

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**REZONATÖR TİP SUSTURUCULARIN
AKIŞ VE AKUSTİK ETKİNLİĞİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Muttalip Aşkın TEMİZ
(503091412)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

MAYIS 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503091412** numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Muttalip Aşkın TEMİZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**REZONATÖR TİP SUSTURUCULARIN AKIŞ VE AKUSTİK ETKİNLİĞİNİN GELİŞTİRİLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

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

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ahmet GÜNEY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Erdem Uzunsoy
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **2 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **8 Haziran 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tezin başından beri beni yönlendirerek, bilgi ve birikimini benimle paylaşan sayın hocam Prof. Dr. Haluk EROL'a; tez kapsamında yazılan programda sıkıştığım kritik noktalarda bana yardımcı olan sayın Hüseyin YURTSEVEN'e; yine programlama diliyle ilgili her sıkıştığım sorunda yardımını esirgmeyen kıymetli arkadaşım Mustafa Özmen YILDIZ'a ve son olarak da, teze ilk başladığım günden beri, bütün gelişmeleri benimle birlikte yaşayan ve desteğini sürekli hissettiğim sevgili aileme sonsuz teşekkürler.

Mayıs 2012

Muttalip Aşkın TEMİZ
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.3 Ses Dalgaları ve Susturucuların Sınıflandırılması	4
1.4 Susturucu Tasarımında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar	6
1.5 Reaktif Susturucu Elemanları ve Sınıflandırılması	8
1.5.1 Tek kanallı (2-Port) susturucu elemanları.....	8
1.5.2 İki kanallı perfore susturucu elemanları.....	9
1.5.3 Üç kanallı perfore susturucu elemanları	9
1.6 Susturucu Tasarım Parametreleri	9
2. TEORİK ESASLAR	11
2.1 Harmonik Düzlemsel Dalga Modeli	11
2.1.1 Sürtünmesiz ve durgun akustik ortam.....	11
2.1.1.1 Süreklilik denkleminin elde edilmesi.....	12
2.1.1.2 Dinamik denge (momentum) denkleminin elde edilmesi	13
2.1.1.3 Enerji denkleminin elde edilmesi.....	16
2.1.1.4 Tek boyutlu dalga denkleminin elde edilmesi	21
2.1.2 Sürtünmesiz ve sabit hızla akan akustik ortam	24
2.2 Transfer Matrisi Metodu	26
2.3 Akustik Performans Parametreleri	29
2.3.1 Ekleme kaybı (IL)	30
2.3.2 Gürültü azaltımı (LD ya da NR)	30
2.3.3 İletim kaybı (TL).....	30
2.3.4 Transfer matrisinden iletim kaybı değerlerinin hesaplanması	31
2.4 Basınç Kaybı	32
2.5 Susturucu Elemanlarının Transfer Matrisleri	35
2.5.1 Tek kanallı (2-Port) elemanlar	35
2.5.1.1 Sabit yarıçaplı boru	35
2.5.1.2 Ani genişleme.....	37
2.5.1.3 Ani daralma.....	39
2.5.1.4 Uzatılmış ani genişleme	41
2.5.1.5 Uzatılmış ani daralma	43
2.5.1.6 Ters genişleme	45
2.5.1.7 Ters daralma.....	47
2.5.1.8 Genişleme odası	48

2.5.1.9 Girişte uzatılmış genişleme odası.....	50
2.5.1.10 Çıkışta uzatılmış genişleme odası	52
2.5.1.11 İki uçta uzatılmış genişleme odası	53
2.5.1.12 Helmholtz rezonatörü	55
2.5.1.13 Boru üstü boşluk.....	56
2.5.1.14 Herschel-Quincke tüpü.....	57
2.5.2 İki kanallı perfore elemanlar	60
2.5.2.1 Eş merkezli tüp rezonatör.....	65
2.5.2.2 Çapraz akış - genişleme.....	67
2.5.2.3 Çapraz akış - daralma	69
2.5.2.4 Ters akış – genişleme	71
2.5.2.5 Ters akış – daralma	73
2.5.2.6 Ters akış, açık uç – genişleme.....	75
2.5.2.7 Ters akış, açık uç – daralma	78
2.5.2.8 Uzatılmış perfore çıkış	82
2.5.2.9 Uzatılmış perfore giriş.....	84
2.5.3 Üç kanallı perfore elemanlar	86
2.5.3.1 Çapraz akış – kapalı uç.....	91
2.5.3.2 Ters akış – kapalı uç.....	94
2.5.3.3 Çapraz akış – açık uç.....	97
2.5.3.4 Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç	101
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR.....	109
3.1 Programın Algoritması	109
3.2 Programın Ana Sayfası.....	112
3.3 Susturucu Elemanı Tasarım Penceresi	113
3.4 Programın Özellikleri ve Kullanım Talimatı.....	115
4. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR.....	119
4.1 İletim Kaybı Değerlerinin Teorik Verilerle Karşılaştırılması	119
4.1.1 Çapraz akış – kapalı uç.....	119
4.1.2 Ters akış – kapalı uç.....	121
4.1.3 Çapraz akış – açık uç.....	122
4.1.4 Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç	124
4.2 İletim Kaybı Değerlerinin Deneysel Verilerle Karşılaştırılması	126
4.3 Basınç Kaybı Değerlerinin Karşılaştırılması.....	127
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	131
5.1 Sonuçlar.....	131
5.2 Öneriler.....	133
KAYNAKLAR	135
ÖZGEÇMİŞ.....	137

KISALTMALAR

<i>f</i>	: Frekans
IL	: Ekleme Kaybı (Insertion Loss)
LD	: Gürlü Azaltımı (Level Difference)
NR	: Gürlü Azaltımı (Noise Reduction)
TL	: İletim Kaybı (Transmission Loss)
TMM	: Transfer Matrisi Metodu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Eşmerkezli tüp rezonatörle, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	67
Çizelge 2.2 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanı, ters genişleme elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	76
Çizelge 2.3 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanı, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	77
Çizelge 2.4 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanı, ters genişleme elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	77
Çizelge 2.5 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanı, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	78
Çizelge 2.6 : Ters akış, açık uç – daralma elemanı, ters daralma elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	79
Çizelge 2.7 : Ters akış, açık uç – daralma elemanı, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	81
Çizelge 2.8 : Ters akış, açık uç – daralma elemanı, ters daralma elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	81
Çizelge 2.9 : Ters akış, açık uç – daralma elemanı, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	81
Çizelge 2.10 : Uzatılmış perfore çıkış elemanı, uzatılmış ani daralma elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	83
Çizelge 2.11 : Uzatılmış perfore çıkış elemanı, eş merkezli tüp elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	83
Çizelge 2.12 : Uzatılmış perfore giriş elemanı, eş merkezli tüp elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	85
Çizelge 2.13 : Uzatılmış perfore giriş elemanı, uzatılmış ani genişleme elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.	85
Çizelge 2.14 : Çapraz akış – açık uç elemanının parametreleriyle, ters genişleme elemanının parametrelerinin eşleştirilmesi.	98
Çizelge 2.15 : Çapraz akış – açık uç elemanının parametreleriyle, ters daralma elemanının parametrelerinin eşleştirilmesi.	98
Çizelge 2.16 : R_1 matrisini elde etmek için çapraz akış – açık uç elemanı sabit yarıçaplı boru elemanı arasında parametre eşleştirilmesi.	100
Çizelge 2.17 : R_3 matrisini elde etmek için çapraz akış – açık uç elemanı sabit yarıçaplı boru elemanı arasında parametre eşleştirilmesi.	100
Çizelge 2.18 : R_5 matrisini elde etmek için çapraz akış – açık uç elemanı sabit yarıçaplı boru elemanı arasında parametre eşleştirilmesi.	101
Çizelge 2.19 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının parametreleriyle, iki kanal perfore elemanın parametrelerinin eşleştirilmesi (A matrisi).	103
Çizelge 2.20 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının parametreleriyle, iki kanal perfore elemanın parametrelerinin eşleştirilmesi (C matrisi).	103

Çizelge 3.1 :	Şekil 3.3’te gösterilen numaralandırılmış bölgelerin açıklamaları.....	113
Çizelge 3.2 :	Şekil 3.4’te gösterilen numaralandırılmış bölgelerin açıklamaları.....	115
Çizelge 4.1 :	Çapraz akış – kapalı uç elemanının parametrik değerleri.	119
Çizelge 4.2 :	Ters akış – kapalı uç elemanının parametrik değerleri.....	121
Çizelge 4.3 :	Çapraz akış – açık uç elemanının parametrik değerleri.....	123
Çizelge 4.4 :	Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının parametrik değerleri..	124
Çizelge 4.5 :	Saf’ın tezinde kullandığı Prototip 1’in parametrik değerleri.....	126
Çizelge 4.6 :	Prototip A’nın parametrik değerleri..	127
Çizelge 4.7 :	Prototip B’nin parametrik değerleri.....	128

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Aynı frekansta, aynı genlikte ancak ters fazda olan iki ses dalgasının birbirini sönmülmesi.	5
Şekil 1.2 : Susturucuların sınıflandırılması.	5
Şekil 2.1 : Sonsuz küçük hacim elemanı ve içinden kütle akışı.	12
Şekil 2.2 : Sonsuz küçük hacim elemanı ve üzerine uygulanan basınç kuvvetleri.	14
Şekil 2.3 : Akustik eleman ve durum değişkenlerinin gösterimi.	27
Şekil 2.4 : İki akustik eleman ve onlar arasında bağlantıyı gösteren durum değişkenleri.	28
Şekil 2.5 : m tane akustik eleman ve onlar arasında bağlantıyı gösteren durum değişkenleri	28
Şekil 2.6 : Temsili bir susturucu sisteminde akışın gösterilmesi.	32
Şekil 2.7 : Sabit yarıçaplı borunun şematik gösterimi.	35
Şekil 2.8 : Ani genişleme elemanının şematik gösterimi.	38
Şekil 2.9 : Ani daralma elemanının şematik gösterimi.	39
Şekil 2.10 : Uzatılmış ani genişleme elemanının şematik gösterimi.	41
Şekil 2.11 : Uzatılmış ani daralma elemanının şematik gösterimi.	43
Şekil 2.12 : Ters genişleme elemanının şematik gösterimi.	45
Şekil 2.13 : Ters daralma elemanının şematik gösterimi.	47
Şekil 2.14 : Genişleme odası elemanının şematik gösterimi.	49
Şekil 2.15 : Girişte uzatılmış genişleme odası elemanının şematik gösterimi.	50
Şekil 2.16 : Çıkışta uzatılmış genişleme odası elemanının şematik gösterimi.	52
Şekil 2.17 : Çıkışta uzatılmış genişleme odası elemanının şematik gösterimi.	54
Şekil 2.18 : Helmholtz rezonatörü elemanının şematik gösterimi.	55
Şekil 2.19 : Boru üstü boşluk elemanının şematik gösterimi.	57
Şekil 2.20 : Herschel-Quincke tüpü elemanının şematik gösterimi.	58
Şekil 2.21 : İki kanallı perfore bir elemanın, ortak perfore bölümünün şematik gösterimi.	61
Şekil 2.22 : Eş merkezli tüp rezonatör elemanının şematik gösterimi.	66
Şekil 2.23 : Çapraz akış – genişleme elemanının şematik gösterimi.	68
Şekil 2.24 : Çapraz akış – daralma elemanının şematik gösterimi.	70
Şekil 2.25 : Ters akış – genişleme elemanının şematik gösterimi.	71
Şekil 2.26 : Ters akış – daralma elemanının şematik gösterimi.	73
Şekil 2.27 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanının şematik gösterimi.	75
Şekil 2.28 : Ters akış, açık uç – daralma elemanının şematik gösterimi.	79
Şekil 2.29 : Uzatılmış perfore giriş elemanının şematik gösterimi.	82
Şekil 2.30 : Uzatılmış perfore giriş elemanının şematik gösterimi.	84
Şekil 2.31 : Üç kanallı perfore susturuculardaki ortak perfore bölgenin şematik gösterimi.	87
Şekil 2.32 : Çapraz akış – kapalı uç elemanının şematik gösterimi.	91
Şekil 2.33 : Ters akış – kapalı uç elemanının şematik gösterimi.	94
Şekil 2.34 : Çapraz akış – açık uç elemanının şematik gösterimi.	97

Şekil 2.35 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının şematik gösterimi.	102
Şekil 3.1 : İletim kaybının hesaplanma yolunu gösteren algoritma şeması.	110
Şekil 3.2 : Basınç kaybının hesaplanma yolunu gösteren algoritma şeması.	111
Şekil 3.3 : Tez kapsamında yazılan programın ana sayfası.	112
Şekil 3.4 : Ters akış – genişleme elemanının tasarım penceresi.	114
Şekil 4.1 : SIDLAB [®] ’de oluşturulan çapraz akış – kapalı uç modeli.	120
Şekil 4.2 : Çapraz akış – kapalı uç elemanı için, SIDLAB [®] ’den elde edilen $TL-f$ grafiği.	120
Şekil 4.3 : Çapraz akış – kapalı uç elemanı için, tez kapsamında yazılan programdan elde edilen $TL-f$ grafiği.	121
Şekil 4.4 : SIDLAB [®] ’de oluşturulan ters akış – kapalı uç modeli.	121
Şekil 4.5 : Ters akış – kapalı uç elemanı için, SIDLAB [®] ’den elde edilen $TL-f$ grafiği.	122
Şekil 4.6 : Ters akış – kapalı uç elemanı için, tez kapsamında yazılan programdan elde edilen $TL-f$ grafiği.	122
Şekil 4.7 : SIDLAB [®] ’de oluşturulan çapraz akış – açık uç modeli.	123
Şekil 4.8 : Çapraz akış – açık uç elemanı için SIDLAB [®] ’den elde edilen $TL-f$ grafiği.	123
Şekil 4.9 : Çapraz akış – açık uç elemanı için tez kapsamında yazılan programdan elde edilen $TL-f$ grafiği.	124
Şekil 4.10 : SIDLAB [®] ’de oluşturulan çapraz akış – uzatılmış kapalı uç modeli. ...	124
Şekil 4.11 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanı için SIDLAB [®] ’den elde edilen $TL-f$ grafiği.	125
Şekil 4.12 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanı için tez kapsamında yazılan programdan elde edilen $TL-f$ grafiği.	125
Şekil 4.13 : Tıkalı susturucu prototipinin geometrik uzunlukları.	126
Şekil 4.14 : Tıkalı susturucu elemanının deneysel ve teorik iletim kaybı sonuçları.	127
Şekil 4.15 : Prototip A’nın deneysel ve teorik basınç kayıpları.	128
Şekil 4.16 : Prototip B’nin deneysel ve teorik basınç kayıpları.	129

REZONATÖR TİP SUSTURUCULARIN AKIŞ VE AKUSTİK ETKİNLİĞİNİN GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Bu tezin konusu, çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan gürültünün azaltılmasını kapsamaktadır. Günlük hayatta karşılaşılan bir çok kaynaktan ortama yayılan ve çevresel gürültüye sebep olan bu istenmeyen seslerin ortadan kaldırılması veya düzeylerinin düşürülmesi için, çeşitli çözüm önerileri getirilmiştir. Bu önerilerden en çok kabul göreni, kaynakta üretilen gürültüye uygun şekilde tasarlanmış bir susturucu kullanmaktır. Bu tasarım oldukça uzun ve zorlu bir süreç olduğu için, bu tezde susturucu tasarımının ilk adımını kolay ve hızlı bir şekilde gerçekleştirecek bir araç (bir bilgisayar programı) üretmek amaçlanmıştır.

Tez, beş bölümden oluşmaktadır. Bu bölümler ‘Giriş’, ‘Teorik Esaslar’, ‘Sayısal Çalışmalar’, ‘Parametrik Çalışmalar’ ve ‘Sonuçlar ve Öneriler’ şeklinde başlıklara ayrılmıştır.

‘Giriş’ bölümünde susturucuların çalışma prensibine dair bilgiler verilmiş, susturucuların sınıflandırılma prensibi anlatılmış, susturucu tasarımında dikkat edilmesi gereken hususlara yer verilmiş, tezin konusu hakkında önceden yapılan ve literatürde kabul gören çalışmalar özetlenmiş, tezin amacı detaylı bir şekilde ortaya konmuş ve incelenen modeller tanıtılmıştır.

‘Teorik Esaslar’ bölümünde Harmonik Düzlem Dalga Modeli ortaya konmuş, gerekli kabuller açıklanarak Tek Boyutlu Dalga Denklemi elde edilmiş, Transfer Matrisi Metodu açıklanmış, Basınç Kaybı ifadesi tartışılmış, bunun Transfer Matrisi Metodu’na nasıl uyarlanacağı açıklanmış, son olarak da tez kapsamında yazılan bilgisayar programında kullanılan bütün susturucu elemanlarının literatürde bulunan akustik ve basınç kaybı transfer matrisleri verilmiştir.

‘Sayısal Çalışmalar’ bölümünde, bu tez kapsamında yazılan bilgisayar programının iletim kaybı ve basınç kaybı grafiklerinin elde ederken kullandığı algoritma tanıtılmış; tez kapsamında yazılan programın kullanımına dair önemli noktalardan, oluşturulmasında kullanılan dilden ve teknik özelliklerinden bahsedilmiştir.

‘Parametrik Çalışmalar’ bölümünde, tez kapsamında yazılan programdan alınan sonuçlarla, diğer programların sonuçları ve literatürde daha önce elde edilip kabul görmüş çalışmaların sonuçları karşılaştırılmış; bir tasarım hedefi belirlenmiş ve bu tasarım hedefine ulaşmak için tez kapsamında geliştirilen bu program kullanılarak uygun bir susturucu tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımın sonuçları da yapılan ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

‘Sonuçlar ve Öneriler’ bölümündeyse, bu çalışmanın verdiği sonuçlar tartışılmış, karşılaştırmalarda ortaya çıkan farklılıkların sebepleri üzerine yorum yapılmış, tez kapsamında ortaya çıkarılan bu programın olası kullanım alanlarına değinilmiş, bu

alışmanın ve üretilen programın geliştirilebilmesi için neler yapılabileceğine dair önerilerde bulunulmuştur.

DEVELOPING OF FLOW AND ACOUSTIC EFFICIENCY IN RESONATOR TYPE MUFFLERS

SUMMARY

The focus of this thesis contains the reduction of noise from various sources. Several solutions have been developed in order to minimize or eliminate the undesired sound that causes environmental noise. The most adopted solution is to utilize a muffler that has been designed accordingly to the source noise characteristics. The design process of creating a new muffler is difficult and time consuming; therefore the aim of this study is to build a tool (a computer program) to achieve the first step of the designing process in less time and more ease.

This thesis contains five chapters. These are 'Introduction', 'Theoretical Basics', 'Numerical Studies', 'Parametric Studies', 'Results and Future Work'.

In 'Introduction' chapter, the aim of the thesis is introduced. Adopting a one dimensional wave approach for calculating acoustic performance and estimating the static pressure loss for reactive mufflers is the main objective of this thesis. After developing mathematical models, creating an algorithm and designing a user-friendly computer program to calculate the acoustic and flow performances is the second objective. Furthermore, general information about the working principles of mufflers and the idea behind the classification of them are described. Mufflers can be classified into two according to the energy consumption on the run. If the muffler needs energy for working, it is an 'Active' muffler, otherwise it is a 'Passive' muffler. A passive muffler is divided into three according to the way it adopts to silence the unwanted sound. If it does that using the discontinuities of the geometry, it is further classified as a 'Reactive' muffler. If the passive muffler silences the noise using dissipation principles (using absorptive materials), it is defined as an 'Absorptive' muffler. If a muffler both uses absorptive materials and the discontinuity of the geometry for silencing the sound waves, it is classified as a 'Hybrid' muffler. The last one is the mostly used type of passive muffler in the industry, but this thesis focuses on only reactive mufflers. In this chapter, also, the important points on muffler design such as acoustic performance, static pressure loss, durability, size, appearance, cost, etc. are listed; the literature survey about the subject of the thesis is summarized, and the investigated muffler elements are introduced and classified. In this thesis, reactive mufflers are classified into three according to the number of ducts between the inlet and the outlet: '2-Port Mufflers' are mufflers with single ducts. They usually have a simple geometry and their transfer matrices are easier to calculate when compared to other class members. '2 Duct Perforated Mufflers' are mufflers with a smaller duct with small holes on the surface and a bigger duct which encloses the smaller one. '3 Duct Perforated Mufflers' consists of two smaller perforated ducts that are inlet and outlet ducts and a bigger one that encloses the other two. In this chapter, the names of the elements in each class are listed.

In 'Theoretical Basics' chapter, the Planar Wave Assumption is exhibited first. The reason to adopt this assumption is to simplify the real case in order to model sound

waves with less effort. Satisfying some conditions, one dimensional wave equation can give results close enough to the three dimensional case, especially in duct acoustics. Explaining these conditions and making necessary assumptions, one dimensional wave equation is obtained using continuity, momentum and energy equations. Using the one dimensional wave equation, acoustic state variables are defined and Transfer Matrix Method is adopted. Transfer Matrix Method suggests that, an acoustic element is a 4-pole element which relates two state variables at the inlet to the ones at the outlet. Furthermore, in this chapter, the advantages and disadvantages of the Transfer Matrix Method are discussed and the appropriate systems that Transfer Matrix Method should be utilized explained. The comparison parameters for acoustic systems - Insertion Loss (*IL*), Noise Reduction / Level Difference (*NR/LD*) and Transmission Loss (*TL*) - are also introduced in this chapter and the reason for selecting *TL* among them is explained briefly. Furthermore, the way to calculate *TL* is introduced using the elements of an acoustic element's transfer matrix. Since this thesis focuses on static pressure loss due to the muffler insertion to a source, the calculation for static pressure loss is also performed in this chapter. The difference is that, a recently introduced method for calculating static pressure loss is discussed. That method suggests that, static pressure loss can be calculated using Transfer Matrix Method. Recalling that one of the aims of this work has been developing a computer program (and developing an algorithm for this purpose), using two similar methods for calculating two irrelevant values brings great ease in terms of creating an algorithm. Finally, the transfer matrices for all elements introduced in the 'Introduction' chapter are presented and the key points in calculations are described.

In 'Numerical Studies' chapter, the algorithms used for obtaining transmission loss and pressure loss performance graphs are introduced; the program developed for this thesis is explained in detail; some screenshots are provided with marked points on them in order to make the explanation more clear. Furthermore, the programming language (C#) that is used for building the program and the technical specifications of the program are discussed. Finally, a simple version of a user's manual is exhibited in this chapter, also.

In 'Parametric Studies' chapter, the results obtained from the computer program that has been developed during this thesis are compared with the ones both theoretical and experimental results. Theoretical comparison is made by using a commercial muffler design program SIDLAB[®]. SIDLAB[®] has been developed in KTH and it is used for calculations in ducts with low frequency sound waves. The most complex muffler elements in this thesis – 3 Duct Perforated Mufflers – are selected for the theoretical comparison and their *TL* graphs were obtained both in SIDLAB[®] and the program built during the thesis. It is observed that, for lower frequencies, the outcomes of the two programs are almost the same. Yet, for higher frequencies, separation happens between two graphs for the same element. This is mainly due to the validation of the 1D wave equation. Moreover, experimental comparison is made between the program built within this thesis and Orcun Saf's early work. The comparison is made for both *TL* and static pressure loss. Saf has investigated a plug muffler in his thesis, and the results from his experiments were compared with the theoretical results with the outcomes of the program. In consequence, the experimental and theoretical results match quite well for a rough design.

In 'Results and Future Work' chapter, the results obtained from the whole study are discussed; the differences occurred in comparing with other methods and studies are

commented on; the possible usage of the computer program built is mentioned and the suggestions for developing the existing program are made.

1. GİRİŞ

Gürültü kaynaklarının çoğunun, özellikle de içten yanmalı motorların çalışırken ürettiği gürültünün büyük oranda ortama yayılma yolu, kaynağın çıkış borusu üzerindendir. Her kaynağın farklı frekanslarda baskın gürültüler yaydığı da göz önünde bulundurulursa, susturucu tasarımı her frekans için tekrar edilmesi gereken hesaplardan oluşmaktadır. Bu hesapları tekrar tekrar yapmaktansa, bunun için bir algoritma geliştirip hesapları bilgisayarlara yaptırmak bir çözüm olabileceği gibi, kimi sonlu elemanlar programlarını da kullanmak çözüme ulaşmak için izlenebilecek yöntemlerdir. Ancak, istenen frekansta, istenen akustik ve akış performansını elde etmek bir optimizasyon problemi olduğu için, bu tezin doğrudan kapsamında bulunmamaktadır. Bu süreçte ortaya çıkarılan program, istenen şartları sağlayan bir susturucuyu, değişik kombinasyonlarda ardı ardına hesaplamalar yaparak elde etmeyi amaçlayan tasarımcılar için kullanışlı olabilmektedir. Elbette sonlu elemanlar analizi yapılarak tasarlanan susturucunun performansı hakkında oldukça gerçekçi bir sonuç elde edilebilir, ancak zamanın çok değerli olduğu günümüzde, güçlü bilgisayarlara rağmen, sadece tek bir susturucu elemanının bile sonlu elemanlar programıyla analizinin saatler ve günler sürebileceği de bir gerçektir. Bu tez kapsamında geliştirilen programda kullanılan yöntemse, tek boyutlu düzlem dalga kabulü ve transfer matrisi metoduna dayandığı için; her eleman için gereken hesaplama süresi saniyelerle ölçülebilmektedir. Bu durumun getirisi zamandan kazanç olduğu gibi, götürüsü de gerçek performans değerlerinden biraz uzaklaşmak olacaktır. Sonlu elemanlar ile elde edilen sonuçlarla bu tez kapsamında yazılan programın sonuçları tezin ilerleyen bölümlerinde karşılaştırılacaktır.

Tezin bu kısmında susturucular hakkında genel bilgi verilecek, tasarımda dikkat edilmesi gereken hususlardan bahsedilecek, tezin oluşturulmasında faydalanan literatür bilgileri özetlenecek, tezin amacı açıklanacak, reaktif susturucu elemanlarının nasıl sınıflandırıldığı gösterilecek ve tasarım parametreleri hakkında açıklamalar yapılacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada, tek boyutlu, sıkıştırılamaz, tam gelişmiş akış modeli kullanılarak reaktif susturucuların akustik performanslarının ve basınç kaybı değerlerinin hesaplanması amaçlanmıştır. Bu işlemler iletim kaybı için her frekansta; basınç kaybı için de her debi değerinde tekrarlanması gereken uzun işlemlerdir. Bu nedenle de, tasarım yapacak kişi için, oldukça uzun hesaplama süreleri gerekmektedir. Birbirini tekrarlayan aynı işlemleri farklı frekans ve debi değerleri için hesaplama probleminin, uygun bir araç geliştirilerek çözülmesi amaçlanmıştır.

Birbirini tekrarlayan hesaplamalar için, uygun bir metodu temel alan bir bilgisayar programı yazılması hedeflenmiştir. Bu bilgisayar programının, susturucunun geometrik değerlerini kullanıcıdan toplaması ve ilk tasarım için yeterli hassasiyette iletim kaybı ve basınç kaybı değerlerini hesaplaması amaçlanmıştır. Ayrıca, bu çalışmanın hedefi ilk tasarım adımı olduğu için de, sonuca hızlı gitmesi önemsenmiş; bunun için geliştirilecek amaca en uygun metod olan Transfer Matrisi Metodu seçilmiştir. Transfer Matrisi Metodu, analitik bir yaklaşım olması ve özellikle seri bağlı sistemlerde getirdiği işlem kolaylıkları sebebiyle istenen şartları sağlamaktadır.

Transfer Matrisi Metodu, her susturucu elemanının akustik ve akış karakteristiğini ifade eden matrislerin kullanılması esasına dayandığı için, bu methodda zor olan, kullanılan elemanların transfer matrislerini elde etmektir. Bu tezde yapılması amaçlanan; yazılacak programda kullanılmak üzere, literatürde var olan elemanların transfer matrislerini derlemek, yanlış olanları düzeltmek ve kullanılması istenen ancak literatürde bulunamayan elemanların da transfer matrislerini elde etmektir.

Doğrulama içinse; literatürde kabul görmüş sonuçlardan, mevcut ticari programlardan ve deney sonuçlarıyla yapılacak karşılaştırmalar faydalanılması amaçlanmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Davis (1954), yayınladığı NACA raporunda ilk defa susturucuları transfer matrisi methoduyla modellemiştir. Modellenen susturucu elemanları arasında genişleme odaları, uzatılmış giriş, uzatılmış çıkış ve rezonatör tip susturucular bulunmaktadır. Perfore susturucuları da düşük delik sayısı olmak koşuluyla incelemiştir.

Morfey (1971), boşluklarda akışın olduğu takdirde ses taşınımı üzerine çalışmıştır.

Munjal (1975), içindeki akustik ortamın belli bir ortalama hızla ilerlediğini kabul ederek, Ters Genişleme ve Ters Daralma elemanları için transfer matrislerini elde etmiştir.

Sullivan ve Crocker (1978), Eş Merkezli Tüp Rezonatör elemanını ele alarak, perfore susturucu elemanları için transfer matrisi elde etti. Ancak elde edilen sonuçlar, sadece durgun akustik ortam için doğrulanabilmiştir.

Sullivan (1979), yaptığı çalışmada, perfore susturucularda çarpaz akıştan kaynaklanan perforasyon empedansı için deneysel verilere dayanan bir ifade elde etmeyi başarmıştır. Bu ifadenin, perfore borunun çapına, porozitesine, frekansa, perfore borunun et kalınlığına, boru üzerindeki deliklerin çapına, perfore borunun perfore kısmının uzunluğuna ve deliklerden geçen akışkanın hızına bağlı olduğu görülmüştür.

Panicker ve Munjal (1981), Munjal'ın daha önce yapmış olduğu çalışma sonucunda elde ettiği Ters Genişleme ve Ters Daralma elemanlarının transfer matrislerini geliştirmişlerdir.

Rao ve Munjal (1986), perfore susturucular için teğet akıştan kaynaklanan perforasyon empedansını deneysel olarak hesaplayan bir ifade geliştirmişlerdir. Bu ifadenin de; perfore boru içinden geçen akışın hızına, borunun et kalınlığına, boru üzerindeki deliklerin çapına, frekansa ve poroziteye bağlı olduğu görülmüştür.

Munjal (1987), "Acoustics of Ducts and Mufflers" kitabını yayınlayarak, o tarihe kadar elde edilmiş bir çok susturucu elemanının transfer matrisini derlemiş ve bu transfer matrisleri kullanılarak bazı akustik parametrelerin nasıl elde edileceğine kitabında yer vermiştir. Ancak bu kitapta yer alan en büyük sorun, iki ve üç kanallı perfore elemanların ortak matrislerinin elde edilmesindeki özdeğer ve özvektör problemlerinin çözümünde görülmüştür. Munjal, bu konuda analitik bir çözüm önerisi getirmiştir, ancak bu da her durum için çözüm sunmamıştır. O nedenle bazı susturucu elemanlarında "akışın olmaması" gibi kabuller yapmak zorunda kalmıştır.

Peat (1988), Munjal'ın özdeğer ve özvektör sorununa, nümerik bir çözüm getirmiştir. Bu şekilde hem hesaplamaların bilgisayar ortamına aktarılması kolaylaşmış, hem de yapılan kabullerden biri ortadan kalktığı için daha doğru sonuçlar elde edilmiştir.

Gan ve Riffat (1997), perfore plakaların orifis sabitini ifade edebilmek için bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışma, çok hassas olmayan uygulamalar için, bütün deliklerin alanına eşit bir alana sahip olan büyük bir deliğin orifis sabiti birbirine yakın kabul edilebileceğini göstermiştir.

Mechel (2002), 'Formulas of Acoustics' kitabını yayınlamıştır. O tarihe kadar susturucular hakkında yayınlanmış bütün çalışmaları bir araya toplayan oldukça faydalı bir bölüm içeren bu kitap, maalesef baskı hatalarıyla doludur. Bu tezin yazıldığı tarihte dahi bu hatalı baskının bir düzeltmesi bulunmamaktadır.

Dowling ve Peat (2003), 2-Port elemanlardan oluşan bir akustik ağın çözümü için algoritma önerisinde bulunan bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmaya göre, sadece birbirine seri bağlı susturucu elemanları değil, aynı zamanda paralel bağlı elemanlar için de bir çözüm önerisi ortaya konmuştur.

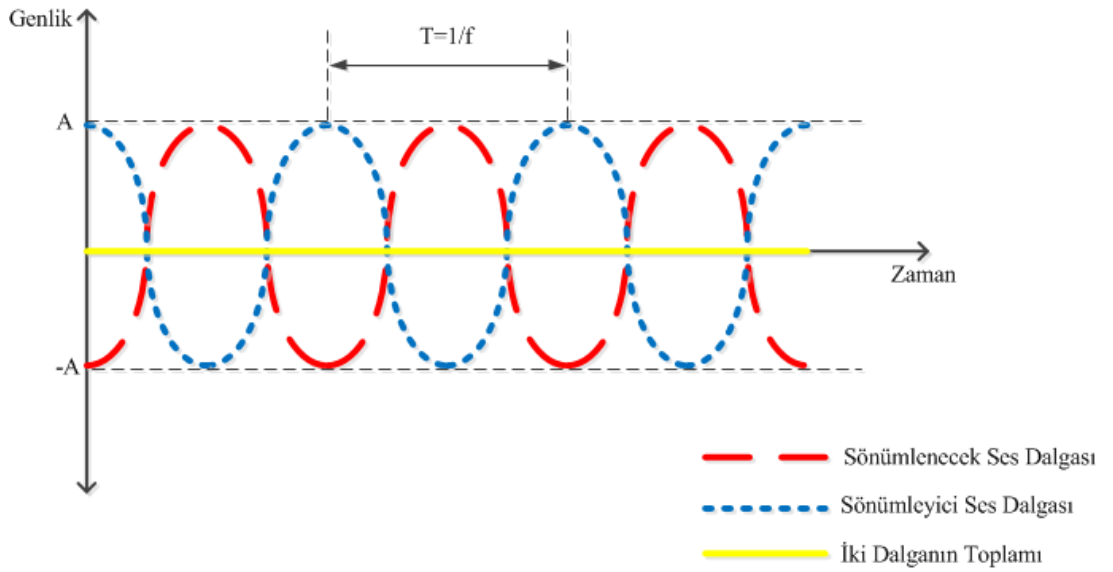
Elnady ve diğ. (2010), perfore boruları, 2-Port elemanlar kullanarak modelleyebileceklerini gösteren bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmanın temelinde, perfore elemanı doğru sonucu alabilecek kadar çok sayıda parçaya bölüp, daha sonra bunlardan bir akustik ağ oluşturmak vardır. Yapılacak bir sonraki şeyse, bu akustik ağı çözmek olacaktır. Bu yöntem kullanılarak çözülen susturucu ağlarının gerçek durumu ne kadar yansıttığı, deneysel sonuçlar ve sonlu elemanlar yöntemini kullanan program sonuçlarıyla karşılaştırılarak, çalışmanın içinde verilmiştir.

