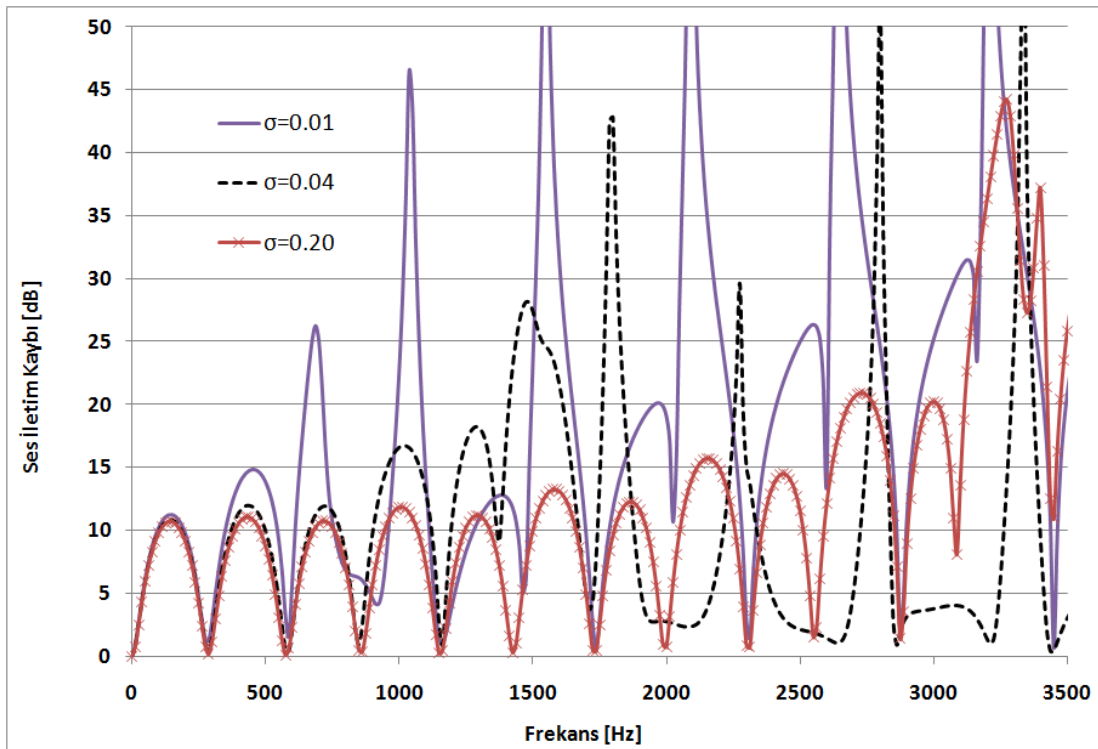
Şekil 5.1’de perforasyonlu genişleme bölgesinin ve genişleme ile birlikte daralmanın da mevcut olduğu tüm sisteme ait iletim kaybı eğrisi gösterilmiştir. Akışın mevcut olmadığı bu hal için, belirli bir frekansta iletim kaybı eğrisindeki tepe noktaları mevcuttur. İletim kaybı eğrisinde belirli bir frekans aralığında tekrarlanan bu yükselişler, perforasyonun varlığından kaynaklanan direnç ve kapasitif etki ile ilintilidir.

5.1.1 Porositenin etkisi

Perforasyonlu susturucularda en önemli parametre olan porositenin etkisinin incelenmesi için diğer tüm özellikleri aynı olan ancak delik sayısı değiştirilerek porosite oranı değiştirmiş 3 susturucunun iletim kaybı eğrileri incelenmiştir. Susturucularda genişleme ve daralma bölgelerinin uzunluğu birbirine eşit ve 0.3 m, borunun çapı 0.057 m, gövdenin çapı ise 0.0147 m’dir. Perforasyonda delikleri 4 mm çapında, iç borunun (dolayısı ile deliğin) kalınlığı ise 1.5 mm’dir. Susturucuda uzatma etkisi yoktur. Sırası ile porositenin 1%, 4% ve 20% olduğu modellere ait iletim kaybı eğrileri Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



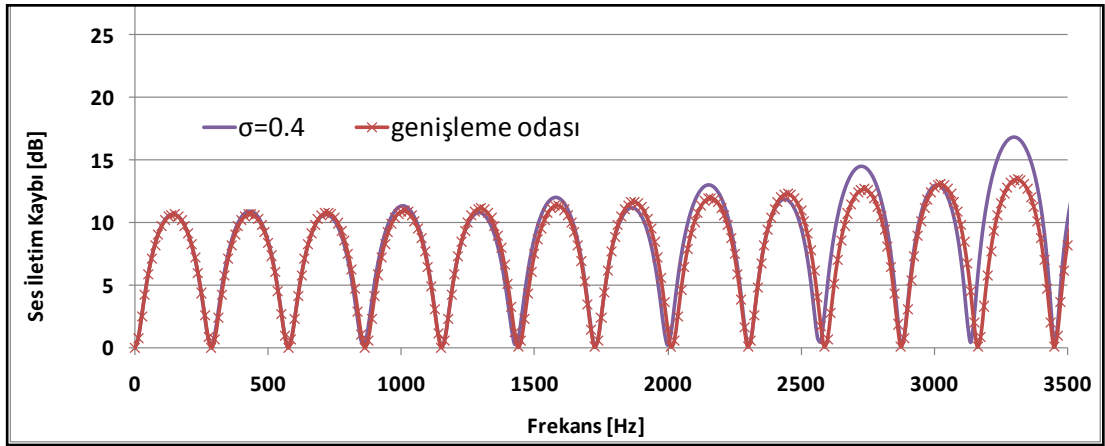
Şekil 5.1 : Perforasyonlu susturucuya ait iletim kaybı eğrisi



Şekil 5.2 : Porositenin iletim kaybındaki etkisi.

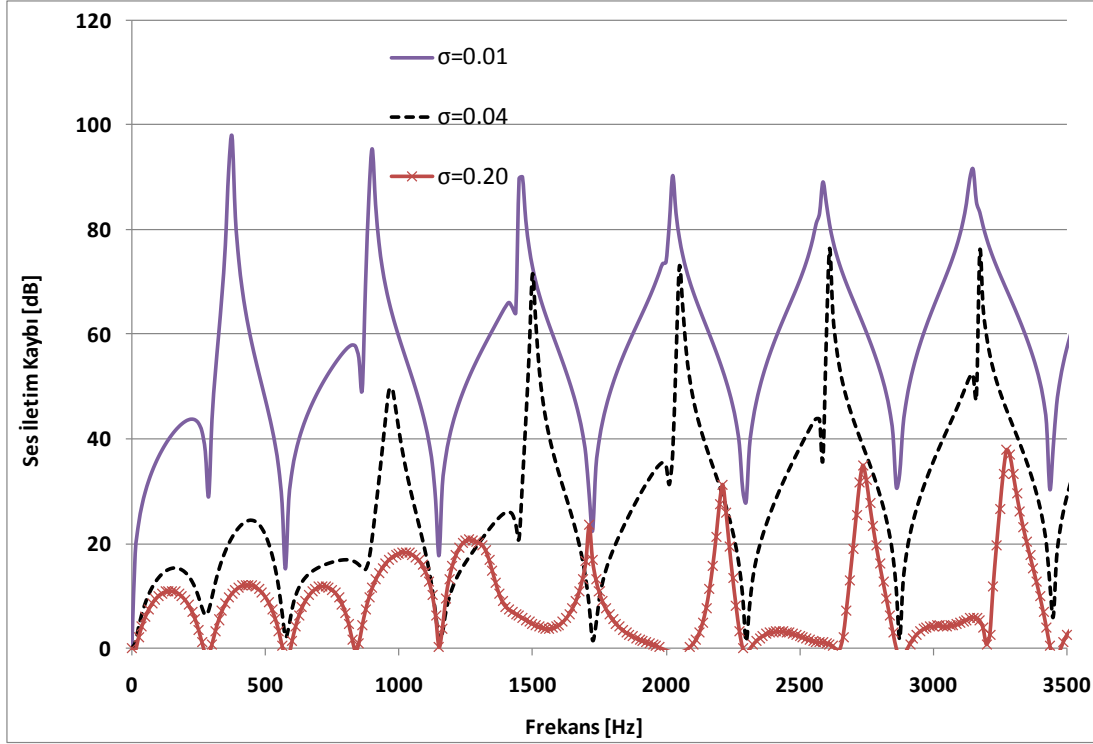
Şekil 5.2’de gösterildiği üzere porosite iletim kaybı üzerinde oldukça etkilidir. Porosite küçüldükçe tepe noktalarının değerleri yükselmekte ve eğrinin sol tarafında yeni tepe noktaları belirlemektedir. Porosite artırıldıkça tepe noktaları azalmaktadır.

Porositenin 100% olduğu yani teorik olarak artık iç borunun yer almadığı model için eğri genişleme odası olmaktadır. Şekil 5.3’te aynı uzunlukta genişleme odası ve yüksek oranda porositeye sahip iki susturucunun iletim kaybı eğrileri karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.3 : Genişleme odası ve yüksek porositeli susturucunun iletim kaybı eğrilerinin karşılaştırılması

Ortalama akışın mevcut olduğu durumlar için de porosite iletim kaybı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Şekil 5.4’te 0.1 Mach akış altında farklı porosite değerlerindeki susturucuların iletim kaybı eğrileri gösterilmiştir.