Elnady ve diğ. (2011) , susturucuların sebep olduğu basınç kaybını hesaplamak için transfer matrisi metodunu kullandılar. Belli başlı susturucu elemanları için basınç kaybı transfer matrislerinin nasıl hesaplanacağı da bu çalışmada yer almaktaydı. Yine bu çalışmanın doğrulaması da, deneysel sonuçlarla teorik sonuçların karşılaştırılması sonucu ortaya konmuştur.

1.3 Ses Dalgaları ve Susturucuların Sınıflandırılması

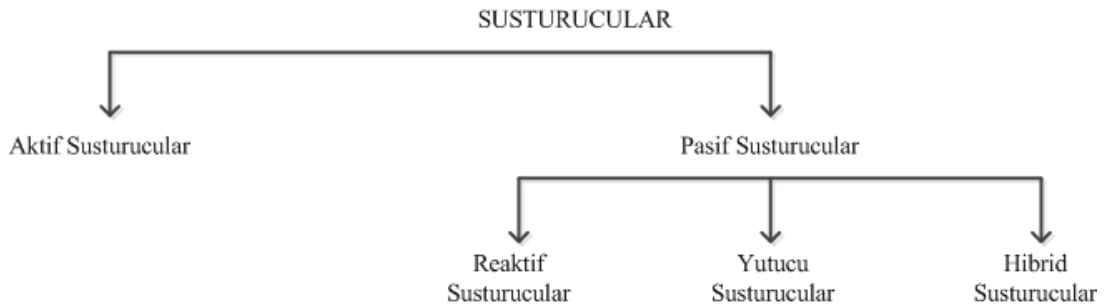
Çevresel gürültü kirliliğinin en önemli sebeplerinden biri, içten yanmalı motorlara sahip araçların motor gürültüsüdür. Bu gürültü kaynaklarından biri, motorun titreşimlerinin yapısal yollardan iletilip havaya yayılması olsa da; asıl baskın kaynak, silindirlerde yanan gazların ani basınç değişiklikleri sonucu ortaya çıkan ve egzoz sisteminden havaya yayılan gürültüdür. Susturucuların amacı, egzoz borusundan yayılan gürültüyü sönmölemektir.

Ses, dalgalar halinde yayıldığı için, onu ifade etmek için bir frekans, bir genlik ve bir referans anına göre faz açısı bilgilerinden bahsetmek gerekir. Susturucuların yaptığı iş, en kaba tabirle; mevcut ses dalgasına onunla aynı genlikte, aynı frekansta, ancak 180° 'lik bir faz farkıyla ses dalgası göndermektir. Bu iki ses dalgası birbiriyle karşılaştıklarında birbirlerini sönmüleyecekler ve gürültü ortadan kalkacaktır. Şekil 1.1'de aynı frekans ve genliğe sahip ancak 180° 'lik faz farkına sahip dalgaların birbirlerini sönmülemeleri görülebilir.



Şekil 1.1 : Aynı frekansta, aynı genlikte ancak ters fazda olan iki ses dalgasının birbirini sönmülemesi.

Susturucular, sönmüleme işlemini gerçekleştirme yollarına göre sınıflandırılır. Şekil 1.2'de bu sınıflandırma görülebilir.



Şekil 1.2 : Susturucuların sınıflandırılması.

Susturucular, sönümleme işlemi yaparken enerji harcıyorsa aktif, enerji harcamıyorsa pasif susturucu olarak isimlendirilir. Aktif susturucular, gürültünün karakterine göre kendisini ayarlayabilen ve sönümleyici sesi buna göre üreten susturuculardır. Kurulumu, bakımı ve çalıştırması kolay olmadığı için günümüzde yaygın kullanım alanları bulunmamaktadır. Araçlarda ve endüstride daha yaygın kullanılan susturucu tipi ise pasif susturuculardır. Pasif susturucular da, sesleri sönümlemek için kullandıkları yöntemlere göre reaktif, yutucu ve hibrid olarak ayrılır.

Reaktif susturucular, sönümleyici ses dalgasını geometrideki süreksizliklerden kaynaklanan akustik empedans farkıyla oluşturur. Düşük frekanslarda ve dar bant gürültü kontrolünde etkili susturucu tipidir.

Yutucu susturucular, ses enerjisini ısı enerjisine dönüştürerek akustik basınç dalgalanmalarını önler. Genelde egzoz borularının içine ve etrafına sarılan boşluklu yapıdaki susturucu malzemeleri içerir. Bu malzemelerin özelliği boşluklu yapıda olmalarıdır, bu nedenle de içinde partikül bulunan akışlarda bu boşluklara partiküller dolabilmekte ve susturucunun etkinliği azabilmektedir. Yine de, yutucu susturucular, geniş banttaki ve yüksek frekanslardaki verimleri sebebiyle birçok uygulamada tercih edilmektedir.

Reaktif ve yutucu susturucuların birleşiminden oluşan susturuculara ise hibrid susturucular denir. Bu tip susturucular, en çok karşılaşılan susturucu tipidir ve kullanılmasında güdülen amaç; reaktif susturucuların dar bantlardaki yüksek performansı ile yutucu susturucuların geniş banttaki iyi performansının birleşiminden faydalanmaktır (Potente, 2005).

1.4 Susturucu Tasarımında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

Susturucuları tasarlarken göz önünde bulundurulacak ilk kıstaslardan biri elbette akustik performanstır, ancak bu tek kıstas değildir. Tasarımcının, istenen akustik performansı sağlamanın yanında geri basınç, dayanıklılık, boyut, şekil, maliyet gibi kıstaslara da dikkat etmesi gerekmektedir.

Susturucu, gürültü kaynağının baskın olduğu frekanslardaki gürültüyü istenen seviyeye çekmeli ve bazen de istenen karaktestikteki sesi ortaya çıkarmalıdır. Gürültünün hangi şartlarda hangi seviyeleri aşamayacağı yasalarla belirtilmişken,

istenen karakteristik ses tamamen kullanıcının arzularına bağlıdır. Buna örnek olarak belli bir marka aracın egzoz sesinin belli bir karakteristiği olmasını isteyen üretici gösterilebilir. Ancak aynı aracın egzoz gürültüsünün belirlenen yasal sınırların üzerine çıkmaması gerektiği de tekrar hatırlatılmalıdır (Potente, 2005).

Basınç kaybı (ya da geri basınç), egzoz sisteminde ilerlemekte olan havanın, geometrideki süreksizlikler sonucunda üzerine uygulanan fazladan statik basınçtır. Yanma gerçekleşikten sonra, egzoz gazları, yanma odasındaki basınç ile atmosfer basıncı arasındaki fark sayesinde dışarı atıldığı için, geri basınç ne kadar artarsa bu gazların atımı da o kadar zorlaşacaktır. Bu durum da motorun performansını düşüren bir etkidir. Diğer taraftan, etkinliği fazla olan reaktif susturucuların geri basınçlarının da yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle tasarımcı, istenen akustik performansı elde ederken geri basıncın seviyesine de dikkat etmek durumundadır (Potente, 2005).

Susturucu tasarımında, susturucunun ne kadar süreyle tasarlanan performansta çalışacağı da önemli etkenlerden biridir. Özellikle otomotiv endüstrisinde, egzoz çıkış sıcaklığının 750°C olduğu ve bu gazların içinde bolca yanmamış karbon partikülü olduğu düşünülünce; yutucu susturucuların tıkanması ya da yanması söz konusu olabilmektedir. Bu nedenle seçilecek malzemeler iyi belirlenmeli ve tıkanmaya karşı düzenli aralıklarla kontrollerinin yapılması gerekmektedir. Reaktif susturucularda ise yanacak ya da tıkanacak bir malzeme bulunmadığı için, paslanmaz çelik kullanıldığı takdirde dayanıklılık sorunuyla karşılaşmamaktadır (Potente, 2005).

İlk bakışta, bir susturucunun boyutları, susturulmak istenen gürültüye bağlıdır. Ancak, ne kadar iyi tasarlanmış olursa olsun, eğer susturucu araçta kendi için ayrılan yere sığmıyorsa kullanışlı değildir. Bu durum, tasarımcıya ek bir yük daha getirmektedir. Ayrıca sadece boyutlar değil, bu boyutların sebep olduğu ağırlık da başlı başına bir problemdir. Bir diğer problem de, susturucunun şeklinden doğan yerleştirme sorunudur. Eğer susturucuyu şeklinden dolayı sağlam bir şekilde yerleştirmek zorsa, bu da susturucuyu kullanışsız kılar. Genelde bir susturucunun hafif ve küçük boyutlu olması tercih edilir (Potente, 2005).

Yine otomotiv sektörü açısından ele alınacak olursa, susturucular aracın görünen parçalarından biridir ve bu nedenle üreticiler onların estetik açıdan da göze hoş

görünmesini isterler. Bu nedenle tasarımcının görevlerinden biri de, susturucunun performansını istenen düzeye getirmekle kalmayıp, ona pazarlanabilecek bir görünüm kazandırmaktır (Potente, 2005).

Her mühendislik probleminin çözümünde olduğu gibi, susturucu tasarımda da maliyet önemli bir faktördür. Şimdiye kadar bahsedilen tasarım kısıtlarının ne kadarının yerine getirildiğine, kullanılan malzemeye, işçilik kalitesine bağlı olarak fiyatları 90\$ ile 700\$ arasında değişebilmektedir. Tasarımcının görevi, istenen her şeyi sadece yeteri kadar yerine getirip, bu maliyeti en azda tutmaya çalışmaktır (Potente, 2005).

1.5 Reaktif Susturucu Elemanları ve Sınıflandırılması

Reaktif susturucular, geometrik yapılarına göre sınıflandırılırlar. Bu sınıflandırmada dikkat edilen husus, susturucunun kaç kanaldan oluştuğudur. Buna göre, bu tezde incelenecek reaktif susturucular üçe ayrılmaktadır:

1.5.1 Tek kanallı (2-Port) susturucu elemanları

Akustik ortamın, içinden geçerken kanal değiştirmedeği susturuculardır. Bu tezde incelenen tek kanallı elemanlar aşağıda listelenmiştir.

- Sabit Yarıçaplı Boru
- Ani Genişleme
- Ani Daralma
- Uzatılmış Ani Genişleme
- Uzatılmış Ani Daralma
- Ters Genişleme
- Ters Daralma
- Genişleme Odası
- Girişte Uzatılmış Genişleme Odası
- Çıkışta Uzatılmış Genişleme Odası
- İki Uçta Uzatılmış Genişleme Odası
- Helmholtz Rezonatörü

- Boru Üstü Boşluk
- Herschel-Quincke Tüpü

1.5.2 İki kanallı perfore susturucu elemanları

İç içe iki borudan (kanaldan) oluşan, bu borulardan içtekinin üzerinde çok sayıda ufak delik bulunan susturucu tipleridir. Bu tezde incelenen iki kanallı perfore elemanlar aşağıda listelenmiştir.

- Eş Merkezli Tüp Rezonatör
- Çarpaz Akış – Genişleme
- Çarpaz Akış – Daralma
- Ters Akış – Genişleme
- Ters Akış – Daralma
- Ters Akış – Açık Uç – Genişleme
- Ters Akış – Açık Uç – Daralma
- Uzatılmış Perfore Çıkış
- Uzatılmış Perfore Giriş

1.5.3 Üç kanallı perfore susturucu elemanları

Bir dış ve bunun içinde birbirinden bağımsız iki borudan (kanaldan) oluşan, içerdeki boruların üzerinde çok sayıda ufak delik bulunduran susturucu elemanlarıdır. Bu tezde incelenen üç kanallı perfore elemanlar aşağıda listelenmiştir.

- Çarpaz Akış – Kapalı Uç
- Ters Akış – Kapalı Uç
- Çarpaz Akış – Açık Uç
- Çarpaz Akış – Uzatılmış Kapalı Uç

1.6 Susturucu Tasarım Parametreleri

Bölüm 1.5'ten de görüleceği üzere, literatürde tanımlı birçok susturucu elemanı bulunmaktadır ve bu elemanların her birinin tasarımında geometrik özelliklerinden

dolayı farklı parametreler kullanılmaktadır. Bu parametrelerin neler olduğu, akustik ve basınç kaybı performansları hesaplanırken nasıl kullanılacakları; her elemanın transfer matrisi için ayrı ayrı tanımlanacak ve gösterilecektir.

Yapılan nümerik hesaplamalarda egzoz gazı olarak 1 atm basınç ve 20°C'deki hava kabul edilmiş; ses hızı, yoğunluk, kinematik viskozite değeri bu sıcaklık ve basınç için sabit olarak kabul edilmiştir.

Bütün hesaplamalarda ortak olan bir diğeri parametre de, susturucunun içinden geçen akışkanın hızının Mach sayısıdır. Yapılan ölçümler göstermiştir ki, susturucularda ortalama Mach sayısı 0.1 – 0.2 civarlarındadır (Munjali ve diğ., 1986). Ayrıca, düzlem dalga kabulünün doğru sonuçlar vermesi açısından Mach sayısının 0.3'ten fazla olmaması gerekmektedir (Rao ve Munjali, 1986). Bu durum da, tez kapsamında yazılan programda kısıtlanmıştır. Programı kullanan kişi, tasarımında 0.3 Mach'tan daha büyük bir Mach sayısı girememektedir.

2. TEORİK ESASLAR

Susturucu tasarımında tek boyutlu düzlem dalga modelini kullanmanın, hesaplamaları kolaylaştıracağı ve tasarım bölümünü hızlandıracağı, Bölüm 1’de belirtilmişti. Bu nedenle, gerekli kabuller yapılarak 3 boyutlu dalga denklemi, tek boyutlu dalga denklemine indirgenecek; bu tek boyutlu denklemden akustik durum değişkenleri elde edilip, bu değişkenler Transfer Matrisi Metodu’nda (TMM) kullanılacak, TMM’nin seri bağlanmış sistemlerde getirdiği kolaylıktan bahsedilecek; yine bu yöntemin akustik ve basınç kaybı ifadelerini elde etmedeki rolü incelenecek, son olarak da Bölüm 1.5’te listelenmiş olan susturucu elemanlarının akustik ve basınç kaybı transfer matrislerinin nasıl elde edileceği gösterilecektir. Bu şekilde, susturucu tasarımı için yazılan programın kullanacağı algoritma için gereken teorik altyapı elde edilecek ve programda kullanılacak transfer matrislerinin nasıl hesaplanacağı gösterilmiş olacaktır.

2.1 Harmonik Düzlemsel Dalga Modeli

Kinsler ve diğ.’e göre, “Ses (ya da duyulabilir akustik dalgalar), sıkıştırılabilir bir ortamda ilerleyen basınç dağılımıdır” (1982). Bu nedenle öncelikle bu dalgaların denklemi elde edilmeli; ardından da, bu denklemin etki alanı tek boyuta indirgenmelidir. Bu şekilde tek boyutta harmonik düzlemsel dalga denklemi elde edilmiş olur. Ancak, susturucular söz konusu olduğunda, akustik ortamın da bir hızı olacağı açıktır. Bunu sağlamak için, öncelikle tek boyutlu düzlem dalga denklemi durgun akustik ortam için elde edilecek, ardından da bu denklemler hareketli akustik ortam için modifiye edilecektir.

2.1.1 Sürtünmesiz ve durgun akustik ortam

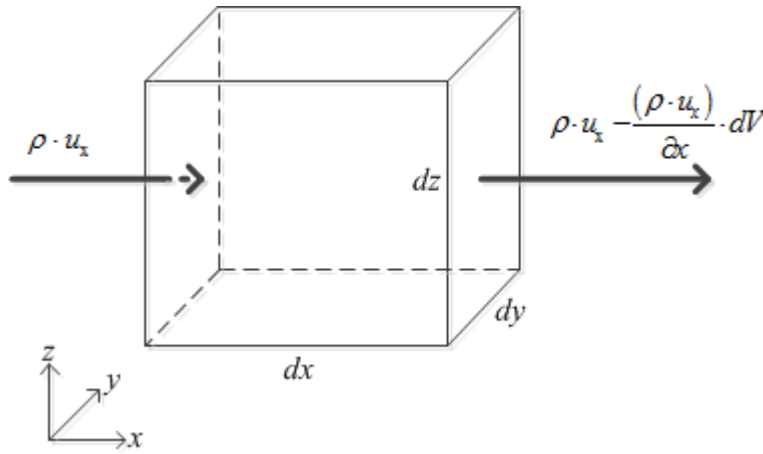
Akustik dalgalar söz konusu olduğunda, bir dalganın harmonik düzlemsel kabul edilebilmesi için şu şartları sağlamalıdır (Kinsley ve diğ., 1982):

- i. Akustik değişkenler (akustik basınç, partikül hızı, partikül yerdeğiştirmesi, anlık yoğunluk değışikliği, vs.) aynı düzlem üzerinde sabittir.
- ii. Akustik basınç ve anlık yoğunluk değışkenliği ifadeleri, ortamın basıncından ve ortamın yoğunluğundan oldukça küçüktür.
- iii. Ortamdaki bütün sönümleyici etkiler ihmal edilecek kadar küçüktür.
- iv. Akustik ortam homojen, izotropik ve tam elastiktir.

Bu kabuller etrafında, ilk olarak akışkanlar için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri elde edilmelidir. Bunun için akustik ortamda boyutları sonsuz küçüklükte olan bir hacim elemanı ele alınacaktır. Bu hacim, dV , şu şekilde hesaplanabilir:

$$dV = dxdydz \quad (0.1)$$

Akustik ortamda oluşturulan sonsuz küçüklükteki hacim elemanı ve kütlenin bu hacim elemanının içinden akışı, Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Sonsuz küçük hacim elemanı ve içinden kütle akışı.

Şekil 2.1’de ρ , akustik ortamın yoğunluğunu; u_x de, akustik ortamın x eksenindeki hızını ifade etmektedir.

2.1.1.1 Süreklilik denkleminin elde edilmesi

Kütlenin korunumu yasası uyarınca, sonsuz küçük hacme giren kütle ve çıkan kütlenin arasındaki fark, hacim içindeki kütle artımını verecektir (Borgnakke ve Sonntag, 2009). Ayrıca, kütlenin sadece x doğrultusunda giriş ve çıkış yapabileceği de göz önüne alındığında, şu denklem yazılabilir:

$$\left\{ \rho u_x - \left[\rho u_x + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dx \right] \right\} dydz = - \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dV \quad (0.2)$$

Bölüm 2.1.1’de yapılan kabuller uyarınca, ortamdaki akustik hızın, y ve z eksenlerinde bileşenlerinin olmadığı düşünülebilir. Bu durumda, Denklem (0.2)’de eşitliğin sağ tarafını şu şekilde yazmakta bir sakınca yoktur:

$$- \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dV = - \left[\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} \right] dV = - [\nabla(\rho \mathbf{u})] dV \quad (0.3)$$

Denklem (0.3), sonsuz küçüklükteki hacme giren net kütleyi ifade etmektedir. Hacim içindeki kütle değişimi dm^+ ile gösterilirse, bu ifade de basitçe şu şekilde gösterilebilir:

$$dm^+ = (\partial \rho / \partial t) dV \quad (0.4)$$

Bu iki ifade bir araya getirilirse, süreklilik denklemi elde edilmiş olur:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (0.5)$$

Ancak, bu noktada dikkat edilmesi gereken bir durum vardır. Denklem (0.5)’teki ifadede, eşitliğin solundaki ikinci terimde, ∇ operatörünün etki ettiği terim lineer değildir. Bunun sebebi, hem anlık yoğunluk değişimi ifadesinin, hem de akustik partikül hız vektörünün lineer olmayışındır. Ayrıca, $\mathbf{u}$ vektörünün sadece x doğrultusunda bileşeni olduğu da kabuller arasında olduğu için, Denklem (0.5)’teki lineer olmayan denklem şu şekilde lineerleştirilebilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u_x}{\partial t} = 0 \quad (0.6)$$

Denklem (0.6) ‘*lineerleştirilmiş süreklilik denklemi*’dir (Kinsler ve diğ., 1982).

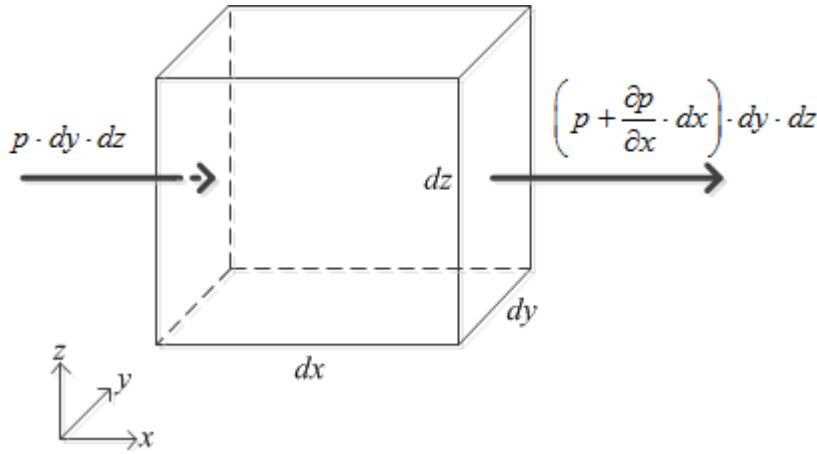
2.1.1.2 Dinamik denge (momentum) denkleminin elde edilmesi

Bölüm 1.1.1’de alınan kontrol hacminin pozisyonu sabitken, bu hacimden geçmekte olan partiküllerin sürekliliği incelenmiştir. Momentum denkleminin eldesindeyse, Şekil 2.1’de gösterilmiş, boyutları sonsuz küçük olan bu hacmin, içindeki partiküllerle birlikte hareket ettiği kabul edilsin. Harmonik düzlemsel dalga kabulü

uyarınca da, bu hareketin sadece x ekseninde gerçekleşeceği unutulmamalıdır. *Newton'ın II. Kanunu*'nu göz önünde bulundurularak, şu bağıntı yazılabilir:

$$d\mathbf{f} = \mathbf{a}dm \quad (0.7)$$

Denklem (0.7)'de $d\mathbf{f}$, sonsuz küçük hacme x ekseninde uygulanan net kuvvet; $\mathbf{a}$, sonsuz küçük hacmin x eksenindeki ivmesi, dm ise, sonsuz küçük hacmin kütlesini ifade etmektedir. Ayrıca $d\mathbf{f}$ 'nin yüzeye normal gelen iki basınç kuvveti arasındaki fark olacağı da yine Şekil 2.2'den açıkça görülebilir.



Şekil 2.2 : Sonsuz küçük hacim elemanı ve üzerine uygulanan basınç kuvvetleri.

Şekil 2.2'deki kuvvetler göz önüne alınarak, dV hacmine x doğrultusunda uygulanan net kuvvet hesaplanacak olursa, şu bağıntı elde edilir:

$$d\mathbf{f} = p dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz = -\frac{\partial p}{\partial x} dV \quad (0.8)$$

Denklem (0.8)'de, basınç ifadesi olarak akustik basıncın alınması bir hata değildir. Akustik basınç, basit bir tanımla ortam basıncının üzerindeki değişimlerdir. Ortam basıncının da sonsuz küçük akışkan elemanın her yerinde aynı olduğu kabul edilirse, basınç kuvvetini hesaplamak için gereken fark, akustik basınçla ilgili olacaktır.

Denklem (0.7)'de elde edilen bağıntıyla Denklem (0.8)'de elde edilen bağıntı birbirine eşitlendiği takdirde; sürtünmesiz, durgun akustik ortam için '*momentum denklemi*' elde edilecektir. Ancak bunun için, Denklem (0.7)'deki ivme vektörünün ifadesi, daha açık şekilde yazılmalıdır.

Şekil 2.2'deki sonsuz küçüklükteki hacmin akışla birlikte hareket ettiği belirtilmişti. Bu durumda, akışkan partiküllerinin hızı hem zamanın hem de pozisyonun bir

vektörü olmaktadır. Partikülün yeri değişirken aynı anda zaman da değiştiği için, ivme vektörünün ifadesi biraz daha karmaşık bir hal almaktadır. Partikül hızı t anında $u(x,t)$ iken, $(t+dt)$ anında $u(x+dx, t+dt)$ olacaktır. Yer değiştirmenin tanımından faydalanarak şu bağıntı yazılabilir:

$$dx = u_x dt \quad (0.9)$$

$\mathbf{u}$ vektörü Taylor açılımı yardımıyla (lineerlik açısından sadece ilk terimleri göz önüne alınarak) ifade edildiğinde, şu bağıntı elde edilir:

$$\mathbf{u}(x + u_x dt, t + dt) = \mathbf{u}(x, t) + \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x} u_x dt + \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} dt \quad (0.10)$$

Buradan elde edilen $(t+dt)$ anındaki $\mathbf{u}$ vektörü kullanılarak, ivme vektörü hesaplanırsa, şu bağıntı elde edilir:

$$\mathbf{a} = \lim_{dt \rightarrow 0} \left(\frac{\mathbf{u}(x, t) + \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x} u_x dt + \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} dt - \mathbf{u}(x, t)}{dt} \right) \quad (0.11)$$

Denklem (0.11)'deki ivme ifadesi sadeleştirildiği takdirde, şu bağıntıya ulaşılır:

$$\mathbf{a} = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + u_x \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x} \quad (0.12)$$

Denklem (0.12)'de, eşitliğin sağındaki ifade incelendiğinde, ikinci terimin ilkiyle karşılaştırıldığında ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu görülecektir. Denklemi daha da basitleştirmek adına bu kabul de yapılır; Denklem (0.7), Denklem (0.8) ve Denklem (0.12) birlikte yazılırsa, şu bağıntı elde edilir:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} dm + \frac{\partial p}{\partial x} dV = 0 \quad (0.13)$$

dm 'nin $\rho_0 \cdot dV$ 'ye, $\mathbf{u}$ vektörünün de u_x 'e eşit olduğu göz önünde bulundurulursa; bu denklemi biraz daha düzenlemek mümkündür.

$$\rho_0 \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (0.14)$$

Düzenlemenin sonunda elde edilen Denklem (0.14) ‘*dinamik denge denklemi*’ ya da ‘*momentum denklemi*’ olarak adlandırılır (Munjál, 1987).

2.1.1.3 Enerji denkleminin elde edilmesi

Sesin yayıldığı akustik ortam için yapılan kabullerde sönümün olmayışı, ortamın homojen, izotropik ve tam elastik oluşu; bu ortam için ideal gaz kabulü yapılmasına da olanak tanımaktadır. Ayrıca, yapılan deneysel çalışmalar da göstermiştir ki, akustik olaylar adiyabatik olarak kabul edilebilmektedir (Kinsler ve diğ., 1982). Başka bir deyişle, bir partikülden diğerine aktarılan enerji miktarı ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Zaten, akustik basınç ve anlık yoğunluk değişiminin ortam basıncı ve ortam yoğunluğundan çok küçük olduğu kabulü, adiyabatiklik kabulünü de beraberinde getirmektedir.

Termodinamiğin 1. Yasası uyarınca, bir sistemdeki enerji değişimi, o sisteme eklenen toplam ısıyla, sistemin yaptığı işin farkıdır. Bu da denklemlerle şu şekilde ifade edilir:

$$\Delta E = \Delta q - PdV \quad (0.15)$$

Denklem (0.15)’te, eşitliğin sol tarafındaki terim enerji değişimini; sağ tarafındaki ilk terimse, sistemdeki ısı değişimini ifade eder. Δq , sisteme ısı eklenirse pozitif, sistemden ısı çekilirse negatif değer alır. Sistemdeki ısı değişimi ile sıcaklık değişimi arasındaysa bir katsayı mevcuttur. Bu katsayı, sistemdeki ısının sabit hacimde mi yoksa sabit sıcaklıkta mı değiştirildiğine göre iki farklı şekilde tanımlanır.

Miktarı 1 mol olan termodinamik bir sistemin, hacmi sabit tutulup mevcut ısı artırıyorsa, bu artım şu şekilde ifade edilebilir.

$$\Delta q = C_v \Delta T \quad (0.16)$$

Denklem (0.16)’da, ΔT ile gösterilen ifade, sıcaklıktaki mutlak değişimdir. Sistemde hacim değişmediği göz önüne alındığı takdirde, Denklem (0.15) uyarınca, sistemdeki enerji değişiminin sadece ısı değişimine eşit olacağı görülecektir. Bu durumu başka bir şekilde göstermek gerekirse, şu şekilde ifade edilebilir:

$$\Delta E = C_v \Delta T \quad (0.17)$$

Denklem (0.17)’den C_v ifadesi çekilirse, aşağıdaki bağıntı elde edilecektir:

$$C_v = \left(\frac{\partial E}{\partial T} \right)_v \quad (0.18)$$

Denklem (0.18)'de açıkça ifade edilen C_v , '*sabit hacimdeki ısı kapasitesi*' olarak tanımlanmaktadır.

Benzer şekilde, miktarı 1 mol olan termodinamik bir sistemin, basıncı sabit tutulup mevcut ısı artırıyorsa, bu artım şu şekilde ifade edilir:

$$\Delta q = C_p \Delta T \quad (0.19)$$

Denklem (0.15) ile Denklem (0.17) birleştirildiği takdirde, şu bağıntı elde edilecektir:

$$\Delta E = C_p \Delta T - P \Delta V \quad (0.20)$$

Denklem (0.20) yazılırken, Denklem (0.15)'te eşitliğin sağındaki ikinci teriminin sıfır olmayacağına da dikkat edilmesi gerekmektedir. Bu durum, Denklem (0.20)'nin elde edilmesinde basınç değişimi sonlu bir değişime sahip olacağı için gerçekleşmektedir. Ayrıca yine aynı sebepten ötürü dV ifadesi ΔV 'ye dönüşmüştür.

C_p sabiti, Denklem (0.20)'den sabit basınç şartı altında çekilecek olursa, şu bağıntı elde edilir:

$$C_p = \left(\frac{\partial E}{\partial T} \right)_p + P \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (0.21)$$

Denklem (0.21)'de açık bir şekilde ifadesi verilen C_p 'ye de '*sabit basınçtaki ısı kapasitesi*' denir.

Denklem (0.15)'te sıcaklığın sabit tutulduğu düşünülürse, ifade şu şekli alır:

$$\Delta E = -P \Delta V \quad (0.22)$$

Denklem (0.22)'den basınç ifadesi çekilebilir:

$$P = - \left(\frac{\partial E}{\partial V} \right)_T \quad (0.23)$$

Denklem (0.16), Denklem (0.18) ve Denklem (0.23)'ü; Denklem (0.15)'te yerlerine koyacak olursak, Termodinamiğin I. Yasası, şu hali alır:

$$\Delta E = \left(\frac{\partial E}{\partial T} \right)_v \Delta T + \left(\frac{\partial E}{\partial V} \right)_T \Delta V \quad (0.24)$$

Denklem (0.24), belirli bir hacimde ve sıcaklıktaki bir termodinamik sistemin denge durumunu ifade etmektedir. Bu sistemin sıcaklığı basınç sabit tutulacak şekilde değiştirilecek olursa, yeni denge durumunu ifade edecek denklem şu hali alır:

$$\left(\frac{\partial E}{\partial T}\right)_P = \left(\frac{\partial E}{\partial T}\right)_V + \left(\frac{\partial E}{\partial V}\right)_T \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \quad (0.25)$$

Denklem (0.18) ve Denklem (0.21), Denklem (0.25)'te yerine konacak olursa; tanımlanan ısı kapasiteleri arasında bir bağıntı elde edilebilir:

$$C_P - C_V = P \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P + \left(\frac{\partial E}{\partial V}\right)_T \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \quad (0.26)$$

Şu ana kadar yapılan hesaplarda herhangi bir kabul yapılmadığını, bu nedenle bu hesapların gerçek gazlar için geçerli olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Ancak, Denklem (0.26), ideal gaz kabulleri uyarınca tekrar düzenlenecek olursa, ısı kapasiteleri arasında çok daha basit ve kullanışlı bir bağıntı ortaya çıkmaktadır.

İdeal gaz kabullerinden ilki, gazın enerjisinin sadece sıcaklıkla değişebileceğidir. Bu durumda, basınç sabitken enerjide değişimin olmaması beklenir.

$$\left(\frac{\partial E}{\partial V}\right)_T = 0 \quad (0.27)$$

Denklem (0.27), Denklem (0.26)'da yerine konduğu takdirde, ilk basitleştirme gerçekleşmiş olur:

$$C_P - C_V = P \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \quad (0.28)$$

İdeal gaz kabullerinden bir diğeri de, sistemin durum denkleminin ifadesidir:

$$PV = \mathbb{R}T \quad (0.29)$$

Denklem (0.29)'da, P , termodinamik sistemin basıncını; V , termodinamik sistemin hacmini; $\mathbb{R}$, evrensel gaz sabitini; T de sistemin mutlak sıcaklığını göstermektedir.