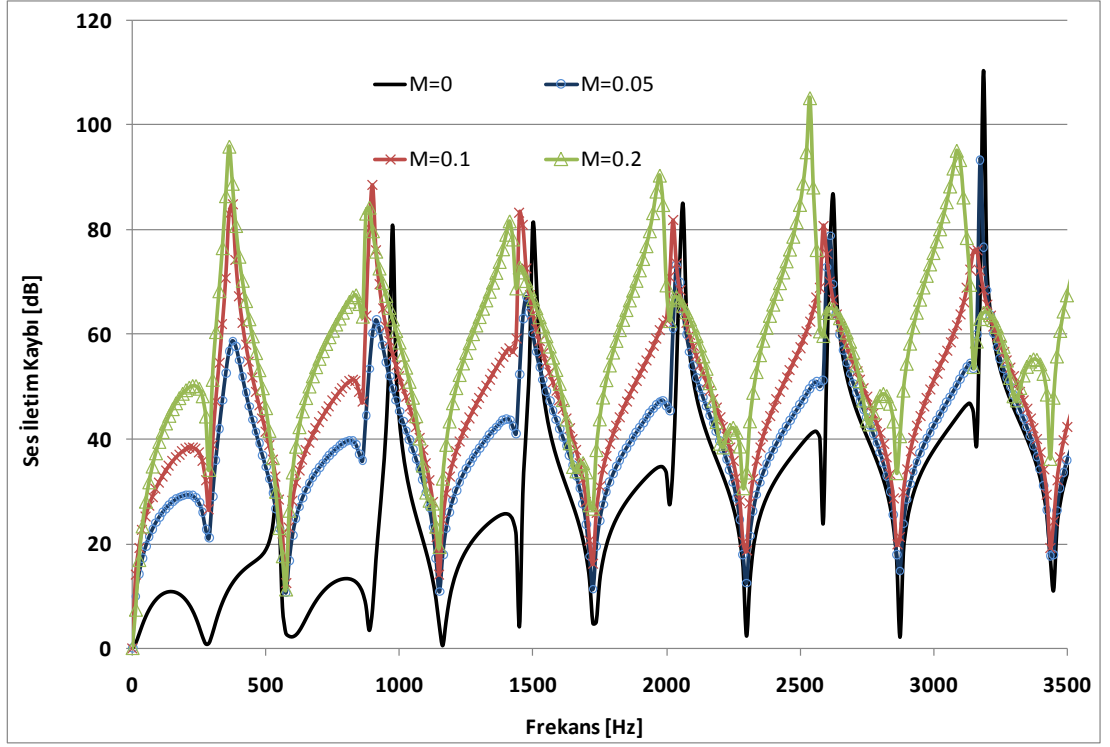


Şekil 5.4 : Porositenin ortalama akış altında ($M=0.1$) iletim kaybındaki etkisi.

5.1.2 Akışın etkisi

Susturucu içerisinde ortalama akışın olduğu hal için iletim kaybı eğrileri oluşturulmuştur. Akış hızının, denklemler oluşturulurken boru ve gövde içerisinde eksenel yönde sabit kaldığı kabulü yapılmıştır. Buna göre porositenin 1.2 % olduğu ve diğer geometrik özelliklerin bir önceki model ile aynı olduğu susturucu için $M=0$, $M=0.05$, $M=0.1$ ve $M=0.2$ hızlarında iletim kaybı eğrileri oluşturulmuştur. Belirtilen hızlar boru içindir ve gövdedeki hız değeri süreklilik denklemi ile hesaplanmıştır.

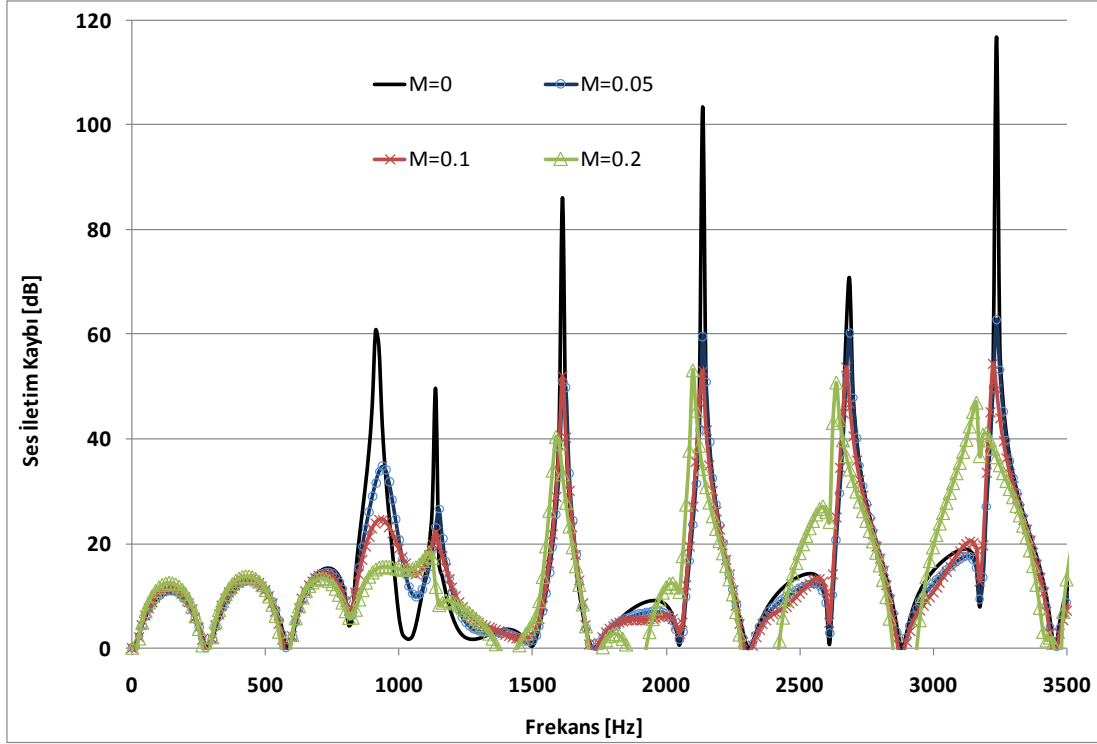
Şekil 5.5 incelendiğinde akış, iletim kaybı değerlerini her frekansta yükseltmekte, tepe noktalarının frekansı aynı kalmakla birlikte genlikleri yükselmektedir. Akış hızı arttıkça daha yüksek genlikte iletim kaybı eğrileri elde edilmektedir.



Şekil 5.5 : Düşük porositedeki susturucuda akışın etkisi

Şekil 5.6’da ise porosite değerleri yüksek bir susturucu için ses iletim kaybı eğrileri görülmektedir. Yüksek porositeye sahip model için düşük porositedekine benzer artışlar gözlenmemekte, hatta tepe noktalarındaki genlik değerleri azalmaktadır. Bu durum kullanılan model göz önüne alınarak açıklanabilir. Model, ortalama akışın ve partikül akışının deliklerin içerisinde geçtiği çapraz akışlı modeldir. Bu modele ait perforasyon empedansı ifadesinde baskın olan faktör, deliklerin akustik direncidir. Ortalama akış arttıkça bu değer de artmakta ve ses iletim kaybı eğrileri yükselmektedir. Oysa perforasyonun yüksek olduğu model için akışın artmasının bahsedilen yöndeki etkisi sınırlıdır.

Gerçek kullanımda içten patlamalı motorların gürültüsünü azaltmakta kullanılan susturuculardaki akış hızlarının 0.2 Mach olabildiği düşünüldüğünde, porositenin etkisi daha iyi anlaşılır. Yüksek iletim kaybı için düşük porosite değerleri seçilmesi gerekse de, çapraz akış hali için bu durum akışa bağlı olarak yüksek basınç kayıplarını (geri basıncı) da beraberinde getirir. Önceki bölümlerde de değinildiği üzere geri basıncın ve iletim kaybının optimize edilmesi susturucu tasarımının en önemli uğraşlarından biridir.

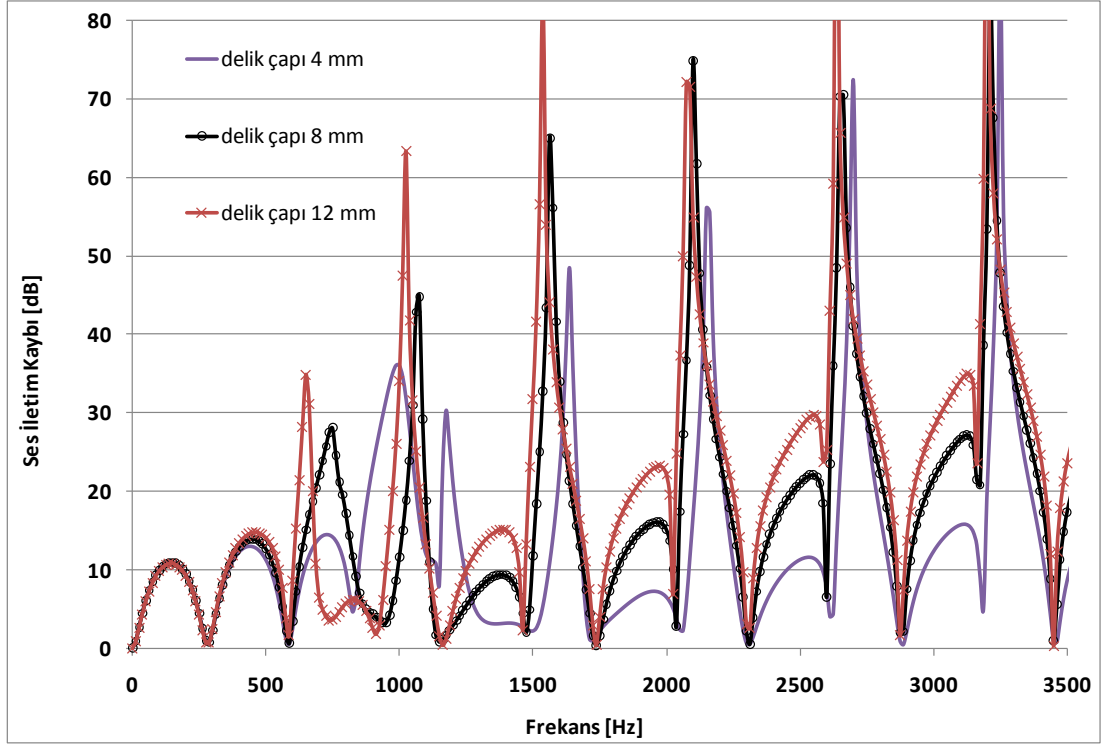


Şekil 5.6 : Yüksek porositedeki susturucuda akışın etkisi

5.1.3 Delik çapının etkisi

Bu kısımda perforasyondaki delik çaplarının susturucuların akustik performansına etkileri incelenmiştir. Delik çapı parametresi (2.29)-(2.31) eşitliklerinde ifade edilen perforasyon empedansı ifadesinde yer alır. Akış koşullarında dikkate değer bir öneme sahip olan bu parametrenin incelenmesi için, aynı porositeye sahip ancak farklı delik çaplarında ve farklı delik sayılarında susturucu modellerine ait iletim kaybı eğrileri oluşturulmuştur.

Şekil 5.7'den görüldüğü üzere delik çapları değiştirilerek iletim kaybı eğrisi değiştirilebilmektedir. Ancak özellikle ortalama akışın olduğu koşullarda diğer parametrelere nazaran bu parametrenin etkisi sınırlıdır.