Denklem (0.25), Denklem (0.29)'daki bağıntı kullanılarak tekrar yazıldığında, biraz daha sadeleştirilmiş olur:

$$C_P - C_V = P \left(\frac{\partial(\mathbb{R}T)}{\partial TP}\right)_P \quad (0.30)$$

Evrensel gaz sabiti $\mathbb{R}$ 'nin değişken olmadığı göz önünde bulundurularak, Denklem (0.30)'daki ifade sadeleştirilirse, C_P ve C_V arasındaki bağıntı şu hale gelir:

$$C_P - C_V = \mathbb{R} \quad (0.31)$$

Akustik olayların adiyabatik süreç olarak kabul edilebileceği önceden belirtilmişti. Başka bir deyişle, bir akustik olay sonucunda sistemde ısı kaybı ya da kazancı olmayacaktır. Matematiksel olarak ifade etmek gerekirse, $\Delta q=0$ olacaktır. Termodinamiğin I. Yasası, bu sadeleştirmenin yapılmasının ardından şu şekilde yazılabilir:

$$\Delta E = -P\Delta V \quad (0.32)$$

Denklem (0.32), Denklem (0.17)'nin yardımıyla tekrar yazılırsa, şu hali alacaktır:

$$-P\Delta V = C_V\Delta T \quad (0.33)$$

Denklem (0.29)'daki ideal gaz denklemi, Denklem (0.33)'teki basınç ifadesini ortadan kaldırmak için kullanılabilir.

$$-\mathbb{R} \frac{\Delta V}{V} = C_V \frac{\Delta T}{T} \quad (0.34)$$

Denklem (0.34)'te, basınç ve sıcaklıktaki değişimleri ifade eden ΔV ve ΔT , sonlu büyüklükler için hesaplanmışsa da, sonsuz küçük değişimler için de geçerli olacağı açıktır. Bu durumda onları dV ve dT olarak göstermekte sakınca yoktur. Böylece Denklem (0.34), değişkenleri ayrılmış, birinci mertebeden bir diferansiyel denklem haline gelmektedir. Bu denklemin çözümü, eşitliğin iki tarafının da aynı anda integralini almaktır. Bu yapıldığı takdirde, şu denkleme ulaşmak mümkündür.

$$\left(\frac{V_0}{V}\right)^{\mathbb{R}} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{C_V} \quad (0.35)$$

İdeal gaz denklemi kullanılarak, Denklem (0.35)'te eşitliğin sağ tarafı tekrar yazılacak olursa, şu denklem elde edilecektir:

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{(\mathbb{R}+C_V)/C_V} \quad (0.36)$$

Evrensel gaz sabitinin sabit basınçtaki ısı kapasitesiyle sabit hacimdeki ısı kapasitesi arasındaki fark olduğu hatırlanırsa, şu eşitlik yazılabilir:

$$(\mathbb{R} + C_V)/C_V = C_P/C_V \quad (0.37)$$

Denklem (0.37)'nin sağ tarafının, iki sabitin birbirine oranı olduğu açıktır. İki farklı ifade kullanmaktansa, onları tek bir ifadeye indirgemek için şu bağıntı kullanılabilir:

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} \quad (0.38)$$

Denklem (0.38)'deki γ , '*özısılar oranı*' olarak tanımlanır.

Hacim ve yoğunluğun ters orantılı olduğu göz önünde bulundurularak, Denklem (0.37) ve Denklem (0.38)'deki bağıntılar kullanılarak Denklem (0.36) tekrar yazılabilir:

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^\gamma \quad (0.39)$$

Denklem (0.39)'da, P_0 ve ρ_0 'ın sabitler, ρ 'nun değişken olduğu düşünülerek; P 'nin ρ 'ya bağlı bir fonksiyon olarak ifade edilmesi mümkündür. Bu durumda P , $\rho = \rho_0$ etrafında Taylor Serisi'yle açılabilir:

$$P = P_0 + \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{\rho_0} (\rho - \rho_0) + \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{\partial^2 P}{\partial \rho^2} \right)_{\rho_0} (\rho - \rho_0)^2 + \dots \quad (0.40)$$

Denklem (0.40)'taki ifade incelendiğinde, serinin üçüncü teriminden itibaren yüksek mertebelerin çarpan olarak yer aldığı görülecektir. Harmonik düzlemsel dalga için yapılan kabullerin ikincisinde, akustik basınç ve yoğunluğun ortam basıncı ve yoğunluğuyla karşılaştığında çok küçük olacağı belirtilmişti. Bu durumda, yüksek mertebeli terimlerin etkisi ihmal etmek, Denklem (0.40)'ı lineerleştirmek için yerinde bir kabul olacaktır.

$$P \approx P_0 + \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{\rho_0} (\rho - \rho_0) \quad (0.41)$$

Denklem (0.41)'de, $(\partial P/\partial \rho)$ ifadesinin ρ_0 etrafında değerini bulmak için Denklem (0.39)'daki ifadeden faydalanmak mümkündür. Eşitliğin iki tarafının da ρ 'ya göre kısmi türevinin alınması, ihtiyaç duyulan terimi verecektir.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{\rho_0} = \gamma \frac{P_0}{\rho_0} \quad (0.42)$$

Denklem (0.42)'de bulunan ifade Denklem (0.41)'de yerine konursa, şu bağıntı elde edilir:

$$\frac{(P - P_0)}{(\rho - \rho_0)} = \gamma \frac{P_0}{\rho_0} \quad (0.43)$$

Denklem (0.43)'te verilen bağıntı, akustik ortamın '*enerji denklemi*'dir. Bu denklemde eşitliğin sağ tarafı aynı zamanda bir akışkanın içindeki dalgaların ilerleme hızının karesidir (Kinsler ve diğ., 1982).

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{adiyabatik, \rho_0}} = \sqrt{\gamma \frac{P_0}{\rho_0}} \quad (0.44)$$

Akışkanın bir akustik ortam olduğu göz önüne alındığında bu hız, akustik dalgaların ortam içindeki ilerleme hızıdır. Daha yaygın bilinen bir tanımla mevcut ortamın '*ses hızı*'dır (Kinsler ve diğ., 1982).

2.1.1.4 Tek boyutlu dalga denkleminin elde edilmesi

Akustik dalgaının içinde yayılacağı akustik ortam için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri önceki bölümlerde ifade edildi. Bu denklemler elde edilirken, ortamın sürtünmesiz ve durgun; akustik prosesin de adiyabatik olduğu kabul edildi. Denklem (0.6), Denklem (0.14) ve Denklem (0.44)'teki bağıntılar kullanılarak, akustik ortamda yayılan dalgaya ait diferansiyel denklem elde edilebilir.

Denklem (0.6) ve Denklem (0.14)'te kullanılmak üzere, Denklem (0.44)'teki değişkenler ayrılıp, zamana göre kısmi türevi alınırsa, şu ifade elde edilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (0.45)$$

Denklem (0.45), Denklem (0.6)'da yerine konacak olursa, şu denklem elde edilir:

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (0.46)$$

Denklem (0.46)'da, eşitliğin iki tarafının da zamana göre; Denklem (0.14)'teki eşitliğin iki tarafının da yer değiştirmeye göre kısmi türevi alınıp, birbirlerinden çıkarılacak olursa;

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0 \quad (0.47)$$

Denklem (0.47), akustik ortamda yayılan dalgaların basınç dağılımını ifade eden ikinci mertebeden kısmi diferansiyel denklemdir. Bu denkleme '*tek boyutlu dalga denklemi*' denir (Munjál, 1987). Bu denklemin çözümünün harmonik olduğu kabul edilirse, çözüm kabulü de şu şekilde yapılabilir:

$$p(x, t) = C_1 e^{j\omega(t-x/c)} + C_2 e^{j\omega(t+x/c)} \quad (0.48)$$

Denklem (0.48), akustik dalgaların basıncını yere ve zamana bağlı olarak ifade eden denklemdir. Eşitliğin sağ tarafındaki harmonik terimlerin önünde belirtilen C_1 ve C_2 , sırasıyla sağa giden ve sola giden dalgaların basıncının genlikleridir. Bu son açıklamadan da anlaşılacağı gibi, 1 boyutlu akustik dalga, x ekseninde pozitif ve negatif yönde olmak üzere iki ayrı harmonik basıncın toplamı şeklinde ifade edilmektedir. Bunlardan C_1 katsayısına sahip olan pozitif yöndeki basıncı, C_2 katsayısına sahip olan da negatif yöndeki basıncı ifade eder.

Eğer (ω/c) ifadesi k_0 , “dalga sayısı” olarak tanımlanırsa, Denklem (0.48) biraz daha düzenli bir şekilde yazılabilir:

$$p(x, t) = (C_1 e^{-jk_0 x} + C_2 \cdot e^{jk_0 x}) e^{j\omega t} \quad (0.49)$$

Denklem (0.49), Denklem (0.14)'te yerine konulur ve partikül hızı için de harmonik kabul yapılırsa, şu bağıntı elde edilecektir.

$$u(x, t) = (C_3 e^{-jk_0 x} + C_4 e^{jk_0 x}) e^{j\omega t} \quad (0.50)$$

C_3 ve C_4 katsayılarını C_1 ve C_2 cinsinden bulmak için Denklem (0.14) çözülebilir. Çözüm yapıldığında bu sabitler arasında, şu bağıntılar elde edilecektir:

$$C_3 = C_1 / (\rho_0 c) \quad (0.51)$$

$$C_4 = -C_2 / (\rho_0 c) \quad (0.52)$$

Ayrıca, bir akustik ortamın empedansının ifadesi de şu şekildedir (Kinsler ve diğ. 1982):

$$Z_0 = \rho_0 c \quad (0.53)$$

Bu durumda, partikül hızının denklemini verecek ifade şu hale gelmektedir:

$$u(x, t) = \frac{1}{Z_0} (C_1 e^{-jk_0 x} - C_2 e^{jk_0 x}) e^{j\omega t} \quad (0.54)$$

Akustik ortamın bir kanal içinde olduğu düşünülecek olursa, partiküllerin hızını kanalın kesit alanıyla çarpmak, partiküllerin ‘*hacimsel (volumetrik) hız*’ını verecektir.

$$v = Su \quad (0.55)$$

Denklem (0.55)’te, v , hacimsel hızı; S , borunun kesit alanını, u ise, partikül hızını göstermektedir. Denklem (0.55), Denklem (0.54)’te yerine yazıldığı takdirde, şu bağıntı elde edilir:

$$v(x, t) = \frac{S}{\rho_0 c} (C_1 e^{-jk_0 x} - C_2 e^{jk_0 x}) e^{j\omega t} \quad (0.56)$$

Denklem (0.56)’da eşitliğin sağ tarafı, Denklem (0.54)’tekine benzetilmek istenirse, yeni bir akustik empedans ifadesi tanımlanabilir. Bu empedans ifadesi, boru içinde yer alan akustik ortamın karakteristik empedansı olup, Y_0 ile gösterilir:

$$v(x, t) = \frac{1}{Y_0} (C_1 e^{-jk_0 x} - C_2 e^{jk_0 x}) e^{j\omega t} \quad (0.57)$$

Denklem (0.49), Denklem (0.54) ve Denklem (0.57)'deki C_1 ve C_2 sabitleri, akustik ortamın içinde bulunduğu tüpün sınır şartlarıyla belirlenebilir (Munjal, 1987).

2.1.2 Sürtünmesiz ve sabit hızla akan akustik ortam

Sürtünmesiz, sabit hızla akan akustik ortamın; sürtünmesiz, durgun akustik ortamdan farkı; akustik dalgaların içinde yayıldığı ortamın, U hızıyla hareket etmesidir. Bölüm 2.1.1.'deki kabuller göz önüne alındığı takdirde, U 'nun sadece x ekseninde olduğu söylenebilir (Munjal, 1987).

İncelenen akustik ortam artık durağan olmadığı için, Bölüm 2.1'de elde edilen denklemler geçerliliğini yitirecektir. Yine de, akustik ortamın diğer özellikleri bir önceki duruma göre aynı kaldığından dolayı bütün denklemleri en baştan elde etmektense, uygun değişiklikler yapılarak, yeni durum için geçerli olacak denklemler türetilir.

N , akışkan (ve akustik) ortam için tanımlanan *özelliklerden* biri olsun. Yazılacak denklemlerle bu özelliğin zamana ve yer değiştirmeye bağlı olarak değişimleri bulmak istenmektedir. Bahsi geçen ortam için x eksenini hariç diğer eksenlerde değişimin önemsiz olduğu kabulü hatırlanacak olursa, N özelliği şu şekilde ifade edilebilir:

$$N = N(x(t), t) \quad (0.58)$$

N 'deki değişimi, sisteme tamamen dışarıdan bakan birinin görmesi demek, N 'nin tam diferansiyelinin alınması demektir. Başka bir deyişle, N 'nin sahip olduğu tüm değişkenlere göre geçirdiği değişimin ifade edilmesidir:

$$DN = \frac{\partial N}{\partial x} dx + \frac{\partial N}{\partial t} dt \quad (0.59)$$

N 'nin zamana göre geçirdiği toplam değişimi bulmak içinse Denklem (0.59)'daki ifadenin zamana göre türevini almak yeterli olacaktır:

$$\frac{DN}{dt} = \frac{\partial N}{\partial t} + \frac{\partial N}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (0.60)$$

Denklem (0.60)'ta eşitliğin sağ tarafındaki son terimde yer alan (dx/dt) ifadesi, akış hızından başka bir şey değildir. Daha önceden akış hızı için ' U ' tanımlanmıştı. O da

yerine konacak olursa, herhangi bir özellik olan N için, tek boyutta tam diferansiyel ifadesi elde edilmiş olacaktır (Aksel, 2005):

$$\frac{DN}{dt} = \frac{\partial N}{\partial t} + \frac{\partial N}{\partial x} U \quad (0.61)$$

Bölüm 2.1.1’de sürtünmesiz, durgun akustik ortam için bulunmuş süreklilik ve momentum denklemlerinde, kısmi zaman türevi olan $(\partial/\partial t)$ yerine, tam diferansiyel ifadesi (D/dt) ’yi koymak; bahsedilen denklemlerin akış halindeki bir akustik ortam için de geçerli olmasını sağlayacaktır (Munjal, 1987).

Denklem (0.6) ve Denklem (0.14)’teki sürtünmesiz, durgun akustik ortam için geçerli olan süreklilik ve momentum denklemleri; Denklem (0.61)’deki toplam türev kullanılarak düzenlenirse, şu forma gelirler:

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{D\rho}{dt} = 0 \quad (0.62)$$

$$\rho_0 \frac{Du}{dt} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (0.63)$$

Denklem (0.62) ve Denklem (0.63), sabit hızla akan akustik ortam için sırasıyla süreklilik ve momentum denklemleridir. Enerji denklemi, zamandan bağımsız bir terim olduğu için, onda herhangi bir değişiklik olmayacaktır.

Denklem (0.43), Denklem (0.62) ve Denklem (0.63) aynı anda kullanılarak, ‘tek boyutta taşınımlı dalga denklemi’ elde edilir:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial t} + (U^2 - c^2) \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0 \quad (0.64)$$

Denklem (0.64)’teki ikinci mertebeden homojen diferansiyel denkleminin çözümünü bulmak için değişkenlerin ayrılması yöntemi uygulanabilir. Ayrıca, akustik ortamın x ekseninde U hızıyla ilerlediği düşünüldüğünde; sabit bir gözlemciye göre, sağa giden ve sola giden dalgaların hızları sırasıyla $(U+c)$ ve $(U-c)$ olur. Bütün bunlar göz önüne alındığı takdirde, Denklem (0.64)’ün çözümü şu şekilde olacaktır:

$$p(x,t) = (C_1 e^{-j\omega x/(c+U)} + C_2 e^{j\omega x/(c-U)}) e^{j\omega t} \quad (0.65)$$

Bir ortamdaki herhangi bir partikülün, o ortamdaki ses hızına oranına Mach sayısı denir (Aksel, 2005). Mevcut durumda, U hızıyla hareket etmekte olan akustik ortamının Mach sayısı şu şekilde hesaplanır:

$$M = \frac{U}{c} \quad (0.66)$$

Denklem (0.65)'te, Denklem (0.66) yerine konacak olursa, büyük bir değişiklik olmayacak, ancak denklem daha derli toplu görünecektir. Ayrıca, akış hızlarının ifadesinde Mach sayısının kullanılması daha yaygın olan bir yoldur.

$$p(x, t) = \left(C_1 e^{-jk_0 x / (1+M)} + C_2 e^{jk_0 x / (1-M)} \right) e^{j\omega t} \quad (0.67)$$

Sürtünmesiz, durgun akustik ortamda izlenen yola benzer yollar izlenecek olursa; sürtünmesiz, sabit hızla akan akustik ortam için tanımlanan hacimsel (volumetrik) hız şu şekilde ifade edilebilir:

$$v(x, t) = \frac{1}{Y_0} \left(C_1 e^{-jk_0 x / (1+M)} - C_2 e^{jk_0 x / (1-M)} \right) e^{j\omega t} \quad (0.68)$$

Denklem (0.68)'deki boru içi karakteristik akustik empedans ile Denklem (0.57)'de tanımlanan boru içi karakteristik akustik empedans aynı şeylerdir. İkisi de bu yüzden Y_0 ile gösterilmiştir (Munjal, 1987).

Özetlemek gerekirse, Denklem (0.67) ve Denklem (0.68)'de ifade edilen basınç dağılımı ve volumetrik hız dağılımları, belirli bir nokta için akustik durum değişkenleridir.

2.2 Transfer Matrisi Metodu

Susturucular, akustik filtrelerdir. Tasarımlarına bağlı olarak, ayarlandıkları frekanslardaki seslerin geçişini engeller, ya da azaltırlar. Susturucuların performansı da giriş ve çıkışındaki akustik basınç genlikleri, akustik güçleri gibi parametrelerle ifade edilir. Bu sebeple de, tek boyutlu dalga denklemleri incelenirken çıkarılan basınç ve volumetrik hız ifadeleri, '*durum değişkenleri*' olarak tanımlanır. Tek bir akustik elemanın girişindeki ve çıkışındaki durum değişkenlerini birbirine eşleştirmeye yarayan, bu eşleştirmeyi yaparken de tamamen bu durum

değişkenlerinden bağımsız olan ve akustik elemanı matematiksel olarak tasvir eden dönüşüm matrisine de “*transfer matrisi*” adı verilir. Şekil 2.3’te, akustik elemanın şematik ifadesi görülebilir:



Şekil 2.3 : Akustik eleman ve durum değişkenlerinin gösterimi.

Girişteki iki durum değişkenini çıkıştaki iki durum değişkeniyle ilişkilendirmek için, akustik elemanı ifade eden matrisin 2x2 boyutunda olması gerektiği açıktır. Şekil 2.3’teki durumun matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{n+1} \\ v_{n+1} \end{Bmatrix} \quad (0.69)$$

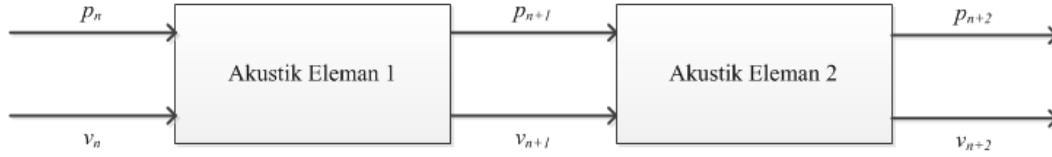
Denklem (0.69)’daki transfer matrisi, **TM**, şu şekilde tanımlanmıştır.

$$\mathbf{TM} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (0.70)$$

Akustik elemanın girişindeki durum değişkeni vektörü bilindiği takdirde, transfer matrisi kullanılarak, akustik elemanın çıkışındaki durum değişkeni hesaplanabilir. Bu durumda da, akustik elemanın performansını elde etmek için gereken veriler elde edilmiş olur.

Susturucuları tek bir akustik eleman olarak ifade etmek teorik olarak mümkün olsa da, bunu tek seferde yapmak kolay bir işlem değildir. Bunun sebebi, susturucuların, bir çok basit akustik elemanın bir araya gelerek oluşturduğu karmaşık bir yapıya sahip olmasıdır. Ancak, bir susturucunun akustik performansı incelenmesi gerekiyorsa, susturucunun girişindeki durum değişkenleriyle çıkışındaki durum değişkenlerini ilişkilendirecek 2x2’lik bir transfer matrisinin elde edilmesi zorunludur.

Şekil 2.3’teki basit akustik sisteme bir akustik eleman daha eklensin. Şekil 2.4, bunun şematik olarak ifadesidir.



Şekil 2.4 : İki akustik eleman ve onlar arasında bağlantıyı gösteren durum değişkenleri.

Şekil 2.4'te de görüleceği üzere, Akustik Eleman 1'in çıktıları, Akustik Eleman 2'nin girdileri durumundadır. Bu durum transfer matrisi formatında şu şekilde ifade edilir:

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_1 \begin{Bmatrix} p_{n+1} \\ v_{n+1} \end{Bmatrix} \quad (0.71)$$

$$\begin{Bmatrix} p_{n+1} \\ v_{n+1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_2 \begin{Bmatrix} p_{n+2} \\ v_{n+2} \end{Bmatrix} \quad (0.72)$$

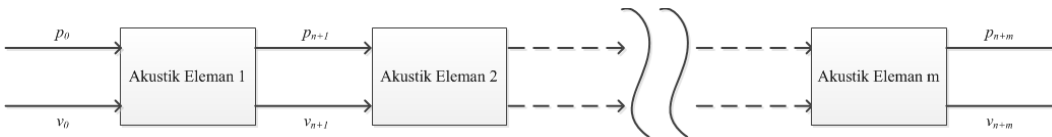
Denklem (0.72), Denklem (0.71)'in içine yazılacak olursa, Şekil 2.4'te gösterilen sistem için genel transfer matrisi elde edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_1 \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_2 \begin{Bmatrix} p_{n+2} \\ v_{n+2} \end{Bmatrix} \quad (0.73)$$

Sistemin girdileri ve çıktıları düşünülecek olursa, iki akustik elemanlı transfer matrisi, $\mathbf{TM}_2$ şu şekilde ifade edilir:

$$\mathbf{TM}_2 = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_1 \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_2 \quad (0.74)$$

Bu sefer de m tane akustik elemanın seri bir şekilde bağlanıldığı kabul edilsin. Bu durumun şematik olarak gösterimi Şekil 2.5'te mevcuttur.



Şekil 2.5 : m tane akustik eleman ve onlar arasında bağlantıyı gösteren durum değişkenleri

Bir elemanın çıktılarının diğer elemanın girdileri olduğu hatırlanır; Denklem (0.69), Denklem (0.71), Denklem (0.72) ve Denklem (0.73)'de, m tane akustik eleman

olduğu düşünülerek yazılırsa; Şelik 2.5'te şematik olarak gösterilen sistemin matematiksel ifadesi aşağıdaki gibi olacaktır:

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_1 \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_2 \cdots \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_m \begin{Bmatrix} p_{n+m} \\ v_{n+m} \end{Bmatrix} \quad (0.75)$$

m adet akustik elemandan oluşan sistemin girdi ve çıktıları düşünüldüğünde, onları birbirleriyle ilişkilendirecek tek bir transfer matrisi yazılırsa, ve buna da m tane akustik elemanı birbirine bağladığı için $\mathbf{TM}_m$ adı verilirse, bu transfer matrisi de aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Munjial, 1987):

$$\mathbf{TM}_m = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_1 \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_2 \cdots \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_m \quad (0.76)$$

Her akustik eleman, kendine özgü bir transfer matrisine sahiptir. Bu transfer matrisi, o elemanın akustik karakterini ifade eder. Bu nedenle transfer matrisinin elemanları da girdi ve çıktılarından bağımsız olmalıdır.

Literatürde, susturucuların belli başlı akustik elemanlardan oluştuğu kabul edilmektedir. Susturucuları bu şekilde eleman bazında değerlendirip, ardından toplam performansını hesaplamak, tümünü bir anda hesaplamaktan daha kolay olmaktadır. Bunun için de, belli başlı susturucu elemanlarının transfer matrisleri hesaplanmıştır. Bu transfer matrisleri; susturucunun geometrisi, içinde akan gazın hızına, gazın sıcaklığı, gazın cinsi gibi etmenlere bağlı olarak parametrik bir şekilde ifade edilmektedir (Gerges, 2005). Ancak hesaplamalarda kolaylık olması açısından, bu tezde alınacak gazın oda sıcaklığındaki 1 atm basınçtaki havanın özellikleri taşıdığı kabul edilmiştir.

2.3 Akustik Performans Parametreleri

Susturucuların akustik filtreler olduğu daha önceden belirtilmişti. Her filtrenin olduğu gibi, susturucuların da gerçekleştirmek için tasarlandıkları bu işi ne kadar iyi yaptıkları belirlenmelidir. Bunun için de farklı performans parametreleri kullanılmıştır. Genel olarak literatürde şu üç parametre kullanılmaktadır:

2.3.1 Ekleme kaybı (IL)

Kısaltması, İngilizce ‘*Insertion Loss*’ ifadesinin baş harfleri alınarak yapılmıştır. Bir gürültü kaynağına susturucu eleman takılmadığı durumda yaydığı ses gücü düzeyiyle, susturucu takıldıktan sonra yaydığı ses gücü düzeyi arasındaki farktır.

$$IL = L_{W1} - L_{W2} = 10 \log_{10} (W_1 / W_2) \quad (0.77)$$

Denklem (0.77)’deki L_W , ses gücü düzeyinin, W da akustik gücün sembolleridir. Ayrıca, 1 ve 2’yle gösterilen alt indisler, sırasıyla susturucu takılmamış ve susturucu takılmış sistemleri ifade etmektedir.

2.3.2 Gürültü azaltımı (LD ya da NR)

Kısaltmaları, İngilizce ‘*Level Difference*’ ya da ‘*Noise Reduction*’ ifadelerinin baş harfleri kullanılarak oluşturulmuştur. Bir akustik filtrenin başlangıcındaki ses basınç düzeyi ile, sonundaki ses basınç düzeyi arasındaki farktır.

$$NR = L_{p1} - L_{p2} = 20 \log_{10} (|p_1 / p_2|) \quad (0.78)$$

Denklem (0.78)’de, 1 alt indisi, akustik filtrenin başlangıcını; 2 alt indisiyse, akustik filtrenin bitişini göstermektedir. Ayrıca L_p , ses basınç düzeyini; p ise akustik basınç değerini sembolize etmektedir.

2.3.3 İletim kaybı (TL)

Kısaltması, İngilizce ‘*Transmission Loss*’ ifadesinin baş harfleri kullanılarak oluşturulmuştur. Bir akustik filtrenin girişindeki ses şiddeti düzeyi ile çıkışındaki ses şiddeti düzeyleri arasındaki farktır.

$$TL = L_{I1} - L_{I2} = 20 \log_{10} \left(\left| \frac{p_1 + Y_1 v_1}{2 Y_2 v_2} \right| \right) \quad (0.79)$$

Denklem (0.79)’daki 1 alt indisi, akustik filtrenin girişini; 2 alt indisiyse, akustik filtrenin çıkışını ifade etmektedir. Ayrıca L_I , ses şiddeti düzeyini; p akustik basıncı; v , volumetrik hızı; Y ise, boru içi karakteristik akustik empedansı sembolize etmektedir.

Diğer performans parametrelerinden farklı olarak, iletim kaybı hesaplanırken göz önünde bulundurulması gereken önemli bir nokta vardır. İletim kaybı hesaplanırken, akustik filtrenin çıkışında anekoik bitiş olduğu kabul edilir. Bir başka deyişle, filtreden çıkan sesin herhangi bir engele çarpıp geri dönmediği kabul edilir. Zaten bu tezin konusu olan reaktif tip susturucularda da durum, bu kabule oldukça uygundur (Munjial, 1987). Bu tezde de akustik performans parametresi olarak iletim kaybı kullanılmıştır.

2.3.4 Transfer matrisinden iletim kaybı değerlerinin hesaplanması

n ve m ile belirtilmiş iki nokta arasına yerleştirilmiş susturucunun durum değişkenlerini ve onları birbirine bağlayan transfer matrisi şu şekilde ifade edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_m \\ v_m \end{Bmatrix} \quad (0.80)$$

Bu iki nokta arasına yerleştirilen susturucunun sebep olacağı iletim kaybının hesabı da Denklem (0.79)'da gösterilmişti. Bu denklem mevcut duruma göre tekrar yazıldığında şu bağıntı elde edilir.

$$TL = 20 \log_{10} \left(\left| \frac{p_n + Y_n v_n}{2 Y_m v_m} \right| \right) \quad (0.81)$$

Denklem (0.80) açık bir şekilde yazılırsa, şu bağıntılar elde edilecektir:

$$p_n = T_{11} p_m + T_{12} v_m \quad (0.82)$$

$$v_n = T_{21} p_m + T_{22} v_m \quad (0.83)$$

Ayrıca, m noktasından geçen harmonik dalga sadece tek yönde ilerlediği için basınç ve volumetrik hız arasında şu bağıntı vardır:

$$p_m = Y_m v_m \quad (0.84)$$

Denklemler (0.82), (0.83) ve (0.84), Denklem (0.81)'de yerine konacak olursa, akış olmayan durgun ortam için iletim kaybı ifadesi elde edilir (Munjial, 1987):

$$TL = 20 \log_{10} \left(\left(\frac{Y_m}{Y_n} \right)^{0.5} \left| \frac{1}{2} T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_m} + T_{21} Y_n + T_{22} \frac{Y_n}{Y_m} \right| \right) \quad (0.85)$$

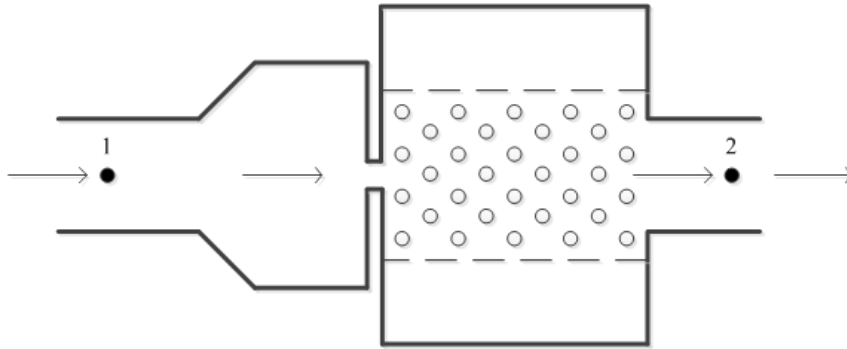
Eğer susturucu içinden geçen akışın etkisi de incelenmek istenirse, o zaman girişteki akışın Mach sayısı ve çıkıştaki akışın Mach sayısının etkisi de Denklem (0.85)'e dahil edilmelidir. Bu durumda, iletim kaybını ifade eden en geniş denklem şu hale gelmektedir (Kinsler ve diğ., 1982):

$$TL = 20 \log_{10} \left(\left(\frac{Y_m}{Y_n} \right)^{0.5} \frac{1}{2} \frac{(1+M_n)}{(1+M_m)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_m} + T_{21} Y_n + T_{22} \frac{Y_n}{Y_m} \right| \right) \quad (0.86)$$

2.4 Basınç Kaybı

Bir susturucu tasarlanırken, susturucunun akustik performansının yanı sıra, motor performansına etkisi de son derece önemlidir. Yanmış gazların, bir an önce motordaki yanma odalarından çekilip, egzoz – dolayısıyla da susturucu – kanalıyla atılması gerekmektedir ki, onun yerini yanmamış gazlar doldurabilsin. Yanmış gazların silindirlerin yanma odasından atılışı ne kadar başarısız olursa, yanmamış gazın silindire girişi de o kadar az olur ve her çevrimde daha az enerji üretilir. Bu da, motorun performansının düşmesi anlamına gelmektedir.

Susturucu içerisinde akmakta olan gazın, sabit bir akış rejimi olduğu kabul edilebilir. Bu sebeple de, bir susturucu içindeki akış için, iki ayrı noktada Bernoulli Denklemi yazmakta bir sakınca yoktur. Şekil 2.6'da gösterilen temsili bir susturucunun içinde, Bernoulli Denklemi'nin yazılabilmesi için gereken iki nokta belirtilmiştir.



Şekil 2.6 : Temsili bir susturucu sisteminde akışın gösterilmesi.

Şekil 2.6'da gösterilen 1 ve 2 numaralı noktalar arasında, Bernoulli Denklemi şu şekilde yazılabilir:

$$P_1 + \frac{\rho U_1^2}{2} + \rho g z_1 = P_2 + \frac{\rho U_2^2}{2} + \rho g z_2 \quad (0.87)$$

Denklem (0.87)'de yer alan P , gazın basıncını; z ise ölçümün alındığı yüksekliği ifade etmektedir.

Susturucular düşünüldüğünde, Bernoulli Denklemi yazılacak iki nokta arasında yükseklik farkı, ihmal edilebilecek kadar küçük olacağından; (3.1)'deki denklemde, denklemin iki tarafındaki son terimler birbirini götürür. Bu durumda, kullanılacak Bernoulli Denklemi şu hali alır (Aksel, 2005):

$$P_1 + \frac{\rho U_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho U_2^2}{2} \quad (0.88)$$

Denklem (0.88)'de gösterilen ifadenin, akış anında hiç kayıp olmadığı takdirde geçerli olduğunun altını çizmek gerekmektedir. Akıştan kaynaklanan kayıplar Denklem (0.88)'e yerleştirilecek olursa, bu denklem enerji denklemine dönüşür. Akıştan dolayı gerçekleşen basma yüksekliği kaybı h_e ile gösterilir ve onun sebep olduğu basınç kaybı da şu şekilde ifade edilir:

$$P_h = \rho g h_e \quad (0.89)$$

Bir noktadaki durgunluk basıncıysa şu şekilde tanımlanır:

$$P_s = P + \frac{\rho U^2}{2} \quad (0.90)$$

Akış kaynaklı basınç kaybı Denklem (0.88)'in sağına eklenmelidir. Bunun sebebi açıktır. Şekil 2.6'daki 2 numaralı nokta, akışın aktığı yöndür ve akış 1'den 2'ye gelene kadar belirli bir miktar basınç kaybı olacaktır. Eşitliği sağlamak için kaybolan basıncı, 2 numarada varolan durgunluk basıncına eklemek gerekir.

$$P_{s1} = P_{s2} + \rho g h_e \quad (0.91)$$

Akış kaynaklı basma yüksekliği kaybını, kayıp sabiti k_e cinsinden ifade etmek de mümkündür. Bu yapıldığı takdirde:

$$h_e = k_e \frac{1}{2} \rho U_1^2 \quad (0.92)$$

Denklem (0.92)'de ifade edilen basma yüksekliği kaybı, boru içi akış söz konusu olduğu için debi cinsinden de ifade edilebilir. Bu durumda; debi, akım; basınç kaybı da potansiyel farkı şeklinde elektriksel sistemlere analogik olarak düşünüldüğünde; debinin önüne akışa engel olacak bir direnç ifadesi yazılabilir. Denklemler (0.91) ve (0.92), bu analogi kullanılarak tekrar düzenlenirse, şu denklem elde edilecektir:

$$P_{s1} = P_{s2} + R_f Q_1 \quad (0.93)$$

Denklem (0.93)'teki R_f , bundan sonra '*akış direnci*' ismiyle anılacaktır.