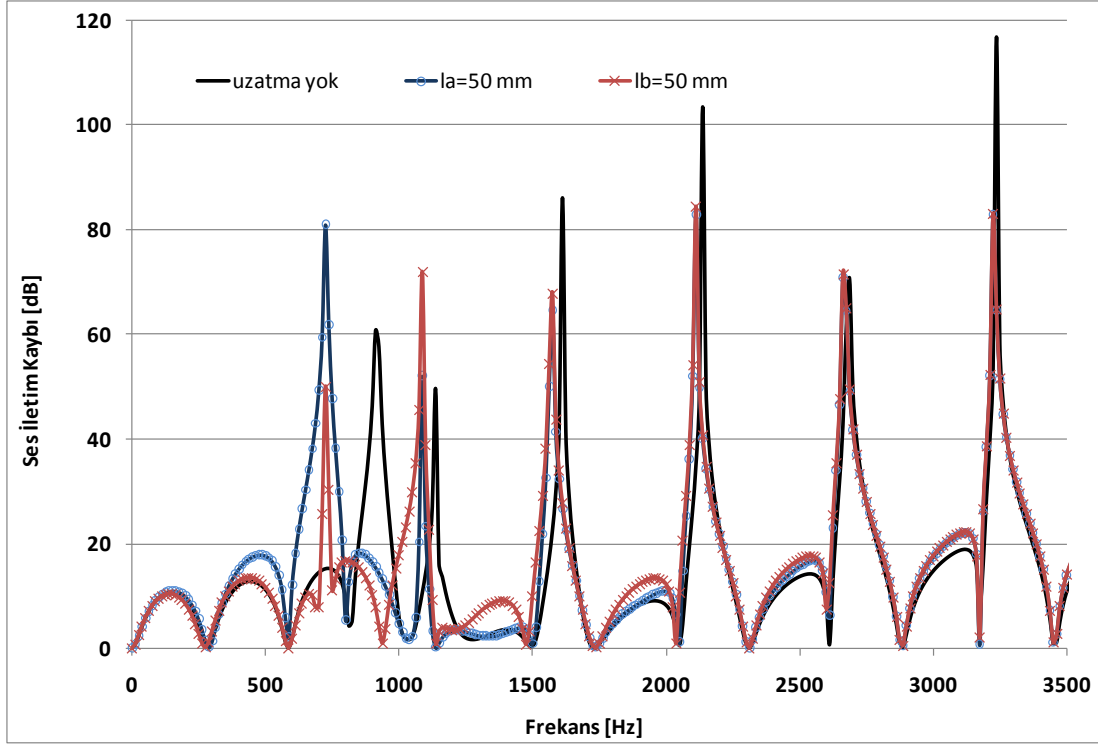


Şekil 5.7 : Susturucularda delik çapının etkisi

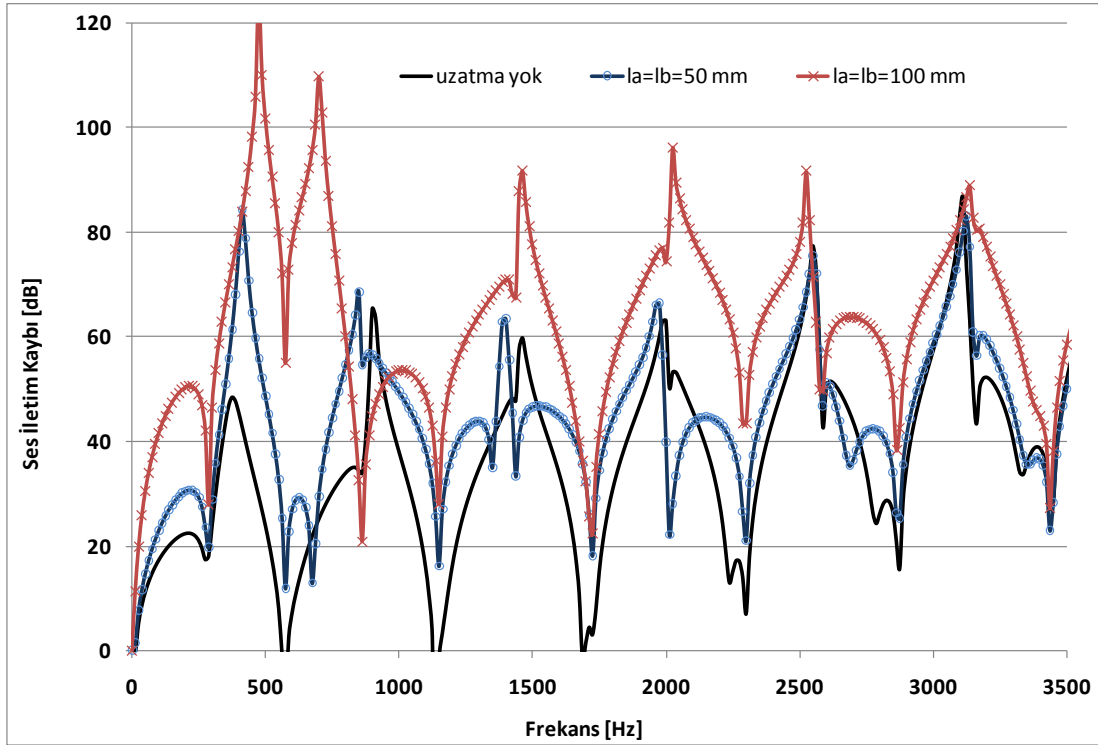
5.1.4 Uzatılmış boru etkisi

Uzatılmış boru etkisi, perforasyonlu susturucularda, içeride yer alan borunun başlangıç ve sonunda perforasyonsuz bölge bırakılması ile sağlanır. Böylelikle gövde içerisinde kalan belirli bir hacmin rezonansa girmesi sağlanır. Konu ilgili yapılan çalışmalar iletim kaybı eğrisi üzerinde uzatılmış boru etkisinin önemli etkisi olduğunu göstermektedir. Denklemler üzerinde bu etki sınır şartı olarak yansıtılmış ve incelenmiştir. Bu durumun incelenmesi amacı ile Şekil 2.6 'da tanımlanmış olan l_a ve l_b uzunluğunda uzatılmış boru etkisine sahip susturucuların iletim kaybı eğrileri elde edilmiştir. Bu eğrilerin uzatılmış boru etkisine sahip olmayan susturucuya ait iletim kaybı eğrisi ile karşılaştırılması Şekil 5.8'de verilmiştir.