İki nokta arasında akışkan kaybı olmadığı ve akışkanın da sıkıştırılamaz olduğu kabulleri altında debinin değişmediği kabul edilir. Bu durumun matematiksel ifadesi de şudur:

$$Q_1 = Q_2 = Q \quad (0.94)$$

Tüpün kesit alanına S denirse ve tüpün içinden geçen akışkanın hızı da biliniyorsa, debi kolayca hesaplanır:

$$Q = \frac{U}{S} \quad (0.95)$$

Durum değişkenleri olarak iki noktadaki basınç ve debi kabul edilecek olursa, Denklemler (0.93) ve (0.94) kullanılarak, iki noktadaki basınç ve debi ifadesini veren bir transfer matrisi yazmak mümkün olacaktır.

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & R_f \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{Bmatrix} \quad (0.96)$$

Bu noktadan itibaren, transfer matrisi metodunun özelliklerini kullanarak, ard arda sıralanmış susturucu elemanlarının durgunluk basıncı kaybı hesaplanabilecektir. Durgunluk basıncındaki kayıp da, susturucuların performansını etkileyen geri basınç ifadesinin tam karşılığıdır. Bundan sonra yapılması gereken işlem, susturucu elemanının sahip olduğu akış direnci ifadesini elde etmek ve onu transfer matrisinde yerine koymaktır (Elnady ve diğ, 2011).

Denklem (0.96)'dan da açıkça görüleceği üzere 1 ve 2 noktaları arasındaki basınç kaybı da şu şekilde ifade edilebilir:

$$\Delta P = R_f Q \quad (0.97)$$

2.5 Susturucu Elemanlarının Transfer Matrisleri

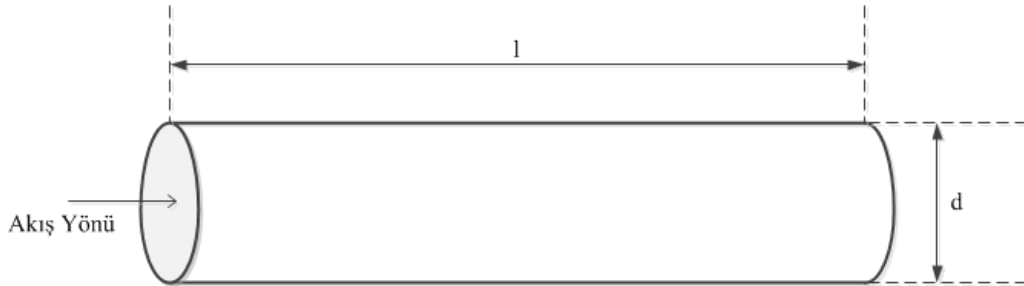
Bu bölümde, kanal sayılarına göre sınıflandırılmış belli başlı reaktif susturucu elemanlarının akustik performanslarının ve basınç kaybı ifadelerinin hesaplanabilmesi için gereken transfer matrisleri verilecektir. Ters belirtilmediği sürece uzunluklar metre, açılar da radyan cinsinden alınmalıdır. Akustik performansın hesaplanması için gereken transfer matrisi Denklem (0.69)'da verilen formda; Basınç kaybını hesaplamak için gereken transfer matrisi de Denklem (0.96)'da verilen formdadır.

2.5.1 Tek kanallı (2-Port) elemanlar

Tek kanallı ya da 2-Port susturucu elemanlarında akış bir kanaldan girer (*menba*) ve diğer kanaldan çıkar (*menfez*). Akustik dalgalar da, yine aynı yönü takip eder. Bu durumda menbadaki klasik durum değişkenlerini menfezdeki klasik durum değişkenlerine dönüştürecek transfer matrisi hesaplanmalıdır. Bunun için de her eleman için ayrı bir yol izlenmiştir. Bu bölümde bu yollar formüle edilecektir.

2.5.1.1 Sabit yarıçaplı boru

Duvarları rijit kabul edilen, içindeki akustik ortamın akış yönünde U hızıyla aktığı, çapı d , uzunluğu da l olan susturucu elemanıdır. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.7 'de verilmiştir.



Şekil 2.7 : Sabit yarıçaplı borunun şematik gösterimi.

Sabit yarıçaplı borunun akustik transfer matrisinin hesaplarını yapmak için, önce akustik dalga sayısı hesaplanır.

$$k_0 = \frac{2\pi f}{c} \quad (0.98)$$

Denklem (0.98)'de yer alan f , sesin frekansını; c de akustik ortamdaki ses hızını ifade etmektedir. Daha sonra dalga sayısına, Mach sayısının etkisi de dahil edilerek, taşınımli dalga sayısı, k_c , hesaplanır.

$$k_c = \frac{k_0}{(1-M^2)} \quad (0.99)$$

Denklem (0.99)'daki M , borunun içinden geçen akışın Mach sayısıdır. Denklem (0.99)'un da yardımıyla, sabit yarıçaplı boru elemanının akustik transfer matrisi elemanları hesaplanır.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} e^{(-jMk_c l)} \cos(k_c l) & jY_0 e^{(-jMk_c l)} \sin(k_c l) \\ \frac{j}{Y_0} e^{(-jMk_c l)} \sin(k_c l) & e^{(-jMk_c l)} \cos(k_c l) \end{bmatrix} \quad (0.100)$$

Denklem (0.100) ile gösterilen ifadedeki $\mathbf{T}$ matrisi, sabit yarıçaplı boru elemanının akustik transfer matrisidir (Gerges, 2005).

Şekil 2.7'de verilen sabit yarıçaplı boru elemanının, basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanmasında en önemli adım, Denklem (0.96)'da R_f ile gösterilen akış direncini elde etmektir. Düz bir boru için R_f , aşağıdaki gibi tanımlanır (Elnady ve diğ, 2011):

$$R_f = \frac{f_s l}{d} \frac{\rho_0}{2S^2} Q \quad (0.101)$$

Denklem (0.101)'de verilen f_s , sürtünme katsayısını; S , sabit yarıçaplı borunun kesit alanını; Q ise, sabit yarıçaplı borunun içinden geçen akışın debisini ifade etmektedir.

Sürtünme katsayısı, Reynold sayısının değerine bağlı olarak iki farklı şekilde hesaplanır. Reynold Sayısı ise şu şekilde hesaplanır (Aksel, 2005):

$$Re = \frac{\rho_0 U d}{\mu} \quad (0.102)$$

Denklem (0.102)'deki μ , akışkanın dinamik viskozitesidir ve hava için 300°K için yaklaşık değeri 1.983×10^{-5} kg/(m·s)'dir (Url-1). Bu tez kapsamında yazılan programın hesaplamalarında da, bu değer kullanılmıştır.

Sürtünme kaybı hesabına geri dönülecek olursa, Reynolds sayısının 3000'den küçük olduğu durumlar için, f_s şu şekilde bulunabilir (Aksel, 2005):

$$f_s = \frac{Re}{64} \quad (0.103)$$

Eğer akışın Reynolds sayısı 3000'den fazla ise, o zaman örtülü denklem olan ‘Colebrook – White Denklemi’, f_s 'yi bulmak için kullanılabilir (Aksel, 2005):

$$\frac{1}{\sqrt{f_s}} = -2 \log_{10} \left(\frac{e/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_s}} \right) \quad (0.104)$$

Denklem (0.104)'teki terimlerden e , mutlak pürüzlülüğün sembolüdür. Bu değer, boru içindeki pürüzlerin ortalama genliğidir. Sanayide kullanılan boru tiplerinin mutlak pürüzlülük değerleri, tablolar halinde literatürde bulunmaktadır. Bu tezde kabul edilen mutlak pürüzlülük değeri 0.045 mm'dir (Aksel, 2005).

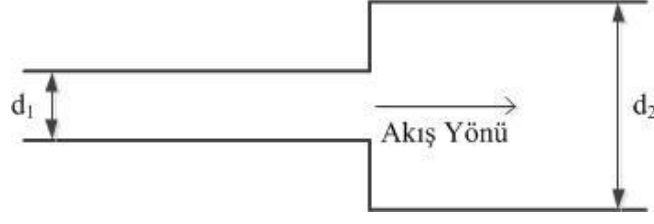
Denklem (0.104)'ün elde edilmesi, iteratif bir işlemdir. Önce f_s için bir değer kabul edilir, denklemin sağ tarafına yerleştirilir, ardından denklemin sol tarafındaki f_s bulunur. Yeni bulunan f_s , tekrar denklemin sağ tarafına yerleştirilir ve aynı işlem, bulunan f_s ile denkleminde yerine konan f_s birbirine eşit ya da çok yakın olana kadar devam eder.

Sürtünme katsayısı bulunduktan sonra, akış direncini elde etmekte kullanılan Denklem (0.101)'de yerine konur ve R_f hesaplanır. Bu değer, daha sonra basınç kaybı transfer matrisinde yerine konarak, hesaplama tamamlanır (Elnady ve diğ., 2011).

$$\begin{Bmatrix} P_{giriş} \\ Q_{giriş} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & R_f \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_{çıkış} \\ Q_{çıkış} \end{Bmatrix} \quad (0.105)$$

2.5.1.2 Ani genişleme

Duvarları rijit kabul edilen, akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapının d_1 , menfez çapının d_2 olduğu eleman tipidir. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.8'de mevcuttur.



Şekil 2.8 : Ani genişleme elemanının şematik gösterimi.

Ses dalgaları, ani genişleme elemanının içinde ilerlerken, ilerledikleri kanalların kesit alanlarındaki ani değişimler nedeniyle dirençle karşılaşır. Bu direnç, dalgaların bir kısmının geri dönmesine sebep olur. Bu dirence de akustik karakteristik empedans dendiği daha önceden belirtilmişti. Bu nedenle, akustik transfer matrisi hesaplanırken, ilk yapılması gereken işlem, farklı çaptaki kanalların kesit alanlarının bulunmasıdır.

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (0.106)$$

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (0.107)$$

Akış, dar bir kanaldan geniş bir kanala açıldığında, sadece akustik değişkenlere değil, akışın kendisine karşı da bir direnç oluşmaktadır. Bu direnç, akustik değişkenleri de etkilediği için, statik basınç kaybı sabiti K_d de, bu hesapların içinde bulunacaktır. K_d , şu şekilde hesaplanır (Aksel, 2005).

$$K_d = ((S_1 / S_2) - 1)^2 \quad (0.108)$$

Akışın iki farklı yarıçaptaki Mach sayıları hesaplanır:

$$M_1 = \frac{U}{c} = \frac{Q}{S_1 c} \quad (0.109)$$

$$M_2 = \frac{M_1 S_1}{S_2} \quad (0.110)$$

İki farklı yarıçaptaki kanal için karakteristik akustik empedans hesabı yapılır.

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad (0.111)$$

Denklemler (0.106)-(0.111) kullanılarak, akustik transfer matrisinin elemanları yazılır:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_d)M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (0.112)$$

Denklem (0.112) ile elemanları gösterilen $\mathbf{T}$ matrisi, ani genişleme elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

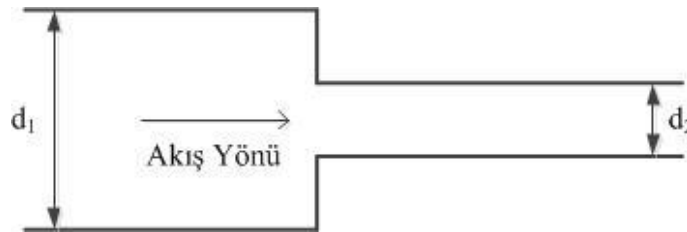
Basınç kaybı transfer matrisinin elemanlarının elde edilmesinde en önemli adımın, elemana ait akış direncinin hesaplanması olduğundan daha önce bahsedilmişti. Ani genişleme elemanı için geçerli olan akış direnci ifadesi, şu şekilde hesaplanır (Elnady ve diğ, 2011).

$$R_f = K_d \frac{\rho_0 Q}{2S_1^2} \quad (0.113)$$

Denklem (0.113)'teki S_1 ve K_d ifadeleri, Denklem (0.106) ve Denklem (0.108)'den elde edilir. Ardından, hesaplanan R_f değeri, Denklem (0.105)'te yerine yazılarak, ani genişleme elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilmiş olur (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.3 Ani daralma

Duvarları rijit kabul edilen, akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapının d_1 , menfez çapının d_2 olduğu eleman tipidir. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.9'da mevcuttur.



Şekil 2.9 : Ani daralma elemanının şematik gösterimi.

Tıpkı ani genişleme elemanında olduğu gibi, ani daralma elemanında da, akustik transfer matrisi elemanlarının hesabında, ses dalgalarının farklı kesit alanlarına sahip kanallar arasındaki geçişte karşılaştığı direnç etkilidir. İlk adım, kanalların kesit alanlarını hesaplamaktır.

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (0.114)$$

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (0.115)$$

Ani daralma elemanın içinden geçen akışa gösterilecek direncin bir ölçüsü olan statik basınç kaybı sabiti, şu şekilde hesaplanır (Aksel, 2005):

$$K_d = (1 - S_2 / S_1) / 2 \quad (0.116)$$

Akışın iki farklı yarıçaptaki Mach sayıları hesaplanır:

$$M_1 = \frac{U}{c} = \frac{Q}{S_1 c} \quad (0.117)$$

$$M_2 = \frac{M_1 S_1}{S_2} \quad (0.118)$$

İki boru için de karakteristik akustik empedans hesabı yapılır:

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad (0.119)$$

Denklemler (0.114)-(0.119) kullanılarak, akustik transfer matrisinin elemanları yazılır:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_d) M_2 Y_2 - M_1 Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (0.120)$$

Denklem (0.120) ile verilen ifadedeki $\mathbf{T}$ matrisi, ani daralma elemanın akustik transfer matrisi olarak tanımlanır (Mechel, 2008).

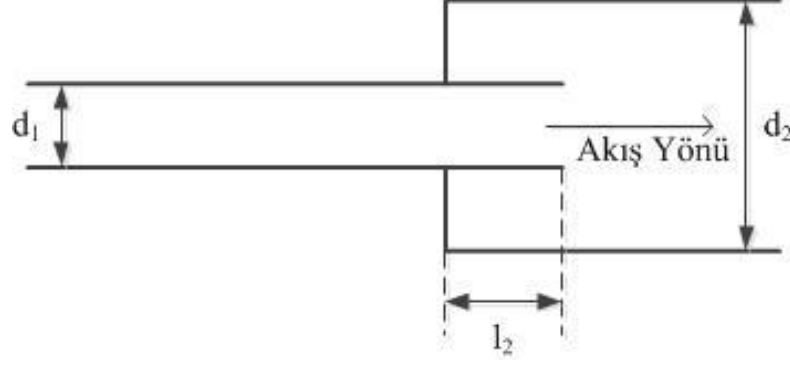
Ani daralma elemanın basınç kaybı transfer matrisini hesaplamak için gereken akış direnci ifadesi, aşağıdaki gibi tanımlanmıştır (Elnady ve diğ, 2011):

$$R_f = K_d \frac{\rho_0 Q}{2 S_2^2} \quad (0.121)$$

Denklem (0.121) uyarınca R_f hesaplandıktan sonra, basınç kaybı transfer matrisi, Bölüm 2.5.1.2’de anlatıldığı gibi hesaplanabilir.

2.5.1.4 Uzatılmış ani genişleme

Duvarları rijit kabul edilen, akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapının d_1 , menfez çapının d_2 ; d_1 yarıçaplı borunun d_2 yarıçaplı borunun içine l_2 uzatma miktarı kadar girdiği eleman tipidir. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.10'da mevcuttur.



Şekil 2.10 : Uzatılmış ani genişleme elemanının şematik gösterimi.

Uzatılmış ani genişleme elemanının akustik transfer matrisinin elde edilmesi, ani genişleme elemanına benzemekle birlikte, akış yönüne göre girişte bulunan l_2 uzatma borusu, bu hesaplamalarda ufak ama önemli değişikliklere sebep olmaktadır. Bu uzatma borusunun varlığı, giriş ve çıkış dışında üçüncü bir kesit alanını daha hesaplara dahil etmektedir. Bu üçüncü bölgeye ait hesaplanacak terimler, 'r' alt indisıyla gösterilecektir. İlk adım, kesit alanlarının hesaplanmasıdır.

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (0.122)$$

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (0.123)$$

$$S_r = S_2 - S_1 \quad (0.124)$$

Yapılacak bir sonraki işlem, boru çaplarındaki ani değişimden kaynaklanan Basınç kaybını bulmaya yarayacak olan K_d statik basınç kaybı sabitinin ve akışın yönünü belirtmekte kullanılan süreklilik sabitleri C_d ve C_r 'nin ifade edilmesidir.

$$K_d = (S_1 / S_2 - 1)^2 \quad (0.125)$$

$$C_d = -1 \quad C_r = 1 \quad (0.126)$$

Bir sonraki adım, iki borunun içinden geçen akışın Mach sayılarının hesaplanmasıdır. Bu işlem Denklemler (0.117) ve (0.118)'de yapılanın aynısıdır.

Boru içi karakteristik akustik empedans ifadeleri Denklem (0.119) uyarınca elde edilir. Bu empedans ifadelerine ek bir empedans ifadesi de, uzatılmış bölgenin karakteristik akustik empedans ifadesidir, Y_r ile gösterilir ve şu adımlar sonucunda hesaplanır:

$$Y_{uza} = \frac{\rho_0 c}{S_r} \quad (0.127)$$

$$Y_r = -jY_{uza} \cot(k_0 l_2) \quad (0.128)$$

Denklemler (0.122)-(0.128) ve arada referans gösterilen diğer denklemler de kullanılarak, uzatılmış ani genişleme elemanının *konvektif transfer matrisini* hesaplamak için gereken elemanlar aşağıdaki gibi hesaplanır (Mechel, 2008):

$$\mathbf{T}_C = \begin{bmatrix} 1 & K_d M_2 Y_2 \\ \frac{C_r S_r}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} & \frac{C_r S_r Y_r - M_1 Y_2 (C_d S_2 + K_d S_1)}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} \end{bmatrix} \quad (0.129)$$

Denklemler (0.129)'da oluşturulan transfer matrisi, şu ana kadar hesaplanan transfer matrislerinden farklıdır. Bu transfer matrisi konvektif durum değişkenlerini birbiriyle eşleştirir. En başından beri göz önünde bulundurulmuş durum değişkenlerine sadık kalmak için, Mach sayısının etkisi bu hesaplara dahil edilmelidir. Bunun için iki tane transformasyon matrisi tanımlanır (Mechel, 2008):

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} 1 & M_1 Y_1 \\ M_1 / Y_1 & 1 \end{bmatrix} \quad (0.130)$$

$$\mathbf{C}_2 = \begin{bmatrix} 1 & M_2 Y_2 \\ -M_2 / Y_2 & 1 \end{bmatrix} \quad (0.131)$$

Denklemler (0.130) ve (0.131)'da yazılan ifadeler aşağıdaki gibi kullanılırsa, uzatılmış ani genişleme elemanının akustik transfer matrisi elde edilir (Mechel, 2008):

$$\mathbf{T} = [\mathbf{C}_1][\mathbf{T}_C][\mathbf{C}_2] \quad (0.132)$$

Denklem (0.132) ile elde edilebilen **T** matrisi, uzatılmış ani genişleme elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

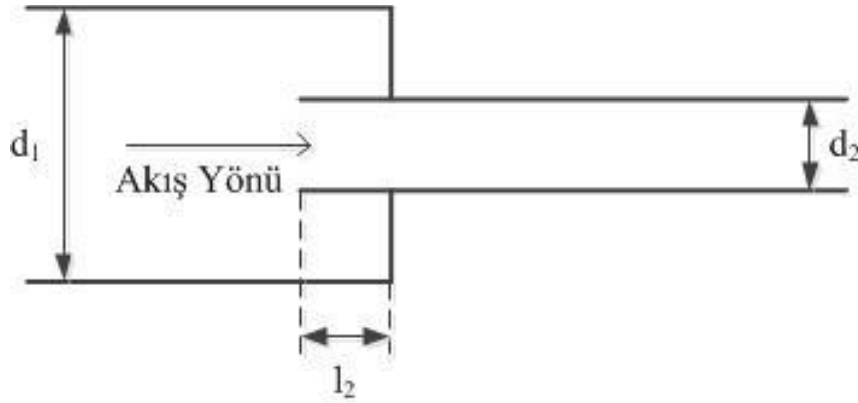
Uzatılmış ani genişleme elemanının basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanmasında gerekli olan akış direnci ifadesi, şu şekilde hesaplanabilmektedir (Elnady ve diğ, 2011):

$$R_f = K_d \frac{\rho_0 Q}{2S_1^2} \quad (0.133)$$

Denklem (0.133)'te verilen S_1 ve K_d ifadeleri, Denklemler (0.122) ve (0.125)'ten hesaplanabilir. Bu yapıldıktan sonra, Denklem (0.133), Denklem (0.105)'te yerine yazılarak, uzatılmış ani genişleme elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde e (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.5 Uzatılmış ani daralma

Duvarları rijit kabul edilen, akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapının d_1 , menfez çapının d_2 ; d_2 yarıçaplı borunun d_1 yarıçaplı borunun içine l_2 uzatma miktarı kadar girdiği eleman tipidir. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.11'te mevcuttur.



Şekil 2.11 : Uzatılmış ani daralma elemanının şematik gösterimi.

Uzatılmış ani daralma elemanının akustik transfer matrisinin hesabı, Bölüm 2.5.1.4'te anlatılan uzatılmış ani genişleme elemanı ile benzerlikler göstermektedir. Öncelikle yapılması gereken, farklı kesit alanlarının hesaplanmasıdır.

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (0.134)$$

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (0.135)$$

$$S_r = S_1 - S_2 \quad (0.136)$$

Bir sonraki adım, statik basınç kaybı sabiti ve süreklilik sabitlerinin belirlenmesidir. Bu sabitler aşağıdaki gibidir (Mechel, 2008):

$$K_d = (1 - S_2 / S_1) / 2 \quad (0.137)$$

$$C_d = -1 \quad C_r = -1 \quad (0.138)$$

Bir sonraki adım, iki borunun içinden geçen akışın Mach sayılarının hesaplanmasıdır. Bu işlem Denklemler (0.117) ve (0.118)'de yapılanın aynısıdır.

Boru içi karakteristik akustik empedans ifadeleri de yine Denklem (0.119) kullanılarak elde edilir. Uzatılmış bölgenin karakteristik empedans ifadesi, Y_r ise Denklemler (0.127) ve (0.128) uyarınca hesaplanır.

Denklemler (0.134)-(0.138) ve diğer referans gösterilen denklemler de kullanılarak, uzatılmış ani daralma elemanının *konvektif* transfer matrisini hesaplamak için gereken elemanlar hesaplanır (Mechel, 2008):

$$\mathbf{T}_C = \begin{bmatrix} 1 & K_d M_2 Y_2 \\ \frac{C_r S_r}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} & \frac{C_r S_r Y_r - M_1 Y_2 (C_d S_2 + K_d S_1)}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} \end{bmatrix} \quad (0.139)$$

Denklem (0.139)'da ifade edilen $\mathbf{T}_C$ konvektif transfer matrisini, klasik durum değişkenlerini birbiriyle eşleştirecek transfer matrisine çevirmek gerekmektedir. Bunun nasıl yapılacağı, Bölüm 2.5.1.4'te anlatılmıştır. Bu son işlem de yapıldığında, uzatılmış ani daralma elemanı için akustik transfer matrisi elde edilir (Mechel, 2008).

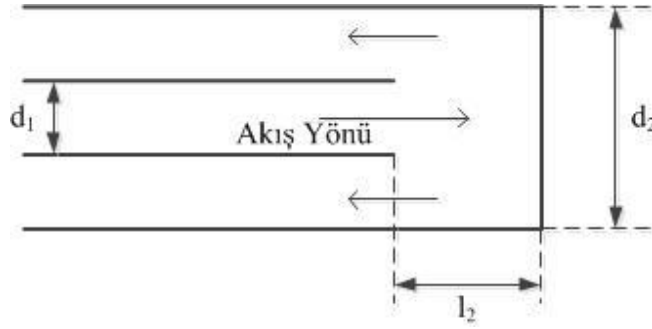
Uzatılmış ani daralma elemanının basınç kaybı transfer matrisini elde etmek için akış direncini hesaplamak gerekmektedir. Akış direnci, aşağıdaki gibi ifade edilir (Elnady ve diğ, 2011):

$$R_f = K_d \frac{\rho_0 Q}{2 S_2^2} \quad (0.140)$$

Denklem (0.140)'ta verilen S_2 ve K_d ifadeleri, Denklemler (0.135) ve (0.137)'den hesaplanabilir. Bu yapıldıktan sonra, Denklem (0.140), Denklem (0.105)'te yerine yazılarak, uzatılmış ani daralma elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilmiş olur (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.6 Ters genişleme

Duvarları rijit kabul edilen, akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapının d_1 olduğu ve menfez borusunun içinden geçerek geldiği, menfez dış çapın d_2 olduğu, menbanın menfeza açılan kısmıyla en dış duvar arasında l_2 kadar mesafe bulunduğu susturucu elemanıdır. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.12 'de mevcuttur.



Şekil 2.12 : Ters genişleme elemanının şematik gösterimi.

Ters genişleme elemanının akustik transfer matrisinin elde edilmesinde izlenecek yol, uzatılmış ani genişleme ve uzatılmış ani daralma elemanlarından çok farklı değildir. Değişen en önemli parametre, statik basınç kaybı katsayısı ve süreklilik sabitleridir. Ancak yine ilk adım, farklı kesit alanlarının hesaplanmasıdır.

$$S_r = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (0.141)$$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (0.142)$$

$$S_2 = S_r - S_1 \quad (0.143)$$

Br sonraki adım, statik basınç kaybı katsayısı ve süreklilik sabitlerinin elde edilmesidir (Mechel, 2008).

$$K_d = (S_1 / S_2)^2 \quad (0.144)$$

$$C_d = 1 \quad C_r = -1 \quad (0.145)$$

Sıradaki adım, iki borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarının hesaplanmasıdır. Bu işlem Denklemler (0.117) ve (0.118)'de yapılanın aynısıdır.

Boru içi karakteristik akustik empedans ifadeleri de yine Denklem (0.119) kullanılarak elde edilir. Bu empedans ifadelerine ek olarak, uzatılmış bölgenin karakteristik akustik empedansı Y_r ise Denklemler (0.127) ve (0.128) uyarınca hesaplanır.

Denklemler (0.141)-(0.145) ve diğer referans gösterilen denklemler kullanılarak, ters genişleme elemanının *konvektif* transfer matrisini hesaplamak için gereken elemanlar hesaplanır (Mechel, 2008):

$$\mathbf{T}_C = \begin{bmatrix} 1 & K_d M_2 Y_2 \\ \frac{C_r S_r}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} & \frac{C_r S_r Y_r - M_1 Y_2 \cdot (C_d S_2 + K_d S_1)}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} \end{bmatrix} \quad (0.146)$$

Elemanları Denklem (0.146) ile gösterilen $\mathbf{T}_C$ matrisi, konvektif durum değişkenlerini birbiriyle eşleştirir. Bölüm 2.1.5.4'te anlatılan yol izlenerek bu matris, klasik durum değişkenlerini birbirine bağlayan transfer matrisine dönüştürülür (Mechel, 2008).

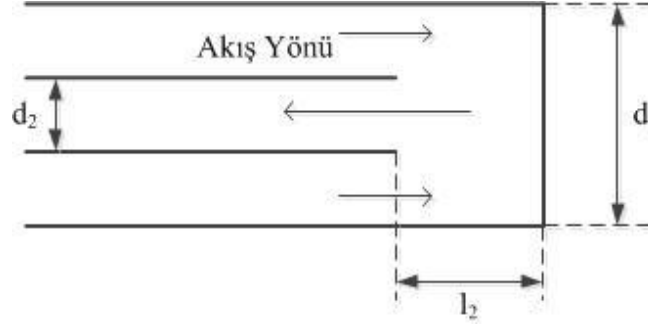
Ters genişleme elemanının basınç kaybı transfer matrisini elde etmek için, direnci ifadesine ihtiyaç duyulmaktadır. Akış direnci, aşağıdaki gibi hesaplanır (Elnady ve diğ, 2011):

$$R_f = K_d \frac{\rho_0 Q}{2 S_1^2} \quad (0.147)$$

Denklem (0.147)'de verilen S_1 ve K_d ifadeleri, Denklemler (0.142) ve (0.144)'ten hesaplanabilir. Bu yapıldıktan sonra, Denklem (0.147), Denklem (0.105)'te yerine yazılarak, ters genişleme elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilmiş olur (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.7 Ters daralma

Duvarları rijit kabul edilen, akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba dış çapının d_1 olduğu ve menfez borusunun dışından geçerek geldiği, menfez çapın d_2 olduğu, menbanın menfeza daralan kısmıyla en dış duvar arasında l_2 kadar mesafe bulunduğu susturucu elemanıdır. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.13'te mevcuttur.



Şekil 2.13 : Ters daralma elemanının şematik gösterimi.

Ters daralma elemanının akustik transfer matrisinin hesabında ilk adım, farklı kesit alanlarının hesaplanmasıdır.

$$S_r = \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (0.148)$$

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad (0.149)$$

$$S_1 = S_r - S_2 \quad (0.150)$$

Kesit alanları hesaplandıktan sonra, statik basınç kaybı katsayısı ve süreklilik sabitleri belirlenir (Mechel, 2008):

$$K_d = 0.5 \quad (0.151)$$

$$C_d = 1 \quad C_r = -1 \quad (0.152)$$

Bir sonraki adım, iki borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarının hesaplanmasıdır. Bu işlem, Denklemler (0.117) ve (0.118)'de yapılanın aynısıdır.

Boru içi karakteristik akustik empedans ifadeleri de yine Denklem (0.119) kullanılarak elde edilir. Uzatılmış bölgenin karakteristik akustik empedansı, Y_r de Denklemler (0.127) ve (0.128) uyarınca hesaplanır.

Denklemler (0.148)-(0.152) ve diğer referans gösterilen denklemler de kullanılarak, ters genişleme elemanının *konvektif* transfer matrisini hesaplamak için gereken elemanlar hesaplanır (Mechel, 2008):

$$\mathbf{T}_C = \begin{bmatrix} 1 & K_d M_2 Y_2 \\ \frac{C_r S_r}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} & \frac{C_r S_r Y_r - M_1 Y_2 (C_d S_2 + K_d S_1)}{C_r S_r Y_r + S_1 M_1 Y_1} \end{bmatrix} \quad (0.153)$$

Bölüm 2.1.5.4'te daha önce bahsedildiği gibi, Denklem (0.153) ile tanımlanan $\mathbf{T}_C$ matrisi, konvektif transfer matrisidir. Bu matrisin, nasıl klasik transfer matrisine dönüştürüleceği de, yine Bölüm 2.1.4.5'te belirtilmiştir. Bu işlemlerin sonucunda ters daralma elemanının akustik transfer matrisi elde edilir (Mechel, 2008).

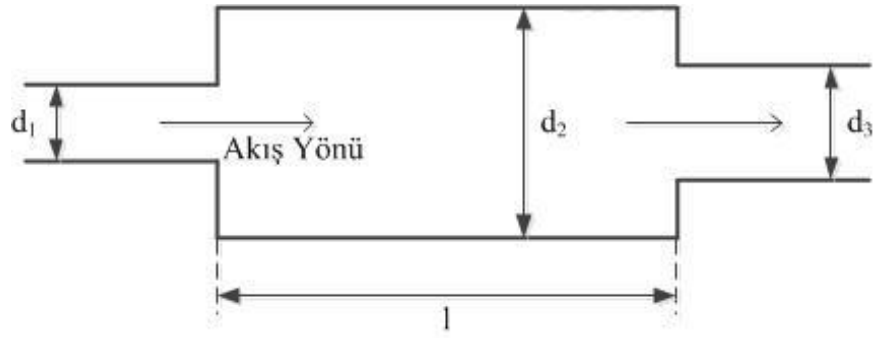
Ters genişleme elemanının basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanması için gereken en önemli ifade akış direncidir ve şu şekilde hesaplanır (Elnady ve diğ., 2011):

$$R_f = K_d \frac{\rho_0 Q}{2S_2^2} \quad (0.154)$$

Denklem (0.154)'te verilen S_2 ve K_d ifadeleri, Denklemler (0.149) ve (0.151)'den hesaplanabilir. Bu yapıldıktan sonra, Denklem (0.154), Denklem (0.105)'te yerine yazılarak, ters daralma elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilmiş olur (Elnady ve diğ., 2011).

2.5.1.8 Genişleme odası

Duvarları rijit kabul edilen; akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapı d_1 , genişleme odası çapı d_2 , menfez çapı d_3 , genişleme odasının boyu l olan susturucu elemanıdır. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.14'te mevcuttur.



Şekil 2.14 : Genişleme odası elemanının şematik gösterimi.