Şekil 5.8'de görülmektedir ki uzatılmış boru etkisi, özellikle düşük frekans bölgesinde iletim kaybı eğrisinde etkili bir parametredir. Bu parametre değiştirilerek susturucunun yüksek performans beklenen frekans bölgesine göre tasarımı mümkün olmaktadır. Aynı etki akışın var olduğu koşullarda da mevcuttur. Şekil 5.9'da 3% porosite ve 0.2 Mach ortalama akışın var olduğu durumda, iletim kaybı eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 5.8 : Perforasyonlu susturucularda l_a ve l_b uzatılmış boru etkisi

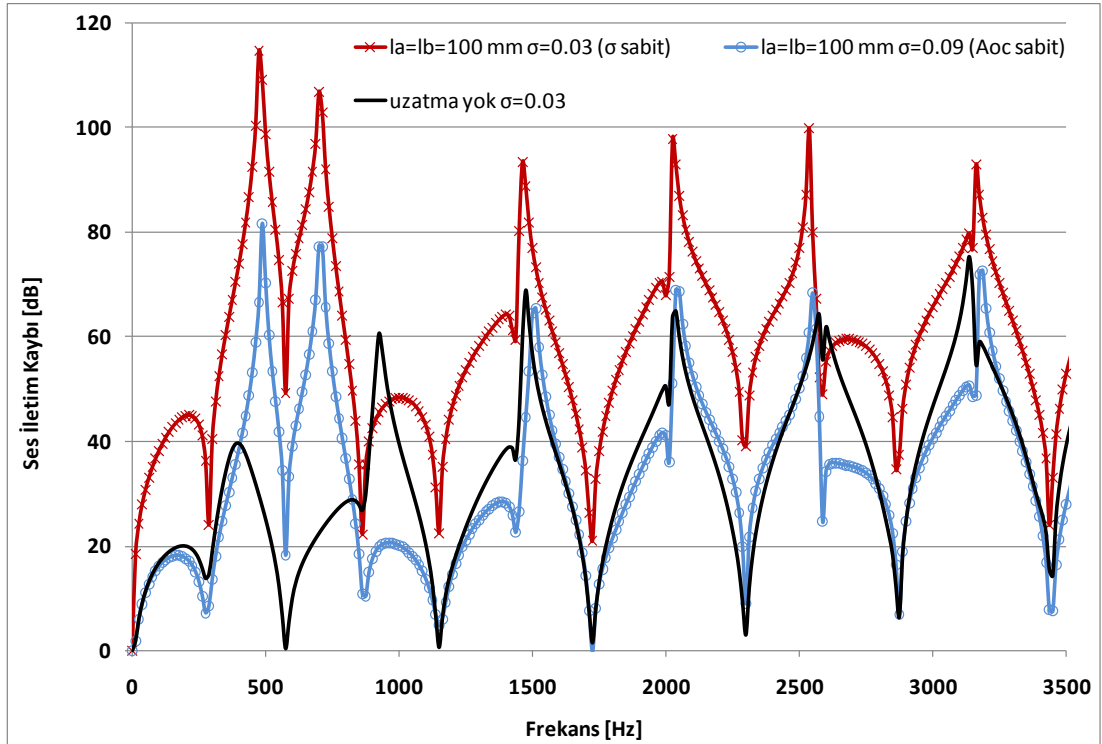


Şekil 5.9 : Perforasyonlu susturucularda akış altında l_a ve l_b uzatılmış boru etkisi.

Şekil 5.9’da görüldüğü üzere uzatma etkisi, akışın var olduğu durumda iletim kaybı eğrilerinde önemli yükselişler yaratmaktadır. Ancak bu durum bir açıdan sanal bir artışı da beraberinde getirmektedir. Porosite sabit olarak varsayılırsa, uzatılmış

(perforasyonsuz) bölge arttırıldığında akışın geçebileceği alan küçülmektedir. Diğer bir ifade ile açık alan oranı A_{oc} , porosite sabit olmasına rağmen perforasyon uzunluğu azaldığı için azalmaktadır. Uzatılmış boru etkisinin olmadığı şartlarda porosite ile aynı fiziksel anlama gelen açık alan oranı, uzatılmış boru etkisi olduğunda porosite ile ayrılmaktadır. Tüm bu veriler ışığında, porosite yerine açık alan oranı temel alınarak inceleme yapılması daha faydalıdır.

Şekil 5.10'da bu durumun değerlendirilmesi için sabit porosite ($\sigma=3\%$ $A_{oc}=21.1\%$) ve sabit açık alan oranında ($\sigma=9\%$ $A_{oc}=63.3\%$) uzatılmış etkiye sahip model, uzatılmış etki olmayan susturucu ile ($\sigma=3\%$ $A_{oc}=63.3\%$) karşılaştırılmıştır. Açık alan oranının perforasyonlu susturucularda geri basıncın en önemli nedeni olduğu düşünüldüğünde, tasarımı sınırlayan sabit geri basınç oranı için, uzatılmış boru etkisi de sınırlı olacaktır.

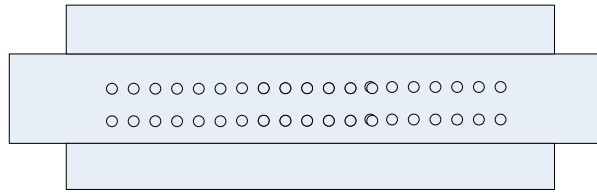


Şekil 5.10 : Perforasyonlu susturucularda sabit σ , ve sabit A_{oc} için uzatılmış boru etkisi.

Şekil 5.10'da görüldüğü üzere sabit porosite için genliklerde önemli bir yükseliş mevcutken sabit A_{oc} oranı için genlikler çok değişmemekte ancak tepe noktalarının frekansları değişmektedir.