Genişleme Odası elemanı incelendiğinde, soldan sağa *ani genişleme*, *sabit yarıçaplı boru* ve *ani daralma* elemanlarından oluştuğu görülecektir. Bu nedenle hem akustik hem de basınç kaybı transfer matrislerinin elde edilmesinde, Bölüm 2.2'deki prensiplerden faydalanılabilir. Başka bir deyişle, bu üç elemanın zaten bilinen transfer matrisleri soldan sağa yazılarak ve çarpılarak genişleme odası elemanının transfer matrisi elde edilebilir.

Genişleme odası elemanı üç alt elemandan oluşmaktadır. Akustik transfer matrisinin bulunması için, bu elemanların transfer matrisleri doğru sırayla çarpılmalıdır. Genişleme odasını oluşturan elemanların akustik transfer matrisleri sırasıyla T_1 , T_2 ve T_3 olacak şekilde isimlendirilmiştir.

T_1 'in hesaplanması için Bölüm 2.5.1.2'deki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde menba çapı d_1 , menfez çapı d_2 olacak şekilde alınır.

T_2 'nin hesaplanması için Bölüm 2.5.1.1'deki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde borunun yarıçapı d_2 , borunun uzunluğu da l olacak şekilde alınır.

T_3 'ün hesaplanması için Bölüm 2.5.1.3'teki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde de menba çapı d_2 , menfez çapı d_3 olacak şekilde alınmalıdır.

Son olarak, genişleme odası elemanının akustik transfer matrisi, bu üç transfer matrisinin doğru sırayla çarpılmasıyla elde edilir.

$$[T] = [T_1][T_2][T_3] \quad (0.155)$$

Denklem (0.155)'teki T matrisi, genişleme odası elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

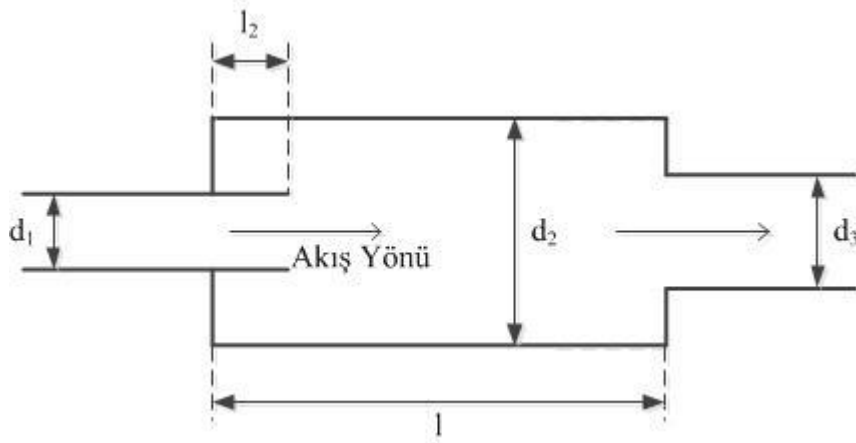
Genişleme odası elemanının basınç kaybı transfer matrisini elde etmek için de, az önce bahsedilene paralel bir yöntem uygulanır. Basınç kaybı transfer matrislerini, akustik transfer matrislerinden ayırmak için, sırasıyla $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$ ve $\mathbf{R}_3$ olacak şekilde isimlendirilmiştir. Bu transfer matrisleri de, az önce bahsedilen bölümlerde anlatıldığı gibi oluşturularak ayrı ayrı elde edilir. Son olarak, genişleme odasının tamamını ifade eden basınç kaybı transfer matrisinin elde edilmesi için doğru sırayla çarpılması gerekmektedir.

$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2][\mathbf{R}_3] \quad (0.156)$$

Denklem (0.156)'daki $\mathbf{R}$ matrisi, genişleme odası elemanının basınç kaybı transfer matrisidir (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.9 Girişte uzatılmış genişleme odası

Duvarları rijit kabul edilen; akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapı d_1 , genişleme odası çapı d_2 , menba çapı d_3 , genişleme odasının boyu l , menba borusunun, genişleme odasına girme miktarı l_2 olan susturucu elemanıdır. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.15'te mevcuttur.



Şekil 2.15 : Girişte uzatılmış genişleme odası elemanının şematik gösterimi.

Tıpkı genişleme odası elemanı gibi, girişte uzatılmış genişleme odası elemanı da incelendiğinde, soldan sağa *uzatılmış ani genişleme*, *sabit yarıçaplı boru* ve *ani daralma* elemanlarından oluştuğu görülecektir. Bu nedenle genişleme odası elemanında kullanılan yöntemin, bu elemana uygulanmasında sakınca yoktur.

Girişte uzatılmış genişleme odasını oluşturan alt elemanların transfer matrisleri sırasıyla T_1 , T_2 ve T_3 olarak isimlendirilmiştir.

T_1 'in hesaplarında Bölüm 2.5.1.4'teki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde, menba çapı d_1 , menfez çapı d_2 , uzatma miktarı l_2 olacak şekilde alınmalıdır.

T_2 'nin hesaplarında Bölüm 2.5.1.1'deki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde borunun yarıçapı d_2 , borunun uzunluğu da $(l-l_2)$ olacak şekilde alınmalıdır.

T_3 'ün hesaplarında Bölüm 2.5.1.3'teki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde menba çapı d_2 , menfez çapı d_3 olacak şekilde alınmalıdır.

Bu hesaplamalar yapıp T_1 , T_2 ve T_3 bulunduktan sonra şu bağıntı yazılır:

$$[T] = [T_1][T_2][T_3] \quad (0.157)$$

Denklem (0.157)'deki T matrisi, girişte uzatılmış genişleme odası elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

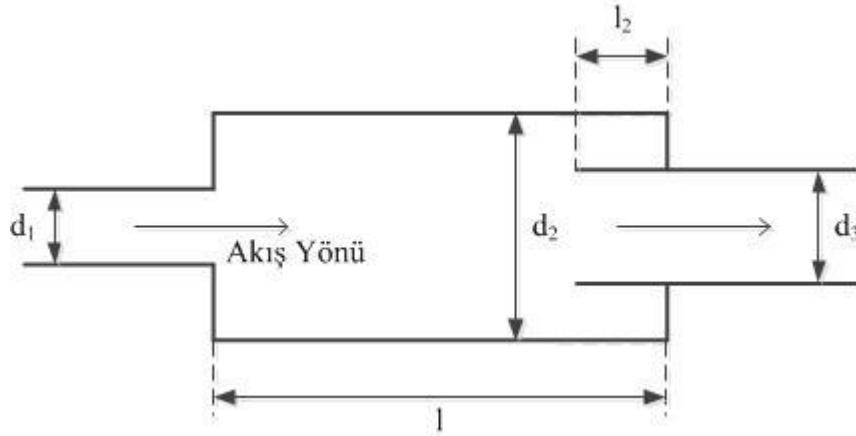
Girişte uzatılmış genişleme odasının, basınç kaybı transfer matrisi bulunurken de, yine az önce bahsedilen yöntemle benzer yöntem uygulanır. Bu iki yöntemde bahsedilen alt elemanlar aynı olsa bile, transfer matrisleri *basınç kaybı* hesabı için bulunacağından farklı bir şekilde isimlendirilmelidir. Basınç kaybı transfer matrisinin her bir alt eleman için nasıl bulunacağı, sırasıyla Bölüm 2.5.1.4, Bölüm 2.5.1.1 ve Bölüm 2.5.1.3'te açıklanmıştır. Bu bölümlerden bulunacak basınç kaybı transfer matrisleri R_1 , R_2 ve R_3 olarak isimlendirilir. Bu transfer matrislerinin hesaplamalarındaki geometrik uzunluklar ise, akustik transfer matrisi bulunurken yapılan eşleştirmeleriyle paralel şekilde yapılır. Son olarak, girişte uzatılmış genişleme odasının transfer matrisinin bulunması için, elde edilen alt elemanların transfer matrisleri doğru sırayla ard arda çarpılır.

$$[R] = [R_1][R_2][R_3] \quad (0.158)$$

Denklem (0.158)'deki R matrisi, genişleme odası elemanının basınç kaybı transfer matrisidir (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.10 Çıkışta uzatılmış genişleme odası

Duvarları rijit kabul edilen; akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapı d_1 , genişleme odası çapı d_2 , menba çapı d_3 , genişleme odasının boyu l , menfez borusunun, genişleme odasına girme miktarı l_2 olan susturucu elemanıdır. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.16'da mevcuttur.



Şekil 2.16 : Çıkışta uzatılmış genişleme odası elemanının şematik gösterimi.

Çıkışta uzatılmış genişleme odası elemanı incelendiğinde, soldan sağa *ani genişleme*, *sabit yarıçaplı boru* ve *uzatılmış ani daralma* elemanlarından oluştuğu görülecektir.

Çıkışta Uzatılmış Genişleme odasının akustik transfer matrisinin bulunması için, üç alt elemanın da transfer matrislerinin elde edilmesi gerekir. Daha önceki elemanlarda yapıldığı gibi, bu alt parçaları sırasıyla isimlendirmek gerekirse; ani genişleme elemanınıninkine T_1 , sabit yarıçaplı boru elemanınıninkine T_2 ve uzatılmış ani genişleme elemanınıninkine de T_3 olarak tanımlanır.

T_1 'in elemanlarının hesabında Bölüm 2.5.1.2'deki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde menba çapı d_1 , menfez çapı d_2 olacak şekilde alınmalıdır.

T_2 'nin elemanlarının hesabında Bölüm 2.5.1.1'deki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde borunun yarıçapı d_2 , borunun uzunluğu da $(l-l_2)$ olacak şekilde alınmalıdır.

T_3 'ün elemanlarının hesabında Bölüm 2.5.1.5'teki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerdeyse menba çapı d_2 , menfez çapı d_3 , uzatma miktarı l_2 olacak şekilde alınmalıdır.

Üç alt elemanın transfer matrisinin birleştirilmesi aşağıdaki gibi yapılır:

$$[\mathbf{T}] = [\mathbf{T}_1][\mathbf{T}_2][\mathbf{T}_3] \quad (0.159)$$

Denklem (0.159)'daki $\mathbf{T}$ matrisi, çıkışta uzatılmış genişleme odası elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Çıkışta uzatılmış genişleme odasının basınç kaybı transfer matrisi bulunurken de, yine aynı yöntem izlenir. Alt elemanlar, akustik transfer matrisinin hesabında olduğu gibi seçilir, ancak isimlendirmesi $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$ ve $\mathbf{R}_3$ şeklinde yapılır.

Belirlenen alt elemanların geometrik uzunlukları, akustik transfer matrisinin hesabında olduğu şekilde belirlenir ve yine ilgili bölümlerde bahsedildiği gibi bu matrisler hesaplanır.

Bu hesaplamalar yapıp $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$ ve $\mathbf{R}_3$ bulunduktan sonra şu bağıntı yazılır:

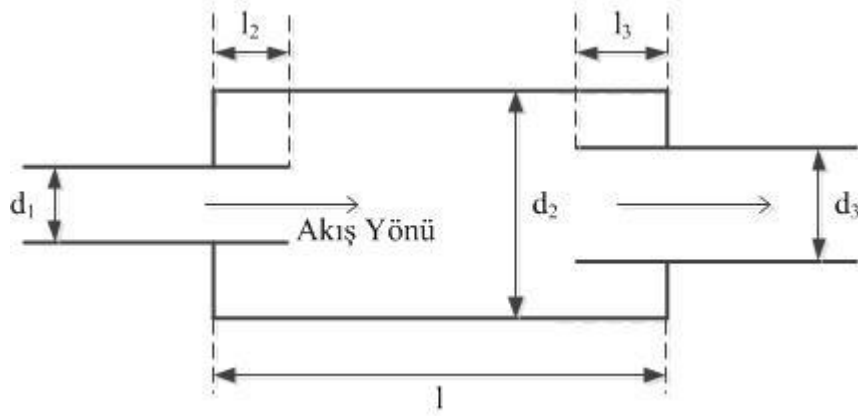
$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2][\mathbf{R}_3] \quad (0.160)$$

Denklem (0.160)'daki $\mathbf{R}$ matrisi, genişleme odası elemanının basınç kaybı transfer matrisidir (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.11 İki uçta uzatılmış genişleme odası

Duvarları rijit kabul edilen; akustik ortamın içinden akış yönünde U hızıyla aktığı, menba çapı d_1 , genişleme odası çapı d_2 , menba çapı d_3 , genişleme odasının boyu l , menba borusunun genişleme odasına girme miktarı l_2 , menfez borusunun genişleme odasına girme miktarı l_3 olan susturucu elemanıdır. Bu elemanın şematik gösterimi Şekil 2.17'de mevcuttur.

İki uçta uzatılmış genişleme odası elemanı incelendiğinde, soldan sağa *uzatılmış ani genişleme*, *sabit yarıçaplı boru* ve *uzatılmış ani daralma* elemanlarından oluştuğu görülecektir. Bu nedenle hem akustik hem de basınç kaybı transfer matrislerinin elde edilmesinde, Bölüm 2.2'deki prensiplerden faydalanılabilir. Başka bir deyişle, bu üç elemanın zaten bilinen transfer matrisleri soldan sağa yazılarak çarpılarak iki uçta uzatılmış genişleme odası elemanının transfer matrisi elde edilebilir.



Şekil 2.17 : Çıkışta uzatılmış genişleme odası elemanının şematik gösterimi.

İki uçta uzatılmış genişleme odasının akustik transfer matrisi, tanımlanan üç alt elemanın transfer matrislerinin çarpılması sonucu elde edilecektir. Bu transfer matrisleri de sırasıyla T_1 , T_2 ve T_3 olarak isimlendirilmiştir.

T_1 'in hesaplanması için Bölüm 2.5.1.4'teki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde menba çapı d_1 , menfez çapı d_2 , uzatma miktarı l_2 olacak şekilde alınmalıdır.

T_2 'nin hesaplanması için Bölüm 2.5.1.1'deki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde borunun yarıçapı d_2 , borunun uzunluğu da $(l-l_2-l_3)$ olacak şekilde alınmalıdır.

T_3 'ün hesaplanması içinse Bölüm 2.5.1.5'teki denklemler kullanılır. Buradaki denklemlerde menba çapı d_2 , menfez çapı d_3 , uzatma miktarı l_3 olacak şekilde alınmalıdır.

Bu üç transfer matrisinin birbirleriyle çarpılmasının sonucunda genel transfer matrisi ortaya çıkar.

$$[T] = [T_1][T_2][T_3] \quad (0.161)$$

Denklem (0.161)'deki T matrisi, iki uçta uzatılmış genişleme odası elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

İki uçta uzatılmış genişleme odasının *basınç kaybı* transfer matrisinin bulunması da, yine akustik transfer matrisinin elde edilmesine benzer bir şekilde yapılır. Alt elemanların basınç kaybı transfer matrislerinin isimleri, karışıklık olmaması için bu

kez $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$ ve $\mathbf{R}_3$ olarak belirlenmiştir. $\mathbf{R}_1$, uzatılmış ani genişleme elemanının; $\mathbf{R}_2$, sabit yarıçaplı borunun; $\mathbf{R}_3$ ise, uzatılmış ani daralma elemanının basınç kaybı transfer matrisidir ve bunların nasıl hesaplanacağı ilgili bölümlerde verilmiştir. Yine bu alt elemanların geometrik değerlerinin neye göre seçileceği de, akustik transfer matrisinin hesaplanması bölümünde anlatıldığı gibidir.

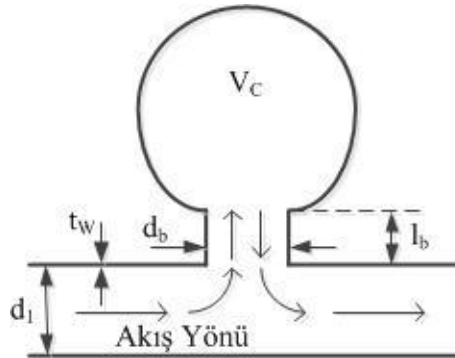
$\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$ ve $\mathbf{R}_3$ ayrı ayrı elde edildikten sonra, genel basınç kaybı transfer matrisi için doğru sırayla çarpılmaları gerekmektedir.

$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2][\mathbf{R}_3] \quad (0.162)$$

Denklem (0.162)'deki $\mathbf{R}$ matrisi, genişleme odası elemanının basınç kaybı transfer matrisidir (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.1.12 Helmholtz rezonatörü

Duvarları rijit kabul edilen; çapı d_1 olan ana akış borusundan; çapı d_b , boyu l_b , et kalınlığı t_w olan bir yan boruyla V_C hacmine bağlanan; akustik ortamın ana akış borusundan akış yönünde U hızıyla aktığı susturucu elemandır. Helmholtz rezonatörü elemanının şematik gösterimi Şekil 2.18'de mevcuttur.



Şekil 2.18 : Helmholtz rezonatörü elemanının şematik gösterimi.

Helmholtz rezonatörünün akustik transfer matrisi elde edilirken, ilk yapılacak işlem rezonatörün boynunun eşdeğer uzunluğunu (l_{es}) bulmaktır (Mechel, 2008).

$$l_{es} = l_b + t_w + 0.85 \frac{d_b}{2} \left(2 - \frac{d_b}{d_1} \right) \quad (0.163)$$

Sesin frekansını rad/s cinsinden ifade etmek gerektiği için, aşağıdaki bağıntı kullanılır:

$$\omega = 2\pi f \quad (0.164)$$

Dairesel frekansın hesabından sonra, rezonatör boynunun kesit alanı (S_b) hesaplanır.

$$S_b = \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (0.165)$$

Bir sonraki adım, Mach sayısının hesaplanmasıdır.

$$M = \frac{U}{c} = \frac{Q}{S_b c} = \frac{4Q}{\pi d_1^2 c} \quad (0.166)$$

Denklemler (0.163)-(0.166) kullanılarak, Helmholtz rezonatörü elemanının tek noktaya indirgenmiş akustik empedansı hesaplanır.

$$Z_r = \rho_0 \left\{ \frac{\omega^2}{\pi c} \left[2 - \frac{d_b}{d_1} \right] + 0.425 \frac{Mc}{S_b} + j \left[\frac{\omega l_{es}}{S_b} - \frac{c^2}{\omega V_c} \right] \right\} \quad (0.167)$$

Helmholtz rezonatörü elemanı için oluşturulacak transfer matrisinin elemanları şunlardır:

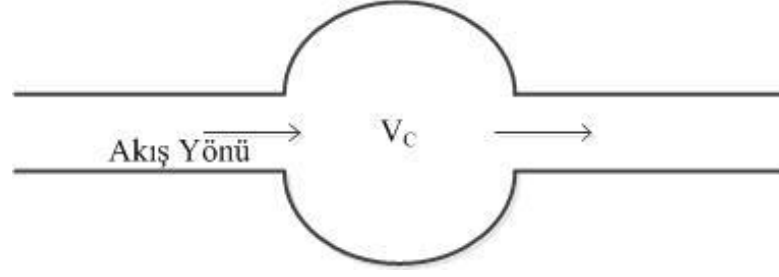
$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_r & 0 \end{bmatrix} \quad (0.168)$$

Denklem (0.168) ile verilen $\mathbf{T}$ matrisi, Helmholtz rezonatörünün akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Basınç kaybı transfer matrisinin hesabında ise; Helmholtz rezonatörü elemanının akışa bir etkisi olmadığı, bu nedenle de bu elemanın olduğu noktada basınç kaybı olmadığı kabul edilir. Matematiksel olarak $R_f=0$ şeklinde ifade edilebilir.

2.5.1.13 Boru üstü boşluk

Ana akış borusundan akış yönünde U hızında akustik ortamın aktığı, ve borunun üzerinde V_c hacminde bir genişleme bulunan susturucu elemanıdır. Boru Üstü Boşluk elemanının şematik gösterimi Şekil 2.19'da verilmiştir.



Şekil 2.19 : Boru üstü boşluk elemanının şematik gösterimi.

İlk adım, Denklem (0.164)'te olduğu gibi, ses dalgasının dairesel frekansının hesaplanmasıdır. Bu işlemin ardından, boru üstü boşluk elemanının tek noktaya indirgenmiş akustik empedansı hesaplanır.

$$Z = \frac{\rho_0 c^2}{j\omega V_c} \quad (0.169)$$

Denklem (0.169)'un da yardımıyla, boru üstü boşluk elemanının transfer matrisi, **T**, şu şekilde yazılır (Mechel, 2008):

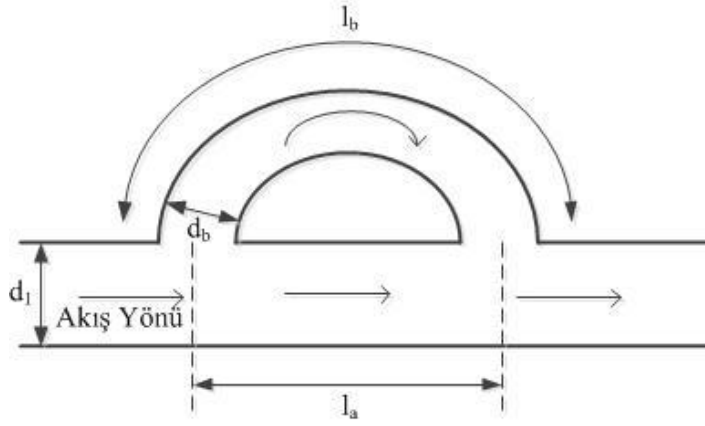
$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z & 1 \end{bmatrix} \quad (0.170)$$

Boru üstü boşluk elemanının da, Helmholtz rezonatörü elemanında olduğu gibi, akışa herhangi bir direnç göstermediği kabul edilir.

2.5.1.14 Herschel-Quincke tüpü

İki adet sabit yarıçaplı boru elemanının birbirlerine paralel bağlanmasıyla oluşturulan; içindeki akustik ortamın, ana akış borusundan iki borunun birbirinden ayrıldığı noktaya akış yönünde U hızıyla ilerlediği; A borusunun, ana akış borusunun devamı olduğu, bu nedenle çapının d_1 ve uzunluğunun l_a olduğu; paralel olan B borusunun d_b çapında olduğu ve uzunluğunun l_b kadar olduğu susturucu elemanıdır. Herschel-Quincke tüpü elemanının şematik gösterimi Şekil 2.20'de verilmiştir.

Herschel-Quincke tüpü elemanı boyutlandırılırken dikkat edilecek önemli noktalar vardır. Örneğin, ana akış borusunun menba ve menfez çapları birbirine eşit olmalıdır. Bu durum, elemanın menba ucundaki Mach sayısının menfez ucundaki Mach sayısına eşit olması anlamına gelecektir. Ayrıca, ana akış borusu olan A borusuna paralel bağlanmış olan B borusunun çapı da, A borusunun çapından büyük olamaz.



Şekil 2.20 : Herschel-Quincke tüpü elemanının şematik gösterimi.

Herschel-Quincke tüpünün akustik transfer matrisi hesaplanırken, öncelikle iki borunun da ayrı ayrı transfer matrisleri hesaplanır.

A borusunun giriş ve çıkışındaki akustik durum değişkenlerini eşleştiren transfer matrisi, Bölüm 2.5.1.1 uyarınca aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\mathbf{A} = e^{(-jM_a k_{ca} l_a)} \begin{bmatrix} \cos(k_{ca} l_a) & jY_a \sin(k_{ca} l_a) \\ (j/Y_a) \sin(k_{ca} l_a) & \cos(k_{ca} l_a) \end{bmatrix} \quad (0.171)$$

Benzer şekilde, B borusunun giriş ve çıkışındaki akustik durum değişkenlerini eşleştiren transfer matrisi de, yine Bölüm 2.5.1.1 uyarınca aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\mathbf{B} = e^{(-jM_b k_{cb} l_b)} \begin{bmatrix} \cos(k_{cb} l_b) & jY_b \sin(k_{cb} l_b) \\ (j/Y_b) \sin(k_{cb} l_b) & \cos(k_{cb} l_b) \end{bmatrix} \quad (0.172)$$

Burada dikkat edilmesi gereken husus, B borusundan geçen akışkanın Mach sayısı ile A borusundan geçeninin arasında, kesit alanlarına bağlı olan bir oran mevcuttur. Aslında bu oran, sürtünme katsayılarıyla orantılıdır; fakat, iki borunun da aynı malzemeden yapıldığı kabulü altında, sadece geometrik uzunlukların bir fonksiyonu olduğu düşünülebilir.

Bu oranı, ve dolayısıyla da Mach sayılarını hesaplamak için izlenecek adımlar şu şekildedir (Mechel, 2008):

$$\lambda = \left[\frac{d_1}{l_a} \left(\frac{l_b}{d_b} + 187.5 \right) \right]^{(1/2)} \quad (0.173)$$

$$M_b = \frac{(U/c)}{\left[\lambda + \left(d_1^2 / d_b^2 \right) \right]} \quad (0.174)$$

$$M_a = \left(\frac{U}{c} \right) - \left(\frac{d_b^2}{d_1^2} \right) M_b \quad (0.175)$$

Buradaki problem, boruların paralel bağlı olmasından kaynaklanmaktadır. Bu nedenle bu transfer matrislerini arka arkaya çarpmak, Herschel-Quincke tüpü elemanının transfer matrisini vermeyecektir. Bunun için Empedans Matrisi Metodu kullanılabilir (Lou ve diğ., 2000). Bu yöntem, sadece bu elemanın transfer matrisini elde etmek için kullanıldığı için tezin kapsamı dışında tutulmuştur. Bu yöntem kullanılarak elde edilecek empedans matrisi, daha sonra bazı dönüşüm kurallarıyla transfer matrisine çevrilebilmektedir (Frickey, 1994). Bu yöntemin sonucunda paralel boruların iki ucu arasında durgun akustik ortam için bir transfer matrisi, **TM**, elde edilir. **TM** matrisinin elemanları, Denklemler (0.171)-(0.175)'in de yardımıyla, şu şekilde hesaplanır:

$$TM_{11} = (A_{11}B_{12} + B_{11}A_{12}) / (A_{12} + B_{12}) \quad (0.176)$$

$$TM_{12} = A_{12}B_{12} / (A_{12} + B_{12}) \quad (0.177)$$

$$TM_{21} = \frac{A_{11}B_{22} + A_{22}B_{11} - A_{11}A_{22} + A_{21}A_{12} + A_{12}B_{21} + A_{21}B_{21} - B_{11}B_{22} + B_{12}B_{21}}{A_{12} + B_{12}} \quad (0.178)$$

$$TM_{22} = (A_{22}B_{12} + B_{22}A_{12}) / (A_{12} + B_{12}) \quad (0.179)$$

TM matrisinin, klasik durum değişkenlerini birbirine eşlemesi için yapılması gereken son işlem, aşağıdaki gibidir:

$$\mathbf{T} = \frac{1}{1 - (U/c)^2} \begin{bmatrix} 1 & -(U/c)Y_a \\ -(U/c)/Y_a & 1 \end{bmatrix} [\mathbf{TM}] \begin{bmatrix} 1 & (U/c)Y_a \\ (U/c)/Y_a & 1 \end{bmatrix} \quad (0.180)$$

Denklem (0.180)'de verilen **T** matrisi, Herschel-Quincke tüpü elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Herschel-Quincke tüpü elemanı, iki tane sabit yarıçaplı boru elemanının paralel bağlanmasından oluştuğu için, boruların başlangıcından ve sonuna kadar eşit basınç

kaybı olmak zorundadır. Bu nedenle iteratif bir çözüm kullanılabileceği gibi, Bölüm 2.5.1.14'teki Mach Sayısı hesaplarından faydalanarak da bu basınç kaybı hesaplanabilir (Aksel, 2005). İkinci çözüm daha pratik olduğu için, bilgisayar programında kullanılan yöntemdir.

İki borudaki basınç kaybı aynı olacağı için, iki borudan biri hesaplamalar için seçilebilir. Seçilen boru B borusu olsun. Bu durumda, B borusundaki Mach Sayısı, M_b kullanılacaktır. M_b 'nin hesaplanması için sırasıyla Denklemler (0.173) ve (0.174) kullanılır.

Bir sonraki adım, Mach sayısından debi ve akış hızının hesaplanmasıdır:

$$Q_b = \frac{4M_b c}{d_b^2 \pi} \quad (0.181)$$

$$U_b = M_b c \quad (0.182)$$

Bütün bu hesaplamaların ardından, elde edilen sonuçlar kullanılarak, akış direnci ifadesi R_f , Bölüm 2.5.1.1 uyarınca hesaplanır ve Denklem (0.105)'te yerine konarak, Herschel-Quincke tüpü elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilmiş olur (Elnady ve diğ, 2011).

2.5.2 İki kanallı perfore elemanlar

Aslında iki kanallı perfore elemanlar da bir giriş ve bir çıkışa sahiptirler. Bu da, onların tek kanallı elemanlar gibi ifade edilebileceğini göstermektedir. Zaten, transfer matrisi metodunun uygulanabilmesi için, tüm susturucu elemanlarının tek kanallı elemanların formuna getirilmesi gerekmektedir.

İki kanallı perfore elemanları, tek kanallı elemanlardan farklı kılan noktaysa; iki kanallı perfore elemanların içinde, akış ikiye bölünüp paralel ve birbirinden bağımsız olmayan bir rejime sahip olmaktadır. Basınç kaybı hesabı konusunda gerekli kabuller yapıldığında bu durum büyük sorunlara sebep olmasa da, akustik hesaplar konusunda bazı zorluklar getirmektedir.

Sullivan ve Crocker (1978), iki kanallı bir perfore eleman için; süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini kullanarak, Şekil 2.21'de gösterilen ortak perfore alan için

The diagram illustrates a two-phase flow system in a rectangular duct. The duct has a total height d_2 and a central region of height d_1 . The central region contains a distribution of particles (circles) and is bounded by horizontal lines. The top and bottom regions are labeled with pressure p_2 and velocity v_2 . The central region is labeled with pressure p_1 and velocity v_1 . A vertical dashed line indicates a distance d_h from the top boundary to the center of the particle distribution. A horizontal arrow at the bottom indicates the x -axis. The length of the duct is labeled l .

Daha sonra, Munjal ve diğ (1987), hızın sıfırdan farklı olduğu durumlar için de analitik çözümler geliştirdi. Ancak bu analitik çözümler, her akış için çözüme sahip olamıyordu. Bunun için bazı ek kabullerin yapılması gerekmektedir. Analitik çözümler sorunsuz yapıldığı durumda, her *iki kanallı perfore eleman* için farklı sınır şartları tanımlanmış, ve başlangıçtaki dörde dörtlük ortak transfer matrisi bu sınır şartlarının da hesaba katılmasının ardından; sadece girişteki ve çıkıştaki klasik durum değişkenlerinin birbirleriyle eşleştiği transfer matrisi formatına indirgenmiştir.

Önce, Denklem (0.98)'de ifade edilen şekliyle dalga sayısı hesaplanır. Daha sonra boru içindeki akışın tipi belirlenir. Perfore borularda iki tür akış söz konusudur. Eğer akışın büyük kısmı d_1 çaplı perfore borunun içinden akıyor ve çok küçük kısmı d_2 çaplı genişleme odasına geçiyorsa, bu akışa teğet akış adı verilir. Bu durumda akustik perforasyon empedansı hesabının deneysel veriler sonucunda şu şekilde yapılacağı belirtilmiştir (Rao ve Munjal, 1986):

$$\zeta = \left[7.337 \cdot 10^{-3} (1 + 72.23 M_1) + j 2.2245 \cdot 10^{-5} (1 + 51t)(1 + 204d_h) f \right] / \sigma \quad (0.183)$$

Denklem (0.183)'teki akustik perforasyon ifadesi hesaplanırken, perfore borunun et kalınlığı (t) ve perfore delik çapı (d_h) metre; f de Hz cinsinden ifade edilir. Perfore borunun içinden geçen akışın Mach sayısı M_1 aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$M_1 = \frac{U_1}{c} = \frac{4Q}{d_1^2 \pi c} \quad (0.184)$$

Perfore borunun porozitesi σ , delikler açılarak elde edilen toplam alanın ($\sum S_p$), d_1 çaplı borunun tüm yüzey alanına oranı olarak tanımlanmıştır. Bunun matematiksel ifadesiyse şudur:

$$\sigma = \frac{\sum S_p}{d_1 \pi l} \quad (0.185)$$

Perfore borulardaki bir diğer akış türü de, çapraz akıştır. Bu akış türünde akışın çok büyük kısmı perfore deliklerden geçerek, ya d_1 çaplı borudan d_2 çaplı odaya; ya da d_2 çaplı odadan d_1 çaplı boruya geçmektedir. Bu durumda geçerli olacak akustik perforasyon empedansı hesabının, deneysel veriler sonucunda, şu şekilde yapılacağı belirtilmiştir (Sullivan, 1979):

$$\zeta = \left[0.514 \frac{d_1 M_1}{l \sigma} + j 0.95 k_0 (t + 0.75 d_h) \right] / \sigma \quad (0.186)$$

Denklem (0.186)'da belirtilen perfore boru çapı d_1 , perfore kısmın uzunluğu l , perfore boru et kalınlığı t ve delik çapı d_h metre cinsinden olmalıdır.

Doğru akış tipi saptanıp, buna uygun akustik perforasyon empedansı elde edildikten sonra, şu hesaplamalarla çözüm için gerekli ilk matris elde edilecektir.

$$k_a^2 = k_0^2 - \frac{4jk_0}{d_1 \zeta} \quad (0.187)$$

$$k_b^2 = k_0^2 - \frac{4jk_0 d_1}{(d_2^2 - d_1^2) \zeta} \quad (0.188)$$

Perfore borunun içinden geçen akışın Mach sayısı M_1 ise, genişleme odasının içindeki aksenal akış hızı için iki durum söz konusudur. Teğet akış durumunda boru üzerindeki deliklerden dış odaya akışkan geçişi olmadığı kabul edilir. Bu durumda, dış odanın içindeki hava da durgun olacaktır.

$$M_2 = 0 \quad (0.189)$$

Çarpraz akış durumunda ise, perfore boruya giren akışkanın tamamı deliklerden geçecektir. Bu durumda d_2 yarıçaplı dış odada ilerleyen akışkanın Mach Sayısı şu şekilde hesaplanır:

$$M_2 = \frac{M_1 d_1^2}{(d_2^2 - d_1^2)} \quad (0.190)$$

Daha sonra, oluşturulacak matrisin elemanları elde edilir:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{-jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 + k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_2 &= \frac{k_a^2}{(1-M_1^2)} \\ \alpha_3 &= \frac{jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 - k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_4 &= -\frac{(k_a^2 - k_0^2)}{(1-M_1^2)} \\ \alpha_5 &= \frac{jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 - k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_6 &= -\frac{(k_b^2 - k_0^2)}{(1-M_2^2)} \\ \alpha_7 &= \frac{-jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 + k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_8 &= \frac{k_b^2}{(1-M_2^2)} \end{aligned} \quad (0.191)$$

Denklem (0.191)'deki elemanlar kullanılarak, **B** matrisi şu şekilde oluşturulur:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\alpha_1 & -\alpha_3 & -\alpha_2 & -\alpha_4 \\ -\alpha_5 & -\alpha_7 & -\alpha_6 & -\alpha_8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (0.192)$$

λ , **B** matrisinin özdeğerler matrisi; Φ de **B** matrisinin modal matrisi olsun. Herhangi bir nümerik özdeğer ve özvektör algoritması kullanılarak λ ve Φ matrisleri şu formu alacak şekilde hesaplanır:

$$\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_{44} \end{bmatrix} \quad (0.193)$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} & \Phi_{13} & \Phi_{14} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} & \Phi_{23} & \Phi_{24} \\ \Phi_{31} & \Phi_{32} & \Phi_{33} & \Phi_{34} \\ \Phi_{41} & \Phi_{42} & \Phi_{43} & \Phi_{44} \end{bmatrix} \quad (0.194)$$

Denklemler (0.193) ve (0.194)'teki matrislerin elemanları kullanılarak **A0** ve **AL** matrisleri elde edilir. Bunun için, şu bağıntılar kullanılır:

$$\begin{aligned} A0_{1i} &= \Phi_{3i} & AL_{1i} &= \Phi_{3i} e^{(\lambda_{ii}l)} \\ A0_{2i} &= \Phi_{4i} & AL_{2i} &= \Phi_{4i} e^{(\lambda_{ii}l)} \\ A0_{3i} &= -\frac{\Phi_{1i}}{jk_0 + M_1 \lambda_{ii}} & AL_{3i} &= -\frac{\Phi_{1i} e^{(\lambda_{ii}l)}}{jk_0 + M_1 \lambda_{ii}} \\ A0_{4i} &= -\frac{\Phi_{2i}}{jk_0 + M_2 \lambda_{ii}} & AL_{4i} &= -\frac{\Phi_{2i} e^{(\lambda_{ii}l)}}{jk_0 + M_2 \lambda_{ii}} \end{aligned} \quad (0.195)$$

Denklem (0.195)'te i ile gösterilen alt indis, 1'den 4'e kadar değişmektedir.

A0 ve **AL** matrisleri elde edildikten sonra, iki kanal perfore elemanın ortak transfer matrisi **TM** şu bağıntıyla elde edilir.

$$[\mathbf{TM}] = [\mathbf{A0}][\mathbf{AL}]^{-1} \quad (0.196)$$

Denklem (0.196)'da elde edilen **TM** matrisinin 4x4 boyutunda olduğu unutulmamalıdır. Bundan sonra yapılması gereken, her iki kanal perfore eleman için sınır şartları göz önüne alınarak bu 4x4 boyutundaki matris, klasik durum değişkenlerini birbiriyle eşleştiren 2x2 boyutundaki transfer matrisine indirgenmelidir (Mechel, 2008).

İki kanallı perfore elemanların içinden geçen akışların basınç kayıpları hesaplanırken, akışın tipi önemlidir. Eğer teğet akış söz konusuysa, perfore deliklerden geçecek olan akış ihmal edilir ve tüm akışın sanki sabit yarıçaplı borudan geçtiği kabul edilir. Eğer çarpaz akış söz konusuysa, bu durumda da perfore

deliklerin toplam alanının, boru alanına oranına (*açık alan oranı*, A_{AO}) bağlı bir statik basınç kaybı katsayısı elde edilir (Fried ve Idelchik, 1989). Bu ölçüm değerlerine üstel bir fonksiyonla eğri yerleştirme yapıldığında, bu statik basınç kaybı katsayısı ile A_{AO} arasında şu bağıntı ortaya çıkmaktadır (Saf, 2010).

$$k_D = 8.4338 A_{Ao}^{-1.527} \quad (0.197)$$

Denklem (0.197)'den elde edilen statik basınç kaybı katsayısı, k_D , basınç kaybını ifade edecek denklemde yerine konur.

$$\Delta P = k_D \frac{\rho Q^2}{2S^2} \quad (0.198)$$

Denklem (0.198)'de gösterilen basınç kaybı hesabında Q , debiyi; S borunun kesit alanını, ρ ise akışkanın yoğunluğunu ifade etmektedir. Denklem (0.198) yardımıyla, akış direnci, R_f ise şu bağıntıyla hesaplanır:

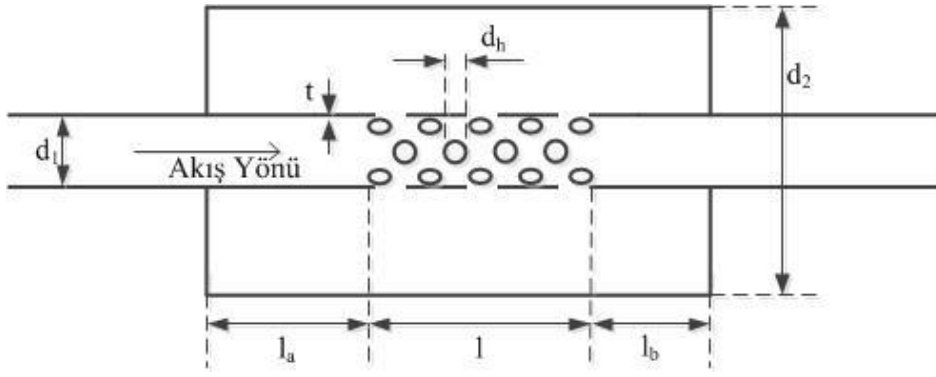
$$R_f = \frac{k_D \rho Q}{2S^2} \quad (0.199)$$

Denklem (0.199), Denklem (0.96)'da yerine yazıldığı takdirde, çapraz akışlı perfore borular için basınç kaybı değeri yaklaşık olarak bulunmuş olacaktır.

2.5.2.1 Eş merkezli tüp rezonatör

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında, içinden akış yönünde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun menba tarafındaki deliksiz uzunluğunun l_a , delikli uzunluğunun l ve menfez tarafındaki deliksiz uzunluğunun l_b olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu susturucu elemanıdır. Eş merkezli tüp rezonatör elemanının şematik gösterimi Şekil 2.22'te verilmiştir.

Eş merkezli tüp rezonatör elemanında teğet akış gerçekleşmektedir. Hesaplamalar yapılırken, bu durum göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 2.22 : Eş merkezli tüp rezonatör elemanının şematik gösterimi.

Eş merkezli tüp rezonatör elemanının akustik transfer matrisinin hesaplanması, Bölüm 2.5.2’de anlatıldığı gibi yapılacaktır. Elde edilmesi gereken ilk terim, l uzunluğundaki perfore bölgenin 4x4 boyutundaki ortak transfer matrisi olan $\mathbf{TM}$ ’dir. Daha sonra $\mathbf{TM}$ matrisine sınır şartlarını veren denklemler de eklenir ve ortaya 6x6 boyutunda bir matris çıkar. Yapılması gereken, bu 6x6 boyutundaki matrisi, sadece giriş ve çıkıştaki durum değişkenlerini birbirine bağlayan 2x2 boyutundaki bir matrise indirmektedir.

Sınır şartlarını ifade eden denklemler yazılır (Mechel, 2008):

$$X_1 = -j \tan(k_0 l_a) \quad (0.200)$$

$$X_2 = j \tan(k_0 l_b) \quad (0.201)$$

İndirgeme işlemleri, 6x6 boyutundaki genel matriste yapılacak sütun ve satır işlemleridir. Bunlar belirli bir sistematik dahilinde yapılır (Mechel, 2008).

$$F_1 = TM_{42} + X_2 TM_{44} - X_1 (TM_{22} + X_2 TM_{24}) \quad (0.202)$$

$$A_1 = (X_1 TM_{21} - TM_{41}) / F_1 \quad A_2 = TM_{12} + X_2 TM_{14} \quad (0.203)$$

$$B_1 = (X_1 TM_{23} - TM_{43}) / F_1 \quad B_2 = TM_{32} + X_2 TM_{34} \quad (0.204)$$

Transfer matrisini hesaplamadan önce elde edilmesi gereken bir diğer ifade de, eş merkezli tüp rezonatör elemanının girişinde ve çıkışındaki karakteristik akustik empedans ifadesidir. Ancak, girişte ve çıkışta ses hızının, akustik ortamın yoğunluğunun ve kesit alanının aynı kaldığı düşünülerek, sadece tek bir karakteristik akustik empedans ifadesi hesaplamak yeterli olacaktır.

$$Y_1 = \frac{4\rho_0 c}{d_1^2 \pi} \quad (0.205)$$

Denklemler (0.200)-(0.205) kullanılarak, transfer matrisinin elemanları şu şekilde elde edilir:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} TM_{11} + A_1 A_2 & (TM_{13} + B_1 A_2) Y_1 \\ (TM_{31} + A_1 B_2) / Y_1 & TM_{33} + B_1 B_2 \end{bmatrix} \quad (0.206)$$

Denklem (0.206) ile ifade edilen $\mathbf{T}$ matrisi, eş merkezli tüp rezonatör elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2002).

Eş merkezli tüp rezonatör elemanının, basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanırken ise, bu elemanı *sabit yarıçaplı boru* olarak kabul etmek, yeterli bir yaklaşım olacaktır. Bunun sebebi, akışın teğet akış olması ve neredeyse tamamının d_1 çaplı borunun içinden geçiyor olmasıdır. Bu durumda Bölüm 2.5.1.1'deki yol izlenerek eş merkezli tüp rezonatör elemanının basınç kaybı transfer matrisi elde edilebilir. Bunun için eşleştirilmesi gereken parametreler, Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 : Eşmerkezli tüp rezonatörle, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri

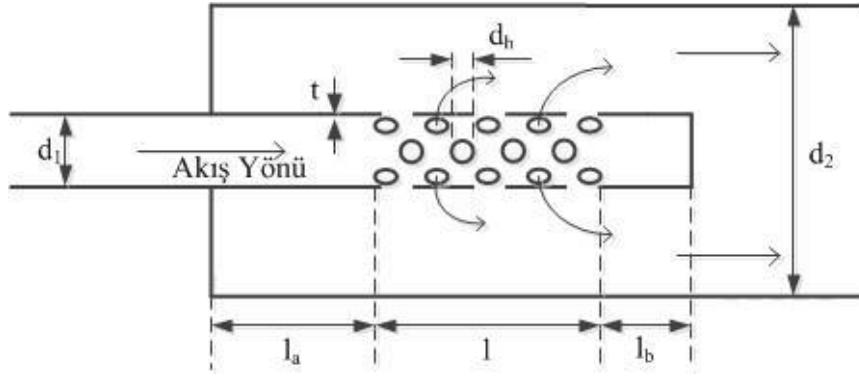
Sabit Yarıçaplı Boru	Eş Merkezli Tüp Rezonatör
d	d_1
l	$l_a + l + l_b$

2.5.2.2 Çarpaz akış - genişleme

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden akış yönünde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun menba tarafındaki deliksiz uzunluğunun l_a , delikli uzunluğunun l ve menfez tarafındaki deliksiz uzunluğunun l_b olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu; d_1 çaplı borunun menfez tarafında tıkalı olduğu susturucu elemanıdır. Çarpaz akış – genişleme elemanının şematik gösterimi Şekil 2.23'te verilmiştir.

Şekil 2.23'te gösterilen çarpaz akış – genişleme elemanının perfore borusu, menfez tarafında tıkalı olduğu için, akış tamamen deliklerden geçmek zorunda kalacaktır. Bu tipteki akışa çarpaz akış dendiğinden daha önce bahsedilmişti. Bu nedenle

hesaplamalar yapılırken parametreler çarpaz akış durumu göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 2.23 : Çarpaz akış – genişleme elemanının şematik gösterimi.

Genel olarak, perfore boruların bulunduğu susturucu elemanlarının akustik transfer matrisi elde edilirken hesaplanması gereken ilk terim, l uzunluğundaki perfore bölgenin 4×4 boyutundaki ortak transfer matrisi olan **TM**'dir. Bu durum, çarpaz akış – genişleme elemanı için de geçerlidir. Yapılacak sonraki işlemler, eş merkezli tüp rezonatör elemanınıninkisiyle benzerlikler göstermektedir.

TM hesaplandıktan sonra yapılacak ilk hesaplama, sınır şartlarını verecek hesaplama (Mechel, 2008).

$$X_1 = -j \tan(k_0 l_a) \quad (0.207)$$

$$X_2 = j \tan(k_0 l_b) \quad (0.208)$$

Eş merkezli tüp rezonatörde olduğu gibi, bu elemanda da genel matrisin indirgenmesi için yapılacak işlemler, aşağıdaki gibi sistematikleştirilmiştir.

$$F_1 = TM_{41} - X_1(TM_{21} - TM_{23}X_2) + X_2TM_{43} \quad (0.209)$$

$$A_1 = (X_1TM_{22} - TM_{42}) / F_1 \quad A_2 = TM_{11} + X_2TM_{13} \quad (0.210)$$

$$B_1 = (X_1TM_{24} - TM_{44}) / F_1 \quad B_2 = TM_{31} + X_2TM_{33} \quad (0.211)$$

Eş merkezli tüp rezonatör elemanından farklı olarak, bu elemanda girişteki ve çıkıştaki kesit alanları birbirlerinden farklıdır. Bu da, girişteki ve çıkıştaki karakteristik akustik empedans ifadelerinin farklı olmasına sebep olmaktadır. Bunun için, giriş ve çıkışın kesit alanları şu şekilde hesaplanır:

$$S_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} \quad S_2 = \frac{d_2^2 \pi}{4} - S_1 \quad (0.212)$$

Denklem (0.212) ile hesaplanabilen S_1 ve S_2 kesit alanları, giriş ve çıkış için tanımlanan karakteristik akustik empedans ifadelerinin hesabında kullanılır.

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad (0.213)$$

Denklemler (0.207)-(0.213) kullanılarak, matris aşağıdaki forma gelecek şekilde indirgenmiş olur:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} TM_{12} + A_1 A_2 & (TM_{14} + B_1 A_2) Y_2 \\ (TM_{32} + A_1 B_2) / Y_1 & (TM_{34} + B_1 B_2) Y_2 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.214)$$

Denklem (0.214) ile ifade edilen $\mathbf{T}$ matrisi, çapraz akış - genişleme elemanının transfer matrisidir (Mechel, 2008).

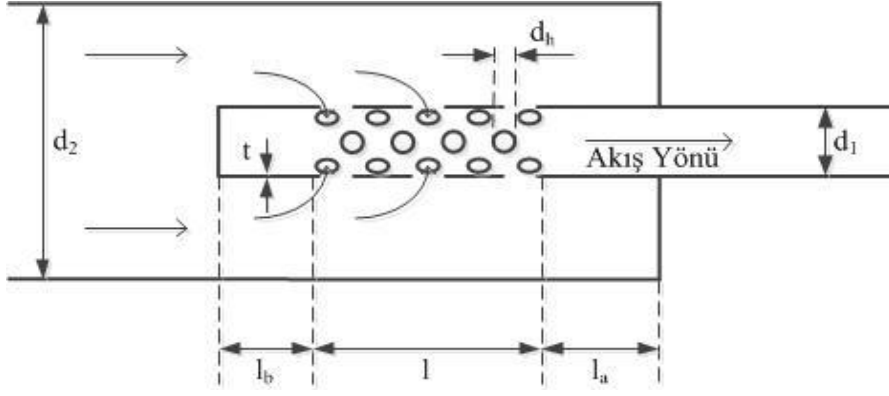
Çapraz akış – genişleme elemanındaki akış, çapraz akış olduğu için, bu elemanın basınç kaybı transfer matrisi hesabında, açık alan oranının bulunması gerekmektedir.

$$A_{AO} = \frac{4\sigma l}{d_1} \quad (0.215)$$

Denklem (0.215) ve Denklem (0.197) kullanılarak, basınç kaybı katsayısı hesaplanır. Ardından, akış direnci R_f , Denklem (0.199) kullanılarak hesaplanır.

2.5.2.3 Çapraz akış - daralma

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden akış yönü”nde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun menba tarafındaki deliksiz uzunluğunun l_b , delikli uzunluğunun l ve menfez tarafındaki deliksiz uzunluğunun l_a olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu; d_1 çaplı borunun menba tarafında tıkalı olduğu susturucu elemanıdır. Çapraz akış – daralma elemanının şematik gösterimi Şekil 2.24’te verilmiştir.



Şekil 2.24 : Çapraz akış – daralma elemanının şematik gösterimi.

Çapraz akış – daralma elemanının transfer matrisinin hesabı, önceki perfore iki kanal elemanların hesaplarına benzerlik göstermektedir. Ancak, ortak transfer matrisi **TM**’nin elde edilmesinin ardından oluşturulacak genel matris, sınır şartları ve geometri farkından dolayı başka işlemlerle indirgenebilmektedir.

İlk adım, her zaman olduğu gibi sınır şartlarını ifade eden denklemleri yazmaktır (Mechel, 2008).

$$X_1 = -j \tan(k_0 l_a) \quad (0.216)$$

$$X_2 = j \tan(k_0 l_b) \quad (0.217)$$

Sınır şartlarının ifade edilmesinden sonra, sistematik bir şekilde 6x6 boyutundaki genel matrisi, 2x2’ye indirgemekte kullanılacak bağıntılar yazılır (Mechel, 2008)

$$F_1 = TM_{32} - X_1(TM_{12} + TM_{14}X_2) + X_2TM_{34} \quad (0.218)$$

$$A_1 = (X_1TM_{11} - TM_{31}) / F_1 \quad A_2 = TM_{22} + X_2TM_{24} \quad (0.219)$$

$$B_1 = (X_1TM_{13} - TM_{33}) / F_1 \quad B_2 = TM_{42} + X_2TM_{44} \quad (0.220)$$

Giriş ve çıkıştaki karakteristik akustik empedans hesaplarının yapılması için kesit alanları hesaplanır:

$$S_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} \quad S_2 = \frac{d_2^2 \pi}{4} - S_1 \quad (0.221)$$

Denklem (0.221) kullanılarak, karakteristik akustik empedans değerleri hesaplanır:

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad (0.222)$$

Denklemler (0.216)-(0.222) kullanılarak, transfer matrisinin elemanları şu şekilde elde edilir:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} TM_{21} + A_1 A_2 & (TM_{23} + B_1 A_2) Y \\ (TM_{41} + A_1 B_2) / Y_1 & (TM_{43} + B_1 B_2) Y_2 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.223)$$

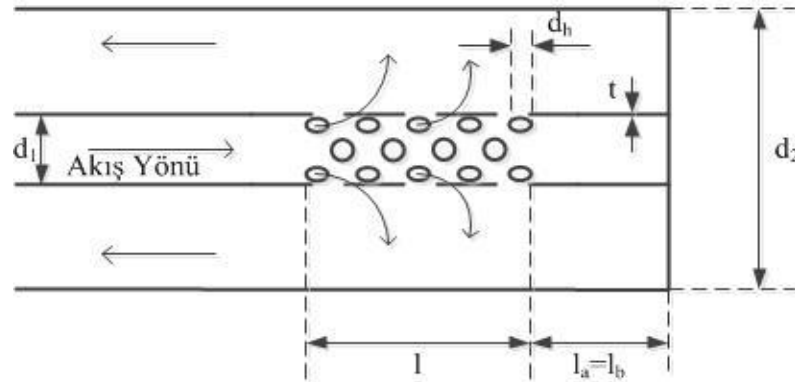
Denklem (0.223) ile ifade edilen $\mathbf{T}$ matrisi, çapraz akış - daralma elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Çapraz akış – daralma elemanındaki akış, çapraz akış olduğu için, bu elemanın basınç kaybı transfer matrisi hesabında da açık alan oranının bulunması gerekmektedir. Bu da, Denklem (0.215) yardımıyla hesaplanır.

Ardından, Denklem (0.215) ve Denklem (0.197) kullanılarak, basınç kaybı katsayısı hesaplanır. Son olarak da, akış direnci R_f , Denklem (0.199) kullanılarak hesaplanır.

2.5.2.4 Ters akış – genişleme

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden akış yönünde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun delikli uzunluğunun l ve akışın yön değiştirmesine sebep olan tıkalı uçtaki deliksiz uzunluğunun l_a olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu susturucu elemandır. Ters akış – genişleme elemanının şematik gösterimi Şekil 2.25’te verilmiştir.



Şekil 2.25 : Ters akış – genişleme elemanının şematik gösterimi.

Ters akış – genişleme elemanının akustik transfer matrisinin hesaplanmasında ilk adım, l uzunluğundaki perfore bölgenin 4x4 boyutundaki ortak transfer matrisi olan $\mathbf{TM}$ 'nin hesaplanmasıdır. Daha önceki perfore borulu elemanların akustik transfer matrisi hesabında yapıldığı gibi, sınır şartlarını belirten denklemlerin de

eklenmesiyle 6x6 boyutunda oluşturulacak matris, 2x2 boyutuna indirgenecektir. Bu indirgenmiş matris, girişteki ve çıkıştaki akustik durum değişkenlerini birbirine bağlayacak olan matristir.

Ters akış – genişleme elemanındaki tek sınır şartı, Şekil 2.25’te l_a uzunluğuyla gösterilen bölgeye ait olan sınır şartıdır ve aşağıdaki denklemle elde edilir (Mechel, 2008):

$$X_2 = j \tan(k_0 l_a) \quad (0.224)$$

Genel matrisin elemanları **A** ve **B** adı altında, 2x2 boyutundaki iki matriste toplanacak şekilde satır ve sütun işlemlerine tabii tutulur. Bu matrisler aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} TM_{11} + X_2 TM_{13} & TM_{12} + X_2 TM_{14} \\ TM_{31} + X_2 TM_{33} & TM_{32} + X_2 TM_{34} \end{bmatrix} \quad (0.225)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} TM_{21} + X_2 TM_{23} & TM_{22} + X_2 TM_{24} \\ TM_{41} + X_2 TM_{43} & TM_{42} + X_2 TM_{44} \end{bmatrix} \quad (0.226)$$

A ve **B** matrislerinin elde edilmesinin ardından, elemanları T_a , T_b , T_c ve T_d olan bir matris hesaplanır.

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = [\mathbf{A}][\mathbf{B}]^{-1} \quad (0.227)$$

Ters akış – genişleme elemanının akustik transfer matrisinin elde edilebilmesi için, karakteristik akustik empedanslara; onlar için de giriş ve çıkıştaki kesit alanlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Onlar da aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$S_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} \quad S_2 = \frac{d_2^2 \pi}{4} - S_1 \quad (0.228)$$

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad (0.229)$$

Denklemler (0.224)-(0.229) kullanılarak da, 2x2 boyutuna indirgenmiş matris aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_a & -T_b Y_2 \\ T_c / Y_1 & -T_d Y_2 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.230)$$

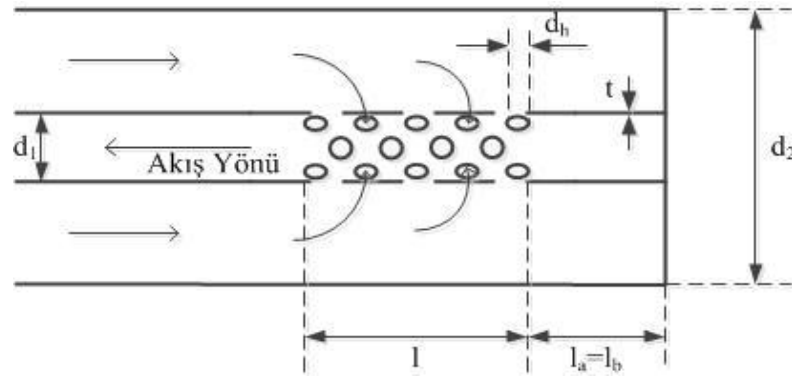
Denklem (0.230) ile ifade edilen $\mathbf{T}$ matrisi, ters akış - genişleme elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Ters akış – genişleme elemanındaki akış, çapraz akış olduğu için, bu elemanın basınç kaybı transfer matrisi hesabında açık alan oranının bulunması gerekmektedir. Bu da, Denklem (0.215) yardımıyla hesaplanır.

Ardından, Denklem (0.215) ve Denklem (0.197) kullanılarak, basınç kaybı katsayısı hesaplanır. Son olarak da, akış direnci R_f , Denklem (0.199) kullanılarak hesaplanır.

2.5.2.5 Ters akış – daralma

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden “Akış Yönü”nde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun delikli uzunluğunun l ve akışın yön değiştirmesine sebep olan tıkalı uçtaki deliksiz uzunluğunun l_a olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu susturucu elemanıdır. Ters akış – daralma elemanının şematik gösterimi Şekil 2.26’da verilmiştir.



Şekil 2.26 : Ters akış – daralma elemanının şematik gösterimi.

Ters akış – daralma elemanının akış tipi, *çapraz akış*tır. İlgili terimler bu tip akışa göre hesaplanmalıdır.

Ters akış – daralma elemanının akustik transfer matrisi de, ters akış genişleme elemanına benzer şekilde hesaplanacaktır. Yine önce, l uzunluğundaki perfore bölgenin 4x4 boyutundaki ortak transfer matrisi olan $\mathbf{TM}$ elde edilir. Ardından, l_a uzunluğundaki bölgenin varlığından kaynaklanan sınır şartı yazılır (Mechel, 2008):

$$X_2 = j \tan(k_0 l_a) \quad (0.231)$$

Ters akış – genişleme elemanında olduğu gibi, **A** ve **B** matrisleri tanımlanır ve bu matrisleri içi, **TM** matrisinin elemanları ve X_2 sınır şartı kullanılarak düzenlenir:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} TM_{32} + X_2 TM_{12} & TM_{34} + X_2 TM_{14} \\ TM_{42} + X_2 TM_{22} & TM_{44} + X_2 TM_{24} \end{bmatrix} \quad (0.232)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} TM_{31} + X_2 TM_{11} & TM_{33} + X_2 TM_{13} \\ TM_{41} + X_2 TM_{21} & TM_{43} + X_2 TM_{23} \end{bmatrix} \quad (0.233)$$

A ve B matrislerinin elemanları kullanılarak, elemanları T_a , T_b , T_c ve T_d olan yeni bir matris tanımlanır:

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = [\mathbf{A}]^{-1} [\mathbf{B}] \quad (0.234)$$

Girişte ve çıkışta elde edilecek karakteristik akustik empedans değerleri için, önce kesit alanları hesaplanır, daha sonra bulunan bu değerler, karakteristik akustik empedans ifadesinde yerine konur.

$$S_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} \quad S_2 = \frac{d_2^2 \pi}{4} - S_1 \quad (0.235)$$

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad (0.236)$$

Denklemler (0.231)-(0.236) kullanılarak, 2x2 boyutuna indirgenmiş matris elde edilir.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} -T_a & -T_b Y_2 \\ T_c / Y_1 & T_d Y_2 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.237)$$

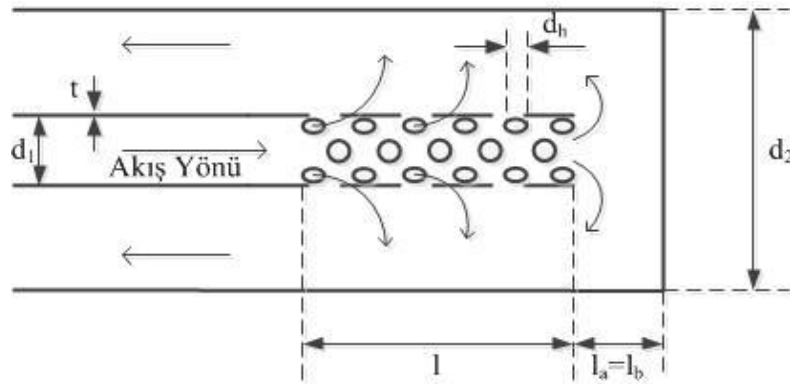
Denklem (0.237) ile ifade edilen **T** matrisi, ters akış - daralma elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Ters akış – daralma elemanındaki akış, çapraz akış olduğu için, bu elemanın basınç kaybı hesabında da açık alan oranının bulunması gerekmektedir. Bu da, Denklem (0.215) yardımıyla hesaplanır.

Ardından, Denklem (0.215) ve Denklem (0.197) kullanılarak, basınç kaybı katsayısı hesaplanır. Son olarak da, akış direnci R_f , Denklem (0.199) kullanılarak hesaplanır.

2.5.2.6 Ters akış, açık uç – genişleme

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden akış yönünde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun delikli uzunluğunun l ve akışın yön değiştirmesine sebep olan boşluğun uzunluğunun l_a olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu susturucu elemanıdır. Ters akış, açık uç – genişleme elemanının şematik gösterimi Şekil 2.27’de verilmiştir.



Şekil 2.27 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanının şematik gösterimi.

Şekil 2.27’de gösterilen Ters akış, açık uç – genişleme elemanının perfore borusu, menfez tarafında açık olduğu için, deliklerden neredeyse hiç akış geçmediği kabul edilmektedir. Bu durumda akışın tipinin teğet akış olduğu göz önünde bulundurulmalı ve ilgili parametreler buna göre hesaplanmalıdır.

Akış tipi değişse de, akusitik transfer matrisinin hesaplanmasındaki ilk adım değişmeyecektir. O da, l uzunluğundaki perfore bölgenin 4x4 boyutundaki ortak transfer matrisi olan **TM**’nin hesaplanmasıdır. Ardından oluşturulacak genel matrisin 2x2 boyutuna indirgenmesi gerekmektedir.

Genel matrisin oluşturulabilmesinde izlenecek yol, şimdiye kadar bahsedilen perfore borulu susturucu elemanlarınkinden farklıdır. Bu işlemlerin yapılabilmesi için, Bölüm 2.5.1.6’daki ters genişleme elemanının 2x2 boyutundaki transfer matrisi elde edilmedi. Bunun için de, iki eleman arasında Çizelge 2.2’deki eşleştirmeler yapılmalı ve hesaplar, bu eşleştirmelerin ardından Bölüm 2.5.1.6 uyarınca yapıp, ters genişleme elemanının transfer matrisi, **E**, elde edilmelidir.

Çizelge 2.2 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanıya, ters genişleme elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Ters Genişleme	Ters Akış, Açık Uç - Genişleme
d_1	d_1
d_2	d_2
l_2	l_a

E matrisinin eşleştirdiği parametrelerin birimleriyle, **TM**'nin eşleştirdiklerinin birbiriyle aynı olması için, çeşitli işlemlerle, **E** matrisi değiştirilecektir. Bu sebeple girişteki ve çıkıştaki kesit alanları ve karakteristik akustik empedan hesabı yapılmalıdır (Mechel, 2008).

$$S_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} \quad S_2 = \frac{d_2^2 \pi}{4} - S_1 \quad (0.238)$$

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad (0.239)$$

F matrisi, **E** matrisinin değiştirilmiş hali olacaktır.

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} E_{11} & -E_{12} / Y \\ E_{21} \cdot Y_2 & -E_{22} Y_2 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.240)$$

F ve **TM** matrislerinin elemanları kullanılarak, yine **A** ve **B** matrisleri oluşturulur.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} TM_{11}F_{11} + TM_{12} + TM_{13}F_{21} & TM_{11}F_{12} + TM_{14} + TM_{13}F_{22} \\ TM_{31}F_{11} + TM_{32} + TM_{33}F_{21} & TM_{31}F_{12} + TM_{34} + TM_{33}F_{22} \end{bmatrix} \quad (0.241)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} TM_{21}F_{11} + TM_{22} + TM_{23}F_{21} & TM_{21}F_{12} + TM_{24} + TM_{23}F_{22} \\ TM_{41}F_{11} + TM_{42} + TM_{43}F_{21} & TM_{41}F_{12} + TM_{44} + TM_{43}F_{22} \end{bmatrix} \quad (0.242)$$

A ve **B** matrisleri kullanılarak, elemanları T_a , T_b , T_c ve T_d olan yeni bir matris hesaplanır.

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = [\mathbf{A}][\mathbf{B}]^{-1} \quad (0.243)$$

Denklemler (0.238)-(0.243) kullanılarak genel matris, 2x2 boyutundaki bir matrise indirgenir.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_a & -T_b Y_2 \\ T_c / Y_1 & -T_d Y_2 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.244)$$

Denklem (0.244) ile ifade edilen $\mathbf{T}$ matrisi, ters akış, açık uç - genişleme elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Ters akış, açık uç - genişleme elemanı, akış yönünde incelendiğinde, akışın üç farklı ortamda ilerlediği görünmektedir. Her ortam için ayrı bir alt transfer matrisi geliştirip, daha sonra akış yönü sırasıyla bunları çarpmak, ters akış, açık uç - genişleme elemanının basınç kaybı transfer matrisini hesaplamak için yeterli olacaktır.

Ters akış, açık uç - genişleme elemanının ilk alt elemanı *sabit yarıçaplı boru*, ikinci alt elemanı *ters genişleme* ve üçüncü alt elemanı da yine *sabit yarıçaplı boru*dur. Bu alt elemanların transfer matrislerine sırasıyla $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$ ve $\mathbf{R}_3$ ismi verilir.

$\mathbf{R}_1$ matrisini elde etmek için kullanılacak parametreler, Çizelge 2.3'te, ters akış, açık uç - genişleme elemanının parametreleriyle eşleştirilmiştir.