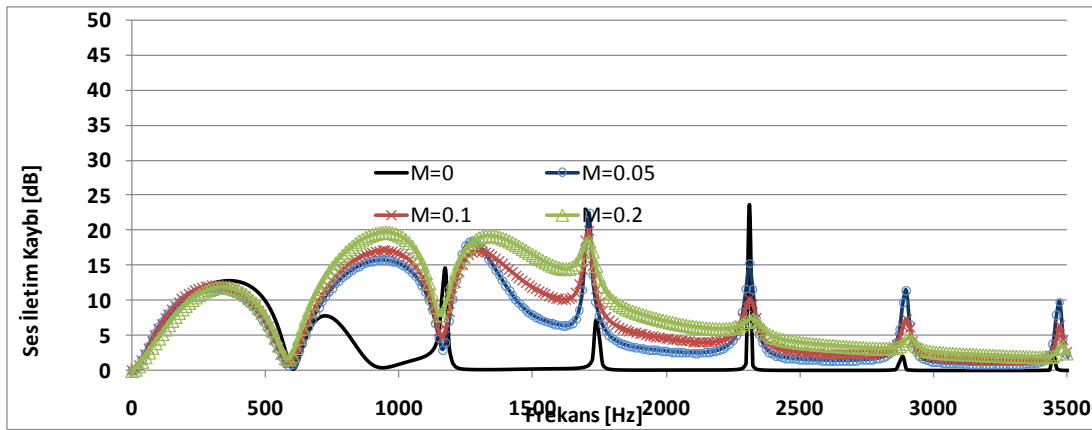
5.1.5 Doğrudan akışlı rezonatörlerde tasarım parametrelerinin etkisi

Bu bölümde, çalışılan çapraz akışlı susturucu modelinin yanında, doğrudan akışlı rezonatörlere ait akustik özellikler elde edilmiştir. Şekil 5.11’de bu susturuculara ait gösterim mevcuttur. Bu tip susturucularda gürültü indirgenmesi gövde içerisindeki hava hacminin rezonansı ile mümkün olmaktadır. Çapraz akışlı modellere göre, doğrudan akışlı susturucularda baskın olan, gövde hacminin kapasitif etkisidir ve perforasyon empedansı, sıyırarak akış (grazing) mevcut olduğu için (2.31) denklemleri ile belirlenir.



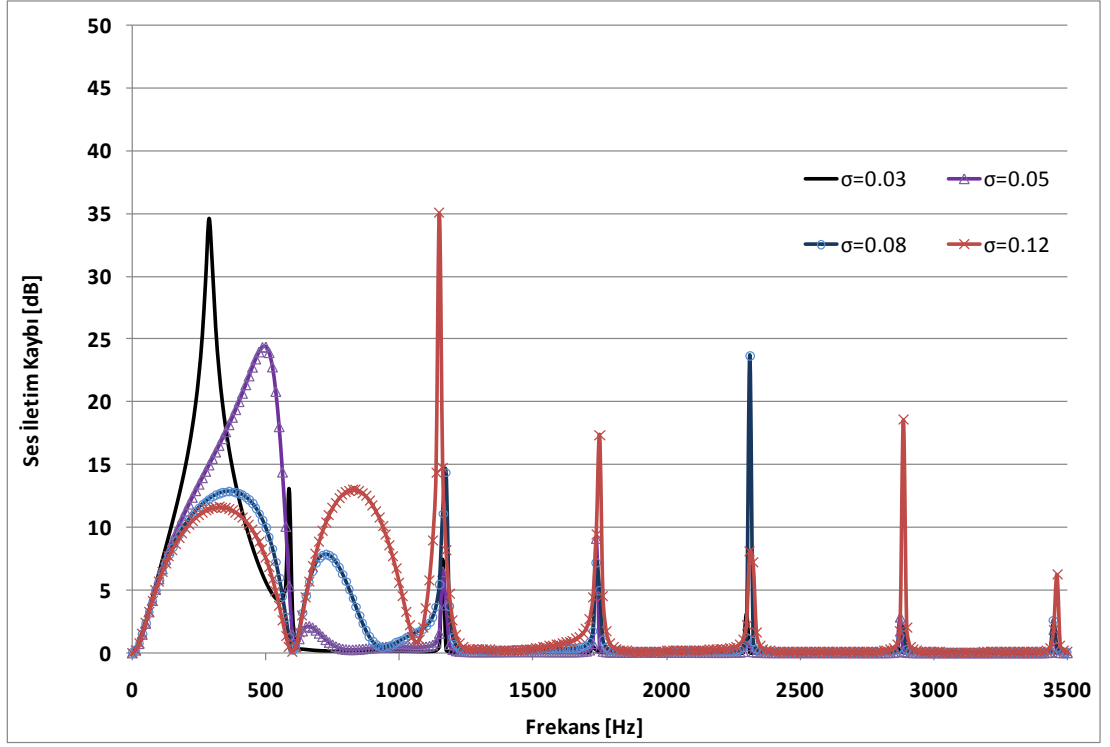
Şekil 5.11 : Doğrudan akışlı rezonatör susturucu modeli.

Şekil 5.12’de uzunluğu 300 mm ve 8% porositedeki susturucuya ait, farklı akış hızları için elde edilen iletim kaybı eğrileri gösterilmiştir. Ortalama akış, deliklerin içerisinde geçmediği için, akışın iletim kaybı üzerindeki etkisi çapraz akışlı modele göre oldukça sınırlıdır.



Şekil 5.12 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucuda akışın etkisi

Geri basınç etkisinin oldukça küçük olduğu bu susturucular, genellikle taşıtlarda susturucu sisteminden önce baskın frekans bileşenindeki gürültünün indirgenmesinde kullanılırlar ve porosite değiştirilerek istenen frekansa ayarlanırlar. Şekil 5.13’de farklı porositedeki susturuculara ait iletim kaybı eğrileri gösterilmektedir.