Çizelge 2.3 : Ters akış, açık uç - genişleme elemanı, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Sabit Yarıçaplı Boru	Ters Akış, Açık Uç - Genişleme
d	d_1
l	l

Çizelge 2.3'teki eşleştirilmiş parametreler kullanılarak, $\mathbf{R}_1$, Bölüm 2.5.1.1'de anlatıldığı gibi hesaplanır.

$\mathbf{R}_2$ matrisini elde etmek için kullanılacak parametreler, Çizelge 2.4'te, ters akış, açık uç - genişleme elemanının parametreleriyle eşleştirilmiştir.

Çizelge 2.4 : Ters akış, açık uç - genişleme elemanı, ters genişleme elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Ters Genişleme	Ters Akış, Açık Uç - Genişleme
d_1	d_1
d_2	d_2
l_2	l_a

Çizelge 2.4'teki eşleştirilmiş parametreler kullanılarak, $\mathbf{R}_2$, Bölüm 2.5.1.6'da anlatıldığı gibi hesaplanır.

$\mathbf{R}_3$ matrisini elde etmek için kullanılacak parametreler, Çizelge 2.5'te, ters akış, açık uç – genişleme elemanının parametreleriyle eşleştirilmiştir.

Çizelge 2.5 : Ters akış, açık uç – genişleme elemanı, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Sabit Yarıçaplı Boru	Ters Akış, Açık Uç - Genişleme
d	$(d_2^2 - d_1^2)^{0.5}$
l	l

Çizelge 2.5'teki eşleştirilmiş parametreler kullanılarak, $\mathbf{R}_3$, Bölüm 2.5.1.1'de anlatıldığı gibi hesaplanır.

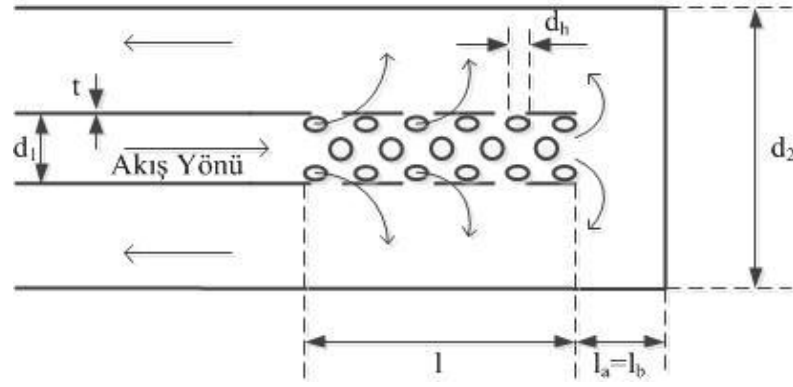
Alt elemanlar için elde edilen transfer matrisleri birbirleriyle çarpıldığı takdirde, ters akış, açık uç – genişleme elemanının basınç kaybını hesaplamak için gereken transfer matrisi hesaplanmış olur.

$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2][\mathbf{R}_3] \quad (0.245)$$

Denklem (0.245)'teki $\mathbf{R}$ matrisi, ters akış, açık uç – genişleme elemanının basınç kaybı transfer matrisidir.

2.5.2.7 Ters akış, açık uç – daralma

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden akış yönünde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun delikli uzunluğunun l ve akışın yön değiştirmesine sebep olan boşluğun uzunluğunun l_a olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu susturucu elemanıdır. Ters akış, açık uç – daralma elemanının şematik gösterimi Şekil 2.28'de verilmiştir.



Şekil 2.28 : Ters akış, açık uç – daralma elemanının şematik gösterimi.

Ters akış, açık uç – daralma elemanında gözlemlenen akış tipi de, teğet akıştır. İlgili parametrelerin, bu tip akışa göre hesaplanması gerekmektedir.

Tıpkı bir önceki elemanında olduğu gibi, ters akış, açık uç – daralma elemanının akustik transfer matrisinin hesaplanmasında ilk adım, l uzunluğundaki perfore bölgenin 4×4 boyutundaki ortak transfer matrisi olan **TM**’nin hesaplanmasıdır. Ardından, Bölüm 2.5.1.7’deki ters daralma elemanının 2×2 boyutundaki transfer matrisi elde edilir. Bunun için, iki eleman arasında Çizelge 2.6’daki eşleştirmeler yapılır ve hesaplar, bu eşleştirmelerin ardından Bölüm 2.5.1.7 uyarınca gerçekleştirilerek, ters genişleme elemanının transfer matrisi, **D**, elde edilmelidir.

Çizelge 2.6 : Ters akış, açık uç – daralma elemanı ile, ters daralma elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Ters Daralma	Ters Akış, Açık Uç - Daralma
d_1	d_2
d_2	d_1
l_2	l_a

D matrisinin elemanlarının genel matrisin içinde kullanılabilmesi için, bazılarının, karakteristik akustik empedans ifadesi kullanılarak değiştirilmesi gerekir. Bunun için de önce giriş ve çıkıştaki kesit alanları hesaplanır, ardından da, karakteristik akustik empedans ifadeleri elde edilir.

$$S_1 = \frac{d_1^2 \pi}{4} \quad S_2 = \frac{d_2^2 \pi}{4} - S_1 \quad (0.246)$$

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_2} \quad Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_1} \quad (0.247)$$

Denklem (0.247) ile belirtilen karakteristik akustik empedans ifadelerinin de yardımıyla, **D** matrisinin elemanları değiştirilerek oluşturulacak ve 2x2 boyutunda olacak bir **F** matrisi tanımlanır.

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} D_{11} & -D_{12} / Y_2 \\ D_{21}Y_1 & -D_{22}Y_1 / Y_2 \end{bmatrix} \quad (0.248)$$

Perfore bölgenin ortak transfer matrisi olan **TM**'nin tersi alınarak, yeni bir **A** matrisi tanımlanır.

$$[\mathbf{A}] = [\mathbf{TM}]^{-1} \quad (0.249)$$

A matrisinin elemanları, dört farklı matrise paylaştırılır.

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{13} \\ A_{31} & A_{33} \end{bmatrix} \quad \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} A_{12} & A_{14} \\ A_{32} & A_{34} \end{bmatrix} \quad \mathbf{R} = \begin{bmatrix} A_{21} & A_{23} \\ A_{41} & A_{43} \end{bmatrix} \quad \mathbf{U} = \begin{bmatrix} A_{22} & A_{24} \\ A_{42} & A_{44} \end{bmatrix} \quad (0.250)$$

Denklem (0.250) ile belirtilen **P**, **Q**, **R**, **U** matrisleri ve Denklem (0.248) ile verilen **F** matrisi kullanılarak, **B** ve **C** matrisleri tanımlanır.

$$[\mathbf{B}] = [\mathbf{P}] + [\mathbf{Q}][\mathbf{F}] \quad [\mathbf{C}] = [\mathbf{R}] + [\mathbf{U}][\mathbf{F}] \quad (0.251)$$

Denklem (0.251)'de verilen **B** ve **C** matrisleri kullanılarak, elemanları T_a , T_b , T_c ve T_d olan yeni bir matris elde edilir.

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = [\mathbf{C}][\mathbf{B}]^{-1} \quad (0.252)$$

Denklemler (0.246)-(0.252) yardımıyla, genel matris, 2x2 boyutuna indirgenir.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_a & T_b Y_2 \\ -T_c / Y_1 & -T_d Y_2 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.253)$$

Denklemler (0.253) ile tanımlanan **T** matrisi, ters akış, açık uç - daralma elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Ters akış, açık uç – daralma elemanının basınç katıbyı transfer matrisi hesaplanırken, üç alt elemanın transfer matrisleri ayrı ayrı bulunup, daha sonra tek bir transfer matrisi haline getirilir. Basınç kaybı transfer matrisi **R**₁ ile gösterilecek ilk alt

elemanı *sabit yarıçaplı boru*, R_2 ile gösterilecek ikinci alt elemanı *ters daralma* ve R_3 ile gösterilecek üçüncü alt elemanı da yine *sabit yarıçaplı borudur*.

R_1 matrisini elde etmek için kullanılacak parametreler, Çizelge 2.7’de, ters akış, açık uç – daralma elemanının parametreleriyle eşleştirilmiştir.

Çizelge 2.7 : Ters akış, açık uç – daralma elemanıya, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Sabit Yarıçaplı Boru	Ters Akış, Açık Uç - Daralma
d	$(d_2^2 - d_1^2)^{0.5}$
l	l

Çizelge 2.7’deki eşleştirilmiş parametreler kullanılarak, R_1 , Bölüm 2.5.1.1’de anlatıldığı gibi hesaplanır.

R_2 matrisini elde etmek için kullanılacak parametreler, Çizelge 2.8’de, ters akış, açık uç – daralma elemanının parametreleriyle eşleştirilmiştir.

Çizelge 2.8 : Ters akış, açık uç – daralma elemanıya, ters daralma elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Ters Daralma	Ters Akış, Açık Uç - Daralma
d_1	d_2
d_2	d_1
l_2	l_a

Çizelge 2.8’deki eşleştirilmiş parametreler kullanılarak, R_2 , Bölüm 2.5.1.7’de anlatıldığı gibi hesaplanır.

R_3 matrisini elde etmek için kullanılacak parametreler, Çizelge 2.9’da, ters akış, açık uç – daralma elemanının parametreleriyle eşleştirilmiştir.

Çizelge 2.9 : Ters akış, açık uç – daralma elemanıya, sabit yarıçaplı boru elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Sabit Yarıçaplı Boru	Ters Akış, Açık Uç - Daralma
d	d_1
l	l

Çizelge 2.9'daki eşleştirilmiş parametreler kullanılarak, $\mathbf{R}_3$, Bölüm 2.5.1.1'de anlatıldığı gibi hesaplanır.

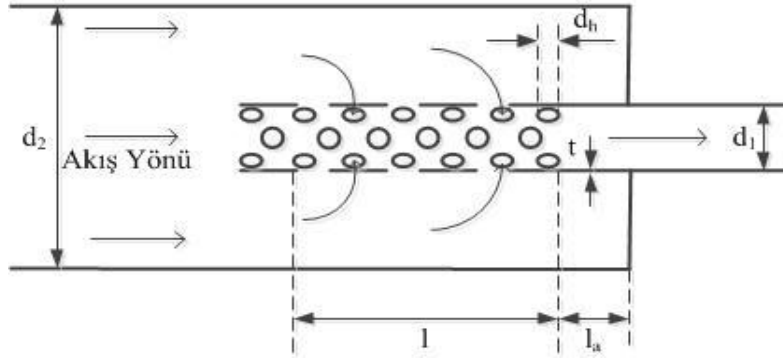
Ters akış, açık uç – daralma elemanının basınç kaybını hesaplamak için gereken transfer matrisinin elde edilmesi ise, alt elemanlar için bulunan transfer matrislerinin sırasıyla çarpılmasıyla gerçekleşir.

$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2][\mathbf{R}_3] \quad (0.254)$$

Denklem (0.254)'teki $\mathbf{R}$ matrisi, ters akış, açık uç – daralma elemanının basınç kaybı transfer matrisidir.

2.5.2.8 Uzatılmış perfore çıkış

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden akış yönünde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun delikli uzunluğunun l ve menfez tarafındaki deliksiz kısmın uzunluğunun l_a olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu susturucu elemanıdır. Uzatılmış perfore çıkış elemanının şematik gösterimi Şekil 2.29'da verilmiştir.



Şekil 2.29 : Uzatılmış perfore giriş elemanının şematik gösterimi.

Uzatılmış perfore çıkış elemanında akış, perfore deliklerden neredeyse hiç geçmemektedir. Bu nedenle bu akış tipi *teğet akış* olup, ilgili parametreler ona göre hesaplanmalıdır.

Uzatılmış perfore çıkış elemanı; Bölüm 2.5.1.5'teki Uzatılmış Ani Daralma elemanı ile, Bölüm 2.5.2.1'deki Eş Merkezli Tüp Rezonatör elemanlarının seri şekilde birbirine bağlanarak elde edilir. Bu iki elemanın akustik transfer matrisleri, sırasıyla Bölüm 2.5.1.5 ve Bölüm 2.5.2.1'de olduğu gibi hesaplanır.

İlk olarak uzatılmış ani daralma elemanının transfer matrisi, T_1 , hesaplanır. T_1 'in elde edilmesi için yapılacak hesaplarda kullanılması gereken parametrelerin, uzatılmış perfore çıkış elemanının parametreleriyle eşleştirilmesi Çizelge 2.10'daki gibi olacaktır.

Çizelge 2.10 : Uzatılmış perfore çıkış elemanı, uzatılmış ani daralma elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Uzatılmış Ani Daralma	Uzatılmış Perfore Çıkış
d_1	d_2
d_2	d_1
l_2	$(l+l_a)$

Bir sonraki adım, eş merkezli tüp rezonatör elemanının transfer matrisini hesaplamaktır. Bu ikinci transfer matrisi ise T_2 olarak isimlendirilir. T_2 'nin elde edilmesinde kullanılacak parametrelerin, uzatılmış perfore çıkış elemanının parametreleriyle eşleştirilmesi, Çizelge 2.11'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.11 : Uzatılmış perfore çıkış elemanı, eş merkezli tüp rezonatör elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Eş Merkezli Tüp Rezonatör	Uzatılmış Perfore Çıkış
d_1	d_1
d_2	d_2
l_a	0
l	l
l_b	l_a
d_h	d_h
t	t
σ	σ

İki alt elemanın transfer matrisleri elde edildikten sonra; tüm sistemin transfer matrisi, bu iki transfer matrisinin doğru sırayla çarpılmasıyla elde edilir.

$$[T] = [T_1][T_2] \quad (0.255)$$

Denklem (0.255) ile tanımlanan T matrisi, Uzatılmış perfore çıkış elemanının akustik transfer matrisidir.

Uzatılmış perfore çıkış elemanının basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanmasında, az önce kullanılan alt elemanların kullanılmasında bir sakınca yoktur. Uzatılmış

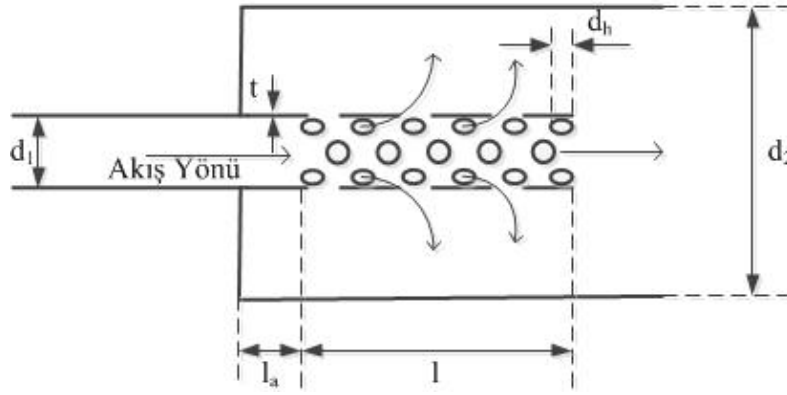
perfore çıkış elemanının parametreleriyle bu alt elemanların parametrelerinin nasıl eşleştirilmesi gerektiği de Çizelge 2.10 ve Çizelge 2.11’de verilmiştir. Bu bilgiler ışığında, sırasıyla Bölüm 2.5.1.5 ve Bölüm 2.5.2.1’de işaret edildiği şekilde $\mathbf{R}_1$ ve $\mathbf{R}_2$ alt transfer matrisleri hesaplanır. Tüm sistemin basınç kaybı transfer matrisini elde etmek için, alt elemanların transfer matrisleri doğru sırayla çarpılır.

$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2] \quad (0.256)$$

Denklem (0.256) ile ifade edilen $\mathbf{R}$ matrisi, uzatılmış perfore çıkış elemanının basınç kaybı transfer matrisidir.

2.5.2.9 Uzatılmış perfore giriş

Duvarları rijid kabul edilen, perfore olanı d_1 , büyük olanı d_2 çapında; içinden akış yönünde U_1 hızında akustik ortam geçen; d_1 çaplı borunun delikli uzunluğunun l ve menba tarafındaki deliksiz kısmın uzunluğunun l_a olduğu; delik çapının d_h , boru et kalınlığının t , poriztenin σ olduğu susturucu elemanıdır. Uzatılmış perfore giriş elemanının şematik gösterimi Şekil 2.30’da verilmiştir.



Şekil 2.30 : Uzatılmış perfore giriş elemanının şematik gösterimi.

Uzatılmış perfore giriş elemanında akış tipi *teğet akış*tır. İlgili parametreler hesaplanırken, bu akış tipine göre davranılmalıdır.

Uzatılmış perfore giriş elemanı; Bölüm 2.5.2.1’deki *eş merkezli tüp rezonatör* elemanı ile, Bölüm 2.5.1.4’teki *uzatılmış ani genişleme* elemanlarının seri şekilde birbirine bağlanarak elde edilir.

Transfer matrisi hesaplanacak ilk eleman, eş merkezli tüp rezonatör elemanıdır. Bu ilk transfer matrisi $\mathbf{T}_1$ olarak isimlendirilir. $\mathbf{T}_1$ ’in elde edilmesinde kullanılacak

parametrelerin, uzatılmış perfore giriş elemanının parametreleriyle eşleştirilmesi Çizelge 2.12’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.12 : Uzatılmış perfore giriş elemanıya, eşmerkezli tür rezonatör elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri

Eş Merkezli Tüp Rezonatör	Uzatılmış Perfore Çıkış
d_1	d_1
d_2	d_2
l_a	l_a
l	l
l_b	0
d_h	d_h
t	t
σ	σ

Transfer matrisi hesaplanacak bir diğer eleman olan uzatılmış ani genişleme elemanının transfer matrisi ise $\mathbf{T}_2$ olarak isimlendirilir. $\mathbf{T}_2$ ’nin elde edilmesi için yapılacak hesaplarda kullanılması gereken parametrelerin, uzatılmış perfore giriş elemanının parametreleriyle eşleştirilmesi Çizelge 2.13’teki gibi olacaktır.

Çizelge 2.13 : Uzatılmış perfore giriş elemanıya, uzatılmış ani genişleme elemanlarının eşleştirilmesi gereken parametreleri.

Uzatılmış Ani Genişleme	Uzatılmış Perfore Giriş
d_1	d_1
d_2	d_2
l_2	$(l+l_a)$

İki alt elemanın transfer matrisleri elde edildikten sonra; tüm sistemin transfer matrisi, bu iki transfer matrisinin doğru sırayla çarpılmasıyla elde edilir.

$$[\mathbf{T}] = [\mathbf{T}_1][\mathbf{T}_2] \quad (0.257)$$

Denklem (0.257) ile tanımlanan $\mathbf{T}$ matrisi, Uzatılmış perfore giriş elemanının akustik transfer matrisidir.

Uzatılmış perfore giriş elemanının basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanmasında izlenecek yol, akustik transfer matrisinin hesaplanmasında izlenenden farklı değildir.

İlk alt elemanın *eş merkezli tüp rezonatör*, ikincisinin de *uzatılmış ani genişleme* olduğu daha önceden belirtilmişti. Bu alt elemanların basınç kaybı transfer matrisleri sırasıyla $\mathbf{R}_1$ ve $\mathbf{R}_2$ olarak isimlendirilir. Bu matrisler, yine sırasıyla Bölüm 2.5.1.1 ve Bölüm 2.5.2.4’de işaret edildiği gibi hesaplanır. Hesaplamaların yapılması için gereken eşleştirmelerse Çizelge 2.12 ve Çizelge 2.13’ten elde edilebilir. Son olarak, tüm sistemin basınç kaybı transfer matrisini elde etmek için, alt elemanların transfer matrisleri doğru sırayla çarpılır.

$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2] \quad (0.258)$$

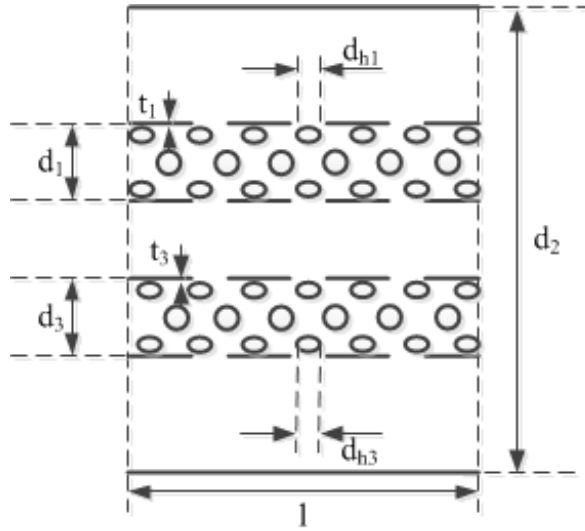
Denklem (0.258) ile ifade edilen $\mathbf{R}$ matrisi, uzatılmış perfore giriş elemanının basınç kaybı transfer matrisidir.

2.5.3 Üç kanallı perfore elemanlar

Tıpkı *iki kanallı perfore elemanlarda* olduğu gibi, *üç kanallı perfore elemanların* da bir giriş ve bir de çıkışı vardır. Bu durum da onların *2-Port / tek kanallı* elemanlara indirgenmesine olanak sağlamaktadır.

Üç kanallı perfore elemanların, tek kanallı elemanlara indirgenmesi, onların 2x2 boyutunda transfer matrisiyle ifade edilebileceği anlamına gelmektedir. Sullivan ve Croker’ın (1987) eş merkezli tüp rezonatör elemanı için geliştirdiği denklemleri, Munjal ve diğ. (1986) üç kanallı elemanlar için genişletmiş; onların oluşturduğu analitik problemi Peat (1987) nümerik bir hale getirmiş ve özellikle çözümün sayısal olarak yapılmasına büyük katkıda bulunmuştur.

Bu çalışmaların sonucunda, üç kanallı perfore bir elemanın 2x2 boyuttaki transfer matrisini hesaplamak için, öncelikle ortak perfore bölgenin 6x6 boyuttaki *ortak transfer matrisini* hesaplamak gerekir. Ortak perfore bölge, Şekil 2.31’de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.31 : Üç kanallı perfore susturuculardaki ortak perfore bölgenin şematik gösterimi.

Ortak transfer matrisi hesaplandıktan sonra, her farklı eleman için uygulanacak sınır şartları ve düzenlemelerle, girişteki klasik durum değişkenlerini, çıkıştaki durum değişkenlerine eşleştiren 2x2 boyutundaki transfer matrisi elde edilir. Ortak transfer matrisi **TT**, adım adım şu şekilde hesaplanır:

Öncelikle akışın teğet akış mı yoksa çarpraz akış mı olduğuna karar vermek gerekir. Eğer, teğet akış söz konusuysa borunun akustik perforasyon empedansı, Denklem (0.183) uyarınca hesaplanır (Rao ve Munjal, 1986). Bu hesaplama yapılırken, değişkenlerin ilgili boruya ait olduğuna dikkat edilmelidir.

Teğet akışa ait akustik perforasyon ifadesi hesaplanırken, ‘ n ’ alt indisiyle tanımlanan perfore borunun et kalınlığı t_n , ve perfore delik çapı d_{hn} metre; f de Hz cinsinden ifade edilir. Perfore borunun içinden geçen akışın Mach sayısı M_n ise aşağıdaki ifade edilir:

$$M_n = \frac{U_n}{c} = \frac{4Q}{d_n^2 \pi c} \quad (0.259)$$

Perfore borunun porozitesi σ_n , delikler açılarak elde edilen toplam alanın ($\sum S_{pn}$), d_1 çaplı borunun tüm yüzey alanına oranı olarak tanımlanmıştır. Bunun matematiksel ifadesiyse şudur:

$$\sigma_n = \frac{\sum S_{pn}}{d_n \pi l} \quad (0.260)$$

Çarpaz akış durumundaysa, akustik perforasyon empedansını bulmak için Denklem (0.186) geçerlidir. Yine bu denklemde de, değişkenlerin ilgili boruya ait olmasına dikkat edilmelidir.

Çarpaz akışa ait akustik perforasyon ifadesi hesaplanırken, ‘ n ’ alt indisiyle tanımlanan perfore borunun çapı d_n , perfore kısmın uzunluğu l , perfore boru et kalınlığı t_n ve delik çapı d_{hn} metre cinsinden olmalıdır. Bunların haricinde, bir diğer parametre de, perfore borunun içinden geçen akışkanın Mach sayısı M_n ’dir. Onun hesabı da Denklem (0.259)’da daha önce verilmişti.

Doğru akış tipi saptanıp, buna uygun akustik perforasyon empedansı iki iç boru için de elde edildikten sonra, hesaplara kolaylık getirmesi açısından k_a^2 , k_b^2 , k_c^2 ve k_d^2 olarak isimlendirilmiş, dalga sayısından türetilen katsayılar hesaplanır.

$$k_a^2 = k_0^2 - \frac{4jk_0}{d_1\zeta_1} \quad (0.261)$$

$$k_b^2 = k_0^2 - \frac{4jk_0d_1}{(d_2^2 - d_1^2 - d_3^2)\zeta_1} \quad (0.262)$$

$$k_c^2 = k_0^2 - \frac{4jk_0d_3}{(d_2^2 - d_1^2 - d_3^2)\zeta_3} \quad (0.263)$$

$$k_d^2 = k_0^2 - \frac{4jk_0}{d_3\zeta_3} \quad (0.264)$$

İlk perfore borunun içinden geçen akışın Mach sayısı M_1 , Denklem (0.259)’da n yerine 1 yazılarak elde edilebilir. Perfore borunun dışındaki akışın Mach sayısı M_2 ise, teğet akış ya da çarpaz akış durumlarına göre iki farklı değer alır. Teğet akış durumunda boru üzerindeki deliklerden dış odaya akışkan geçişi olmadığı kabul edilir. Bu durumda, dış odanın içindeki hava da durgun olacaktır. Bu da matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir:

$$M_2 = 0 \quad (0.265)$$

Çarpaz akış durumunda ise, perfore boruya giren akışkanın tamamı deliklerden geçecektir. Bu durumda d_2 yarıçaplı dış odada ilerleyen akışkanın Mach sayısı şu şekilde hesaplanır:

$$M_2 = \frac{M_1 d_1^2}{(d_2^2 - d_1^2)} \quad (0.266)$$

Benzer şekilde çıkış borusunun içindeki akışın Mach Sayısı M_3 de şu şekilde hesaplanır.

$$M_3 = \frac{M_1 d_1^2}{d_3^2} \quad (0.267)$$

Daha sonra, oluşturulacak **B** matrisinin elemanları elde edilir:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{-jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 + k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_2 &= \frac{k_a^2}{(1-M_1^2)} & \alpha_3 &= \frac{jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 - k_0^2}{k_0^2} \right) \\ \alpha_4 &= \frac{(k_a^2 - k_0^2)}{(1-M_1^2)} & \alpha_5 &= \frac{jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 - k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_6 &= \frac{(k_b^2 - k_0^2)}{(1-M_2^2)} \\ \alpha_7 &= \frac{-jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 - k_c^2}{k_0^2} \right) & \alpha_8 &= \frac{k_b^2 + k_c^2 - k_0^2}{(1-M_2^2)} & \alpha_9 &= \frac{jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_c^2 - k_0^2}{k_0^2} \right) \\ \alpha_{10} &= \frac{(k_c^2 - k_0^2)}{(1-M_2^2)} & \alpha_{11} &= \frac{jM_3}{(1-M_3^2)} \left(\frac{k_b^2 - k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_{12} &= \frac{(k_d^2 - k_0^2)}{(1-M_3^2)} \\ \alpha_{13} &= \frac{-jM_3}{(1-M_3^2)} \left(\frac{k_d^2 + k_0^2}{k_0^2} \right) & \alpha_{14} &= \frac{k_d^2}{(1-M_3^2)} \end{aligned} \quad (0.268)$$

Denklem (0.268) ile tanımlanan elemanlar kullanılarak, **B** matrisi şu şekilde oluşturulur:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\alpha_1 & -\alpha_3 & 0 & -\alpha_2 & -\alpha_4 & 0 \\ -\alpha_5 & -\alpha_7 & -\alpha_9 & -\alpha_6 & -\alpha_8 & -\alpha_{10} \\ 0 & -\alpha_{11} & -\alpha_{13} & 0 & -\alpha_{12} & -\alpha_{14} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (0.269)$$

λ , **B** matrisinin özdeğerler matrisi; Φ de **B** matrisinin modal matrisi olsun. Herhangi bir nümerik özdeğer ve özvektör algoritması kullanılarak λ ve Φ matrisleri şu formu alacak şekilde hesaplanır:

$$\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{66} \end{bmatrix} \quad (0.270)$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} & \Phi_{13} & \Phi_{14} & \Phi_{15} & \Phi_{16} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} & \Phi_{23} & \Phi_{24} & \Phi_{25} & \Phi_{26} \\ \Phi_{31} & \Phi_{32} & \Phi_{33} & \Phi_{34} & \Phi_{35} & \Phi_{36} \\ \Phi_{41} & \Phi_{42} & \Phi_{43} & \Phi_{44} & \Phi_{45} & \Phi_{46} \\ \Phi_{51} & \Phi_{52} & \Phi_{53} & \Phi_{54} & \Phi_{55} & \Phi_{56} \\ \Phi_{61} & \Phi_{62} & \Phi_{63} & \Phi_{64} & \Phi_{65} & \Phi_{66} \end{bmatrix} \quad (0.271)$$

Denklem (0.270) ve (0.271)'deki matrislerin elemanları kullanılarak **A0** ve **AL** matrisleri elde edilir. Bunun için, şu bağıntılar kullanılır:

$$\begin{aligned} A0_{1i} &= \Phi_{4i} & AL_{1i} &= \Phi_{4i} e^{(\lambda_{ii} l)} \\ A0_{2i} &= \Phi_{5i} & AL_{2i} &= \Phi_{5i} e^{(\lambda_{ii} l)} \\ A0_{3i} &= \Phi_{6i} & AL_{3i} &= \Phi_{6i} e^{(\lambda_{ii} l)} \\ A0_{4i} &= -\frac{\Phi_{1i}}{jk_0 + M_1 \lambda_{ii}} & AL_{4i} &= -\frac{\Phi_{1i} e^{(\lambda_{ii} l)}}{jk_0 + M_1 \lambda_{ii}} \\ A0_{5i} &= -\frac{\Phi_{2i}}{jk_0 + M_2 \lambda_{ii}} & AL_{5i} &= -\frac{\Phi_{2i} e^{(\lambda_{ii} l)}}{jk_0 + M_2 \lambda_{ii}} \\ A0_{6i} &= -\frac{\Phi_{3i}}{jk_0 + M_3 \lambda_{ii}} & AL_{6i} &= -\frac{\Phi_{3i} e^{(\lambda_{ii} l)}}{jk_0 + M_3 \lambda_{ii}} \end{aligned} \quad (0.272)$$

Denklem (0.272)'de i ile gösterilen alt indis, 1'den 6'ya kadar değişmektedir.

A0 ve **AL** matrislerinin elemanları hesaplandıktan sonra, üç kanal perfore elemanların ortak ortak transfer matrisi **TT**, şu bağıntıyla elde edilir:

$$[\mathbf{TT}] = [\mathbf{A0}][\mathbf{AL}]^{-1} \quad (0.273)$$

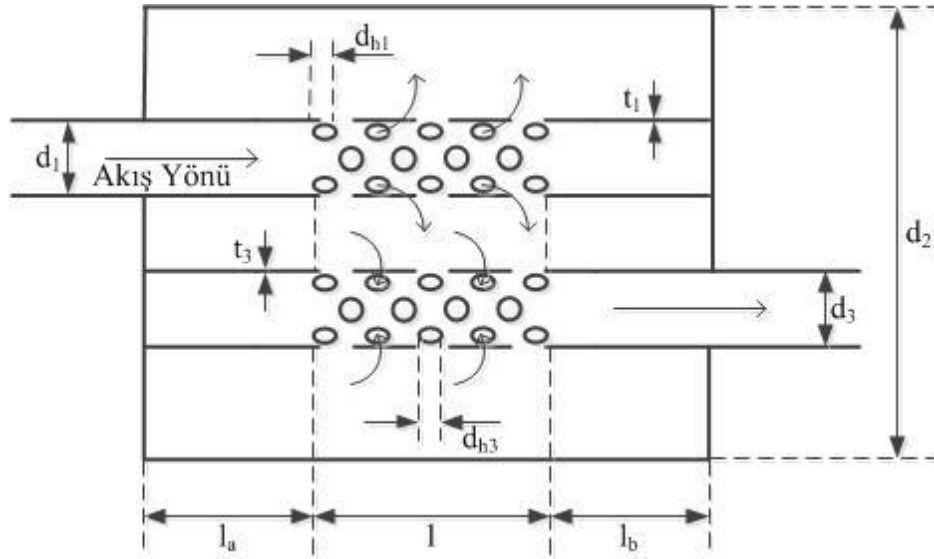
Elde edilen **TT** matrisinin 6x6 boyutunda olduğu unutulmamalıdır. Bundan sonra yapılması gereken, üç kanal perfore eleman için sınır şartlarının göz önüne alınması ve bu 6x6 boyutundaki matrisin, klasik durum değişkenlerini birbiriyle eşleştiren 2x2 boyutundaki transfer matrisine indirgenmesi (Mechel, 2008).

Üç kanallı perfore elemanların basınç kaybı ifadesinin hesaplanmasında ise Bölüm 2.5.2’de bahsedilen prensipler kullanılacaktır.

2.5.3.1 Çapraz akış – kapalı uç

Duvarları rijid kabul edilen, menba tarafındaki perfore borunun d_1 çapında, menfez tarafındaki perfore borunun d_3 çapında, bu iki boruyu çevreleyen genişleme odası d_2 çapında; aynı hizadan başlayan perfore kısmın uzunluğu l , menba tarafındaki deliksiz borunun uzunluğu (iki perfore boru için de) l_a , menfez tarafındaki deliksiz borunun uzunluğu (iki perfore boru için de) l_b olan susturucu elemanıdır. d_1 çaplı borunun et kalınlığı t_1 , porozitesi σ_1 ve delik çapı d_{h1} iken; d_3 çaplı borunun et kalınlığı t_3 , porozitesi σ_3 ve delik çapı d_{h3} ’tür. Çapraz akış – kapalı uç elemanının şematik gösterimi Şekil 2.32’de verilmiştir.