Şekil 5.13 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucularda porositenin etkisi.

5.2 Akış Sonuçları

Deneysel çalışmaların sonucunda elde edilen verilere göre, çapraz akışlı modelde geri basınç önemli seviyelerde olabilmektedir. Geri basınç yüksek oranda açık alan oranına bağlı olmakla birlikte, perforasyon deliklerinin çapları da etkili olmaktadır. Akış ölçümlerinden elde edilen bir diğer sonuç ise açık alan oranının 1’den büyük olduğu durumlarda basınç kaybının fazla değişmemesidir. Açık alan oranı arttıkça porositenin artması dolayısı ile akustik özelliklerin kötüleştiği düşünülürse, perforasyonlu susturucu tasarımının açık alan oranının 1’e yakın olduğu değerlerde yapılması gereklidir. Daha yüksek değerlerde akustik özellikler kötüleşirken, akış özellikleri fazla değişmeyecektir. Daha düşük değerlerde ise, akustik özelliklerin yükselmesine karşılık, basınç kayıpları dramatik olarak yükselecek ve izin verilen değerlerin üzerine çıkacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **TS-ISO 14163**, 1988. Susturucularla gürültü kontrolü için kılavuz, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [2] **Sullivan, J.W. and Crocker M.J.**, 1978. Analysis of concentric tube resonators having unpartitioned cavities. *Journal of Society of America*. Vol. **64**, pp.207-215
- [3] **Sullivan, J.W.**, 1979. A method of modelling perforated tube muffler components. I: Theory. *Journal of Society of America*. Vol. **66**, pp. 772-778.
- [4] **Sullivan, J.W.**, 1979. A method of modelling perforated tube muffler components. II: Applications. *Journal of Society of America*. Vol. **66**, pp. 779-788.
- [5] **Yam, K. and Jamayaran K.**, 1981. Decoupling approach to modelling perforated tube muffler components. *Journal of Society of America*. Vol. **73(4)**, pp. 390-396.
- [6] **Munjal M. L.**, 1987. Acoustics of Ducts and Mufflers John Wiley & Sons, New York
- [7] **Peat K. S.**, 1988. Decoupling approach to modelling perforated tube muffler components. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **123** pp. 199-212.
- [8] **Munjal M. L. and Kar. T.**, 2004. Generalized analysis of a muffler with any number of interacting ducts. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **285(3)**, pp. 585-596.
- [9] **Dokumaci E.**, 1996. Matrix approach to acoustic analysis of perforated multiple pipe mufflers carrying mean flow. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **191(4)**, pp. 505-518.
- [10] **Panigrahi S.N. and Munjal M. L.**, 2004. Backpressure considerations in designing of cross flow perforated-element reactive silencers *Noise Control Engineering Journal*,. Vol. **55(6)**, pp. 504-515.
- [11] **Randall R.B.**, 2003. Industrial noise control and Acoustics
- [12] **Rao K. L.**, 1986. Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **108** pp. 283-295
- [13] **MSC. ACTRAN**, 2004 User Manual.
- [14] **Akbaş . A.**, 2005. Susturucuların akustik performanslarının incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
- [15] **Chung J. Y. Blaser D.A.**, 1980. Transfer Matrix Method of Measuring In-Duct Acoustic Properties: I. Theory. *Journal of Society of America*. Vol. **68(3)**, pp. 907-913.

- [16] **Chung J. Y. Blaser D.A.**, 1980. Transfer Matrix Method of Measuring In-Duct Acoustic Properties: II:Experiment. *Journal of Society of America*. Vol. **68(3)**, pp. 914-921.
- [17] **Y. Ryu**, 2005. Transmission loss measurements of exhaust system using 4 microphones. Bruel&Kæjer University, Denmark
- [18] **O. Olivieri, J.S. Bolton.**, 2006. Measurement of Transmission Loss of Materials Using A Standing Wave Tube. Hawaii, USA : Proceedings of Intenoise,
- [19]. **P.O.A.L. Davies, M.F. Harrison, H.J. Collins.**, 1997. Acoustic Modelling of Multiple Path Silencers with Experimental Validations. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **200(2)**, pp. 195-225.
- [20] **Erol H., Saf O.**, 2008. Experimental Studies On Acoustic Attenuation And Pressure Loss Characteristics Of Perforated Pipes In An Expansion Chamber. 16th *International Congress on Sound and Vibration*, July 5-9, Krakow, Polonya.
- [21] **DBFA Suite**, 2008. User Manual.
- [22] **ASTM E 1050:08**, 2008. Standart test method for impedance and absorbtion of acoustical materials using a tube, two microphones and a digital Frequency Analysis System. *American National Standart Institute*, Newyork.
- [23] **TS ISO 10534-2**, 2003. Empedans borularındaki Ses absorbsiyon katsayısının ve empedansın tayini – Bölüm 2 : Aktarım Fonksiyonu metodu. *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [24]. **TS ISO 5167-4**, 2006. Borularda akışkan akışının ölçülmesi – sıvılar için - dolu akan daire kesitli borular içerisine yerleştirilen basınç farkı cihazları ile -Bölüm 4: venturi tüpleri. *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Orçun SAF

Doğum Yeri ve Tarihi: İzmir 20.09.1983

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Yayın Listesi:

- **Haluk Erol, Orçun Saf,** 2008: Experimental Studies On Acoustic Attenuation And Pressure Loss Characteristics Of Perforated Pipes In An Expansion Chamber. 16th *International Congress on Sound and Vibration* , July 5-9, Krakow, Polonya.