Çapraz akış – kapalı uç elemanının iki perfore borusunun da ucu tıkanmış olduğu için, bütün akış deliklerden geçmektedir. Bu sebeple, hesaplamalar yapılırken, çapraz akış denklemleri göz önüne alınmalıdır.



Şekil 2.32 : Çapraz akış – kapalı uç elemanının şematik gösterimi.

Çapraz akış – kapalı uç elemanının akustik transfer matrisinin hesaplanmasında, atılması gereken ilk adım, çapraz akış – kapalı uç elemanının ortak transfer matrisi olan $\mathbf{TT}$ ’nin hesaplanmasıdır. Bunun nasıl yapılacağı Bölüm 2.5.3’te açıklanmıştır. Bu 6x6 boyutundaki matris elde edildikten sonra, sınır şartlarını verecek denklemler şu şekilde hesaplanır:

$$X_1 = j \tan(k_0 l_b) \quad X_2 = -j \tan(k_0 l_a) \quad (0.274)$$

Denklem (0.274) kullanılarak elde edilen sınır şartlarının ve **TT** matrisinin elemanlarının yardımıyla, genel transfer matrisi, önce 4x4 boyutuna indirgenir. Bunun için yapılması gereken satır ve sütun işlemleri aşağıdaki gibi sistematikleştirilmiştir.

$$F_1 = TT_{61} + X_1 TT_{64} - X_2 (TT_{31} + X_1 TT_{34}) \quad (0.275)$$

$$A_1 = (TT_{32} X_2 - TT_{62}) / F_1 \quad A_2 = TT_{11} + TT_{14} X_1 \quad (0.276)$$

$$B_1 = (TT_{33} X_2 - TT_{63}) / F_1 \quad B_2 = TT_{21} + TT_{24} X_1 \quad (0.277)$$

$$C_1 = (TT_{35} X_2 - TT_{65}) / F_1 \quad C_2 = TT_{41} + TT_{44} X_1 \quad (0.278)$$

$$D_1 = (TT_{36} X_2 - TT_{66}) / F_1 \quad D_2 = TT_{51} + TT_{54} X_1 \quad (0.279)$$

Denklemler (0.274)-(0.279) ve daha önceden elde edilmiş **TM** kullanılarak, mevcut genel matris, ilk olarak 4x4 boyutundaki bir matrise indirgenir. Bu matrise **U** matrisi ismi verilir.

$$U = \begin{bmatrix} A_1 A_2 + TT_{12} & B_1 A_2 + TT_{13} & C_1 A_2 + TT_{15} & D_1 A_2 + TT_{16} \\ A_1 B_2 + TT_{22} & B_1 B_2 + TT_{23} & C_1 B_2 + TT_{25} & D_1 B_2 + TT_{26} \\ A_1 C_2 + TT_{42} & B_1 C_2 + TT_{43} & C_1 C_2 + TT_{45} & D_1 C_2 + TT_{46} \\ A_1 D_2 + TT_{52} & B_1 D_2 + TT_{53} & C_1 D_2 + TT_{55} & D_1 D_2 + TT_{56} \end{bmatrix} \quad (0.280)$$

Daha sonra yapılacak işlem, **U** matrisinin 2x2 boyutuna indirgenmesidir. Bu işlemler de şu şekilde yapılır.

$$F_2 = U_{41} + X_1 U_{43} - X_2 (U_{21} + X_1 U_{23}) \quad (0.281)$$

$$A_3 = (U_{22} X_2 - U_{42}) / F_2 \quad (0.282)$$

$$B_3 = (U_{24} X_2 - U_{44}) / F_2 \quad (0.283)$$

$$C_3 = U_{11} + X_1 U_{13} \quad (0.284)$$

$$D_3 = U_{31} + X_1 U_{33} \quad (0.285)$$

İndirgeme işleminin ardından kullanılacak karakteristik akustik empedans ifadeleri de aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Y_1 = \frac{4\rho_0 c}{d_1^2 \pi} \quad Y_3 = \frac{4\rho_0 c}{d_3^2 \pi} \quad (0.286)$$

Denklemler (0.280)-(0.286) kullanılarak, indirgeme işlemleri tamamlanır.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} U_{12} + A_3 C_3 & (U_{14} + B_3 C_3) Y_3 \\ (U_{32} + A_3 D_3) / Y_1 & (U_{32} + B_3 D_3) Y_3 / Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.287)$$

Denklem (0.287) ile ifade edilen $\mathbf{T}$ matrisi, çapraz akış – kapalı uç elemanının akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Çapraz akış – kapalı uç elemanında basınç kaybını hesaplamak için d_1 çaplı borudan genişleme odasına geçerken akışın karşılaştığı dirençle, genişleme odasından d_3 çaplı boruya geçerken karşılaştığı direncin seri dirençler olduğu düşünülebilir. Elektrik devreleri analojisinden de, toplam direncin, bu ikisinin direnci olacağı açıktır.

Bu iki direnci ayrı ayrı hesaplamak, ardından onların toplam değerini almak, bu elemanın akışa göstereceği toplam direnci verecektir. Bunun için, iki borunun da açık alan oranları, A_{AO1} ve A_{AO3} hesaplanır:

$$A_{AO1} = \frac{4\sigma_1 l}{d_1} \quad A_{AO3} = \frac{4\sigma_3 l}{d_3} \quad (0.288)$$

Denklem (0.288) yardımıyla hesaplanan açık alan oranları, 1 ve 3 numaralı boruların basınç kayıp katsayıları olan k_{D1} ve k_{D3} 'ün hesaplanmasında kullanılır. Bu yapılırken Denklem (0.197) kullanılır.

$$k_{D1} = 8.4338 A_{AO1}^{-1.527} \quad k_{D3} = 8.4338 A_{AO3}^{-1.527} \quad (0.289)$$

Her boru için basınç kaybı katsayıları elde edildikten sonra, Denklem (0.289) kullanılarak, akış direnci hesaplanır.

$$R_{f1} = \frac{k_{D1} \rho Q}{2S_1^2} \quad R_{f3} = \frac{k_{D3} \rho Q}{2S_3^2} \quad (0.290)$$

R_{f1} , d_1 çaplı borunun perfore bölgesinin akışa karşı yaratacağı direnç; R_{f3} de, d_3 çaplı borunun perfore bölgesinin akışa karşı yaratacağı dirençtir.

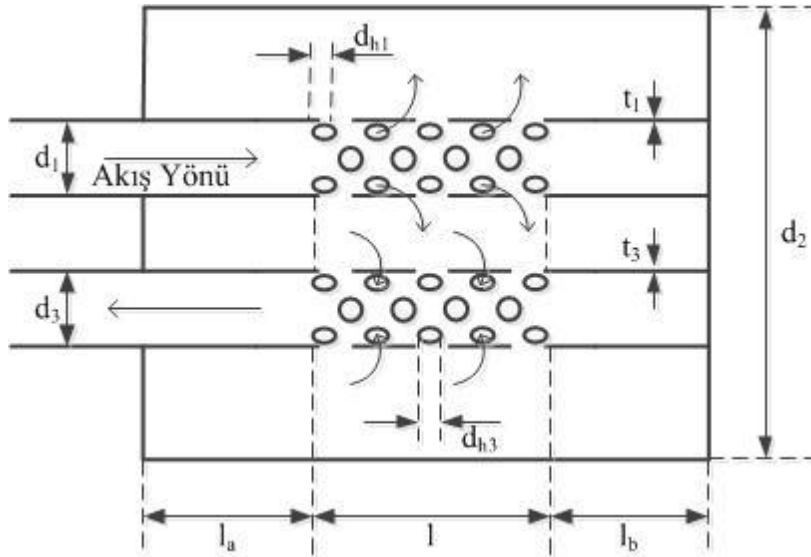
Çapraz akış – kapalı uç elemanının akışa uygulayacağı toplam direnç de şu basit işlemten sonra bulunur:

$$R_f = R_{f1} + R_{f3} \quad (0.291)$$

Denklem (0.291)'de elde edilen R_f değeri, Denklem (0.105)'te yerine konduğu takdirde, çapraz akış – kapalı uç elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilecektir (Elnady ve diğ., 2011).

2.5.3.2 Ters akış – kapalı uç

Duvarları rijid kabul edilen, menba tarafındaki perfore borunun d_1 çapında, menfez tarafındaki perfore borunun d_3 çapında, bu iki boruyu çevreleyen genişleme odasının çapı d_2 ; aynı hizadan başlayan perfore kısmın uzunluğu l olan; menba ile menfez yönlerinin zıt olduğu; giriş ve çıkış borularının olduğu taraftaki deliksiz borunun uzunluğu (iki perfore boru için de) l_a , boruların olmadığı taraftaki deliksiz borunun uzunluğu (iki perfore boru için de) l_b olan susturucu elemanıdır. d_1 çaplı borunun et kalınlığı t_1 , porozitesi σ_1 ve delik çapı d_{h1} iken; d_3 çaplı borunun et kalınlığı t_3 , porozitesi σ_3 ve delik çapı d_{h3} 'tür. Ters akış – kapalı uç elemanının şematik gösterimi Şekil 2.33'te verilmiştir.



Şekil 2.33 : Ters akış – kapalı uç elemanının şematik gösterimi.

Ters akış – kapalı uç elemanının iki perfore borusunun da ucu tıkanmış olduğu için, bütün akış deliklerden geçmektedir. Bu sebeple, hesaplamalar yapılırken, çapraz akış denklemleri göz önüne alınmalıdır.

Ters akış – kapalı uç elemanının akustik transfer matrisinin hesaplanmasında yapılması gereken ilk hesaplama, l uzunluğundaki ortak perfore bölgenin, 6x6 boyutundaki ortak transfer matrisi olan **TM**’nin hesaplanmasıdır. Ardından, genel matrisin oluşturulması için, sınır şartlarının elde edilmesi gerekir. Bu da şu şekilde yapılır:

$$X_1 = j \tan(k_0 l_b) \quad X_2 = -j \tan(k_0 l_a) \quad (0.292)$$

Sınır şartlarının hesaplanmasının ardından, genel matrisin indirgenme işlemine başlanır. İlk olarak, 3x6 boyutunda bir **B** matrisi tanımlanır. Bu **B** matrisinin elemanları, Denklem (0.292) ve **TM** matrisinin elemanlarının yardımıyla aşağıdaki gibi elde edilir.

$$B_{qr} = TT_{qr} + X_1 TT_{q(r+3)}; \quad \begin{cases} q = 1, 2, 3, 4, 5, 6 \\ r = 1, 2, 3 \end{cases} \quad (0.293)$$

Denklem (0.293)’te elde edilen **B** matrisinin elemanları ve Denklem (0.292) ile verilen sınır şartları kullanılarak **C** ve **D** matrisleri oluşturulur.

$$F_3 = X_2 B_{21} - B_{51} \quad (0.294)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} (B_{52} - X_2 B_{22}) / F_3 & (B_{53} - X_2 B_{23}) / F_3 \\ B_{32} - (B_{52} - X_2 B_{22}) B_{31} / F_3 & B_{33} - (B_{53} - X_2 B_{23}) B_{31} / F_3 \\ B_{62} - (B_{52} - X_2 B_{22}) B_{61} / F_3 & B_{63} - (B_{53} - X_2 B_{23}) B_{61} / F_3 \end{bmatrix} \quad (0.295)$$

$$F_4 = C_{21} C_{32} - C_{22} C_{31} \quad (0.296)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} (C_{11} C_{32} / F_4) - (C_{12} C_{31} / F_4) & (-C_{11} C_{22} / F_4) - (C_{12} C_{21} / F_4) \\ C_{32} / F_4 & -C_{22} / F_4 \\ -C_{31} / F_4 & -C_{21} / F_4 \end{bmatrix} \quad (0.297)$$

Genel matrisin 2x2 boyutuna indirgenmesinde kullanılacak karakteristik akustik empedans ifadeleri hesaplanır.

$$Y_1 = \frac{4\rho_0 c}{d_1^2 \pi} \quad Y_3 = \frac{4\rho_0 c}{d_3^2 \pi} \quad (0.298)$$

Denklemler (0.292)-(0.298) kullanılarak, indirgeme işlemi tamamlanır.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} B_{11}D_{11} + B_{12}D_{21} + B_{13}D_{31} & (B_{11}D_{12} + B_{12}D_{22} + B_{13}D_{32})Y_3 \\ (B_{41}D_{11} + B_{42}D_{21} + B_{43}D_{31})/Y_1 & (B_{41}D_{12} + B_{42}D_{22} + B_{43}D_{32})Y_3/Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.299)$$

Denklem (0.299) ile ifade edilen $\mathbf{T}$ matrisi, çapraz akış – kapalı uç elemanın akustik transfer matrisidir (Mechel, 2008).

Ters akış – kapalı uç elemanın basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanmasında izlenecek yol, çapraz akış – kapalı uç elemanında izlenen yolun benzeridir. Basınç kaybı transfer matrisinde hesaplanacak en önemli terimin akış direnci olduğu hatırlanmalıdır. Bu terimin hesabı için elde edilmesi gereken ilk değerler giriş ve çıkış borularının alan oranları, A_{AO1} ve A_{AO3} , olmalıdır.

$$A_{AO1} = \frac{4\sigma_1 l}{d_1} \quad A_{AO3} = \frac{4\sigma_3 l}{d_3} \quad (0.300)$$

Denklem (0.300) yardımıyla hesaplanan açık alan oranları, 1 ve 3 numaralı boruların basınç kayıp katsayıları olan k_{D1} ve k_{D3} 'ün hesaplanmasında kullanılır. Bu yapılırken Denklem (0.197) kullanılır.

$$k_{D1} = 8.4338A_{AO1}^{-1.527} \quad k_{D3} = 8.4338A_{AO3}^{-1.527} \quad (0.301)$$

Her boru için basınç kaybı katsayıları elde edildikten sonra, Denklem (0.301) kullanılarak, akış direnci hesaplanır.

$$R_{f1} = \frac{k_{D1}\rho Q}{2S_1^2} \quad R_{f3} = \frac{k_{D3}\rho Q}{2S_3^2} \quad (0.302)$$

R_{f1} , d_1 çaplı borunun perfore bölgesinin akışa karşı yaratacağı direnç; R_{f3} de, d_3 çaplı borunun perfore bölgesinin akışa karşı yaratacağı dirençtir.

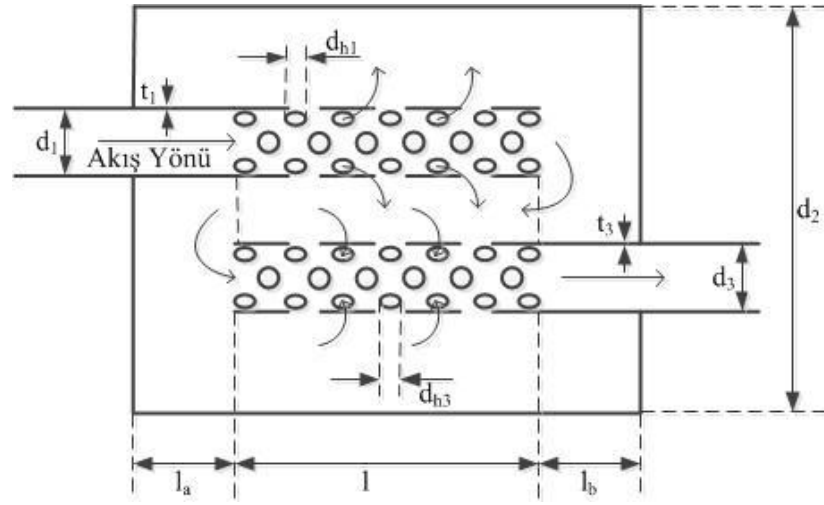
Ters akış – kapalı uç elemanın akışa uygulayacağı toplam direnç de şu basit işlemten sonra bulunur:

$$R_f = R_{f1} + R_{f3} \quad (0.303)$$

Denklem (0.303)'te elde edilen R_f değeri, Denklem (0.105)'te yerine konduğu takdirde, ters akış – kapalı uç elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilecektir (Elnady ve diğ., 2011).

2.5.3.3 Çapraz akış – açık uç

Duvarları rijid kabul edilen, menba tarafındaki perfore borunun d_1 çapında, menfez tarafındaki perfore borunun d_3 çapında, bu iki boruyu çevreleyen genişleme odasının çapı d_2 ; aynı hizadan başlayan perfore kısmın uzunluğu l olan; menba ile menfez aynı zıt olduğu; giriş tarafındaki deliksiz borunun uzunluğu l_a , giriş tarafındaki deliksiz borunun uzunluğu l_b olan susturucu elemanıdır. d_1 çaplı borunun et kalınlığı t_1 , porozitesi σ_1 ve delik çapı d_{h1} iken; d_3 çaplı borunun et kalınlığı t_3 , porozitesi σ_3 ve delik çapı d_{h3} 'tür. Çapraz akış – açık uç elemanının şematik gösterimi Şekil 2.34'te verilmiştir.



Şekil 2.34 : Çapraz akış – açık uç elemanının şematik gösterimi.

Çapraz akış – açık uç elemanının iki perfore borusunun da ucu açık olduğu için, perfore deliklerden hiç akış geçmediği kabul edilebilir. Bu sebeple, hesaplamalar yapılırken, teğet akış denklemleri göz önüne alınmalıdır.

Atılması gereken ilk adım, çapraz akış – açık uç elemanının ortak transfer matrisi olan **TT**'nin hesaplanmasıdır. Bunun nasıl yapılacağı Bölüm 2.5.3'te açıklanmıştır. Bu 6x6 boyutundaki matris elde edildikten sonra, uygun sınır şartları kullanılarak genel transfer matrisi elde edilir. Yapılması gereken, bu genel transfer matrisinin 2x2 boyutuna indirgenmesidir.

Sınır şartları, bilinen elemanların transfer matrislerinin genel matrisin içine yerleştirilmesiyle hesaplara dahil edilecektir. Susturucunun l_b uzunluğundaki kısmının transfer matrisi için, Bölüm 2.5.1.6'da tarif edilen *ters genişleme* elemanının transfer matrisi elde edilmelidir. Bu matrise **C** matrisi adı verilir. **C**

matrisini elde etmek için gereken parametre eşleştirilmesi, Çizelge 2.14'te gösterilmiştir.

Çizelge 2.14 : Çapraz akış – açık uç elemanının parametreleriyle, ters genişleme elemanının parametrelerinin eşleştirilmesi.

Ters Genişleme	Çapraz Akış – Açık Uç
d_1	d_1
d_2	$(d_2^2 - d_3^2)^{0.5}$
l_2	l_b

Çizelge 2.14'teki eşleştirme yapıldıktan sonra, Bölüm 2.5.1.6'daki adımlar izlenerek hesaplanan **C** matrisi, akustik basınç ve volumetrik hız ifadelerini birbirine bağlayan 2x2 boyutundaki transfer matrisidir.

Benzer şekilde, susturucunun l_a uzunluğundaki kısmının transfer matrisi için, Bölüm 2.5.1.7'de tarif edilen *ters daralma* elemanının transfer matrisi elde edilmelidir. Bu matrise de **D** matrisi densin. **D** matrisini elde etmek için gereken parametre eşleştirilmesi, Çizelge 2.15'te gösterilmiştir.

Çizelge 2.15 : Çapraz akış – açık uç elemanının parametreleriyle, ters daralma elemanının parametrelerinin eşleştirilmesi.

Ters Daralma	Çapraz Akış – Açık Uç
d_1	$(d_2^2 - d_1^2)^{0.5}$
d_2	d_3
l_2	l_b

Çizelge 2.14'teki eşleştirme yapıldıktan sonra, Bölüm 2.5.1.7'deki adımlar izlenerek hesaplanan **D** matrisi, akustik basınç ve volumetrik hız ifadelerini birbirine bağlayan 2x2 boyutundaki transfer matrisidir.

Bu üç matris kullanılarak, global bir transfer matrisi yaratılır, ardından bu global transfer matrisi, giriş ve çıkıştaki akustik basınç ve volumetrik hız ifadelerini birbirine bağlayacak 2x2 boyutundaki transfer matrisine indirgenir. Bu işlemlere geçilmeden önce, **C** ve **D** matrislerinin durum değişkenlerini de **TT**'nin durum değişkenleriyle aynı birimde yazmak gerekir. Bunun için, şu bağıntılar kullanılır:

$$C_{12} = -C_{12} / Y_2 \quad C_{21} = C_{21} Y_1 \quad C_{22} = C_{22} Y_1 / Y_2 \quad (0.304)$$

$$D_{12} = D_{12} / Y_3 \quad D_{21} = -D_{21} Y_2 \quad D_{22} = -D_{22} Y_2 / Y_3 \quad (0.305)$$

Denklemler (0.304) ve (0.305) ile verilen ifadelerin bazılarında görülen eksi işaretleri, akışın ters yönde olduğunu göstermektedir. Bu düzenlemelerden sonra, global matrisin sistematik indirgenmesine başlanabilir.

A, 2x6 boyutunda bir matris olsun, elemanları şu şekilde bulunur:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} D_{11}TT_{31} - TT_{21} + D_{12}TT_{61} & D_{21}TT_{31} - TT_{21} + D_{22}TT_{61} \\ D_{11}TT_{34} - TT_{24} + D_{12}TT_{64} & D_{21}TT_{34} - TT_{24} + D_{22}TT_{64} \\ D_{11}TT_{32} - TT_{22} + D_{12}TT_{62} & D_{21}TT_{32} - TT_{22} + D_{22}TT_{62} \\ D_{11}TT_{35} - TT_{25} + D_{12}TT_{65} & D_{21}TT_{35} - TT_{25} + D_{22}TT_{65} \\ D_{11}TT_{33} - TT_{23} + D_{12}TT_{63} & D_{21}TT_{33} - TT_{23} + D_{22}TT_{63} \\ D_{11}TT_{36} - TT_{26} + D_{12}TT_{66} & D_{21}TT_{36} - TT_{26} + D_{22}TT_{66} \end{bmatrix}^T \quad (0.306)$$

A, **C** ve **TT** matrisinin elemanları kullanılarak, 4x2 boyutunda yeni bir matris tanımlanır. Bu yeni **E** matrisinin elemanları ise, şu şekilde hesaplanır:

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} A_{13} + A_{11}C_{11} + A_{12}C_{21} & A_{14} + A_{11}C_{12} + A_{12}C_{22} \\ A_{23} + A_{21}C_{11} + A_{22}C_{21} & A_{24} + A_{21}C_{12} + A_{22}C_{22} \\ TT_{12} + TT_{11}C_{11} + TT_{14}C_{21} & TT_{15} + TT_{11}C_{12} + TT_{14}C_{22} \\ TT_{42} + TT_{41}C_{11} + TT_{44}C_{21} & TT_{45} + TT_{41}C_{12} + TT_{44}C_{22} \end{bmatrix} \quad (0.307)$$

Global matrisin indirgenmesine, 1x3 boyutundaki **F** matrisinin elemanları hesaplanarak devam edilir.

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} -E_{12} / E_{11} & -E_{15} / E_{11} & -E_{16} / E_{11} \end{bmatrix} \quad (0.308)$$

Global matrisin indirgenmesindeki bir sonraki adım, **A**, **TT**, **E** ve **F** matrislerinin elemanları kullanılarak, 3x3 boyutundaki **G** matrisinin hesaplanmasıdır.

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} E_{22} + E_{21}F_{11} & A_{25} + E_{21}F_{12} & A_{26} + E_{21}F_{13} \\ E_{32} + E_{31}F_{11} & TT_{13} + E_{31}F_{12} & TT_{16} + E_{31}F_{13} \\ E_{42} + E_{41}F_{11} & TT_{43} + E_{41}F_{12} & TT_{46} + E_{41}F_{13} \end{bmatrix} \quad (0.309)$$

G matrisini, 2x2 boyutuna indirgemek için, satır-sütun işlemlerine devam edilir. Bunun için 1x2 boyutunda bir **H** matrisi tanımlanır. Bu matrisin elemanları, **G** matrisinin elemanları yardımıyla şu şekilde bulunur:

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} -G_{12} / G_{11} & -G_{13} / G_{11} \end{bmatrix} \quad (0.310)$$

Son olarak, **G** ve **H** matrisleri yardımıyla **T** transfer matrisi elde edilir:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} (G_{22} + G_{21}H_{11}) & (G_{23} + G_{21}H_{12})Y_3 \\ (G_{32} + G_{31}H_{11})/Y_1 & (G_{33} + G_{31}H_{12})Y_3/Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.311)$$

Denklem (0.311)'de gösterilen **T** matrisi, çapraz akış – açık uç elemanının akustik transfer matrisidir.

Çapraz akış – açık uç elemanının basınç kaybı transfer matrisinin hesaplanmasında, akışın takip ettiği yol incelenerek, süreksizlikler arasında transfer matrisleri oluşturulur. Buna göre, bu elemanı beş alt elemana ayırmak mümkündür. Bu elemanlar sırasıyla: *sabit yarıçaplı boru*, *ters genişleme*, *sabit yarıçaplı boru*, *ters daralma* ve tekrar *sabit yarıçaplı boru*dur. Bu alt elemanların transfer matrisleri sırasıyla **R**₁, **R**₂, **R**₃, **R**₄ ve **R**₅ olacak şekilde isimlendirilir. Bu matrisleri hesaplamak için, çapraz akış – açık uç elemanı ile diğer elemanlar eşleştirilecektir.

R₁'i elde etmek için, Bölüm 2.5.1.1'deki yol izlenir. Bu yapılırken, kullanacak parametreler arasında Çizelge 2.16'daki gibi bir eşleşme olacaktır:

Çizelge 2.16 : **R**₁ matrisini elde etmek için çapraz akış – açık uç elemanı ile sabit yarıçaplı boru elemanı arasındaki parametre eşleştirilmesi.

Sabit Yarıçaplı Boru	Çapraz Akış – Açık Uç
d	d_1
l	$(l+l_a)$

R₂'yi elde etmek için, Bölüm 2.5.1.6'daki yol izlenir. Bu yapılırken, kullanacak parametreler arasında Çizelge 2.14'deki gibi bir eşleşme olacaktır.

R₃'ü elde etmek için, Bölüm 2.5.1.1'deki yol izlenir. Bu yapılırken, kullanacak parametreler arasında Çizelge 2.17'deki gibi bir eşleşme olacaktır:

Çizelge 2.17 : $\mathbf{R}_3$ matrisini elde etmek için çapraz akış – açık uç elemanı ile sabit yarıçaplı boru elemanı arasındaki parametre eşleştirilmesi.

Sabit Yarıçaplı Boru	Çapraz Akış – Açık Uç
d	$(d_2^2 - d_1^2 - d_3^2)$
l	l

$\mathbf{R}_4$ 'ü elde etmek için, Bölüm 2.5.1.7'deki yol izlenir. Bu yapılırken, kullanacak parametreler arasında Çizelge 2.15'teki gibi bir eşleşme olacaktır.

$\mathbf{R}_5$ 'i elde etmek için, Bölüm 2.5.1.1'deki yol izlenir. Bu yapılırken, kullanacak parametreler arasında Çizelge 2.18'deki gibi bir eşleşme olacaktır:

Çizelge 2.18 : $\mathbf{R}_5$ matrisini elde etmek için çapraz akış – açık uç elemanı ile sabit yarıçaplı boru elemanı arasındaki parametre eşleştirilmesi.

Sabit Yarıçaplı Boru	Çapraz Akış – Açık Uç
d	d_3
l	$(l + l_b)$

Alt elemanların transfer matrisleri hesaplandıktan sonra, çapraz akış açık uç elemanının basınç kaybı transfer matrisinin elde edilmesi için, akış yönü sırasıyla çarpılmalıdır.

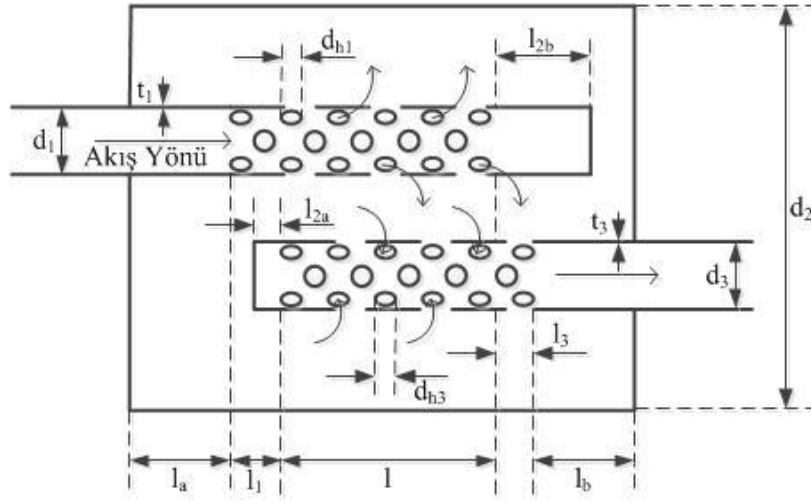
$$[\mathbf{R}] = [\mathbf{R}_1][\mathbf{R}_2][\mathbf{R}_3][\mathbf{R}_4][\mathbf{R}_5] \quad (0.312)$$

Denklem (0.312)'de verilen $\mathbf{R}$ matrisi, çapraz akış – açık uç elemanının basınç kaybı transfer matrisidir.

2.5.3.4 Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç

Duvarları rijid kabul edilen, menba tarafındaki perfore borunun d_1 çapında, menfez tarafındaki perfore borunun d_3 çapında, bu iki boruyu çevreleyen genişleme odasının çapı d_2 ; d_1 çaplı borunun eşleşmeyen perfore kısmının uzunluğu l_1 ; d_3 çaplı borunun eşleşmeyen perfore kısmının uzunluğu l_3 ; d_1 çaplı borunun sonundaki deliksiz ve ucu tıkalı kısmının uzunluğu l_{2b} ; d_3 çaplı borunun sonundaki deliksiz ve ucu tıkalı kısmının uzunluğu l_{2a} ; aynı hizadan başlayan perfore kısmın uzunluğu l olan; menba ile menfez aynı zıt olduğu; giriş tarafındaki deliksiz borunun uzunluğu l_a , giriş tarafındaki deliksiz borunun uzunluğu l_b olan susturucu elemanıdır. d_1 çaplı borunun

et kalınlığı t_1 , porozitesi σ_1 ve delik çapı d_{h1} iken; d_3 çaplı borunun et kalınlığı t_3 , porozitesi σ_3 ve delik çapı d_{h3} 'tür. Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanın şematik gösterimi Şekil 2.35'te verilmiştir.



Şekil 2.35 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanın şematik gösterimi.

Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanın iki perfore borusunun da ucu kapalı olduğu için, tüm akışın perfore deliklerden geçeceği düşünülecektir. Bu sebeple, hesaplamalar yapılırken, çapraz akış denklemleri göz önüne alınmalıdır.

Atılması gereken ilk adım, çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanın ortak transfer matrisi olan $\mathbf{TT}$ 'nin hesaplanmasıdır. Bunun nasıl yapılacağı Bölüm 2.5.3'te açıklanmıştır. Bu 6x6 boyutundaki matris elde edildikten sonra, uygun sınır şartları kullanılarak, şu işlemler sonucunda, klasik durum değişkenlerinin birbirine bağlandığı 2x2 boyutundaki transfer matrisi elde edilir:

Ardından, Bölüm 2.5.2'de tarif edilen *perfore iki kanal* elemanın 4x4 boyutundaki ortak bölge transfer matrisi elde edilmelidir. Bu matrise **A** matrisi adı verilir. **A** matrisini elde etmek için gereken parametre eşleştirilmesi, Çizelge 2.19'da gösterilmiştir.

Çizelge 2.16'daki eşleştirme yapıldıktan sonra, Bölüm 2.5.2'deki adımlar izlenerek hesaplanan **A** matrisi, d_1 çaplı borunun ilk kısmındaki perfore bölgenin etkisinin hesaplamalara dahil edilmesini sağlayacak 4x4 boyutlarındaki transfer matrisidir.

Çizelge 2.19 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının parametreleriyle, iki kanal perfore elemanının parametrelerinin eşleştirilmesi (**A** matrisi).

İki Kanal Perfore	Çapraz Akış – Uzatılmış Kapalı Uç
d_1	d_1
d_2	$(d_2^2 - d_1^2 - d_3^2)^{0.5}$
l	l_1
t	t_1
d_h	d_{h1}
σ	σ_1

Benzer şekilde, bu kez de d_3 çaplı borunun son kısmındaki perfore bölgenin transfer matrisi hesaplanır. Onun hesabı yapılırken kullanılacak parametrelerin eşleştirilmesi de Çizelge 2.20’de verilmiştir.

Çizelge 2.20 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının parametreleriyle, iki kanal perfore elemanının parametrelerinin eşleştirilmesi (**C** matrisi).

İki Kanal Perfore	Çapraz Akış – Uzatılmış Kapalı Uç
d_1	d_3
d_2	$(d_2^2 - d_1^2 - d_3^2)^{0.5}$
l	l_3
t	t_3
d_h	d_{h3}
σ	σ_3

A ve **C** matrisleri hesaplandıktan sonra, sınır şartlarını ifade etmede kullanılacak bağıntılar yazılır.

$$\begin{aligned}
 X_a &= -j \tan(k_0 l_a) & X_{2a} &= -j \tan(k_0 l_{2a}) \\
 X_b &= j \tan(k_0 l_b) & X_{2b} &= j \tan(k_0 l_{2b})
 \end{aligned} \tag{0.313}$$

Denklem (0.313) ile birlikte **A**, **C**, ve **TT** matrislerinin elemanları kullanılarak, bu susturucu içindeki bütün durum değişkenlerini birbiriyle eşleştirecek global bir matris oluşturmak mümkündür. Ancak, bu matris öyle bir indirgenmelidir ki, sadece girişteki durum değişkenleri ile çıkıştaki durum değişkenleri birbiriyle eşleşsin. Bu işlem, şu adımlar izlenerek yapılır:

İlk adım, 3x4 boyutunda bir **XA** matrisi tanımlamaktır. Bu matrisin elemanları, şu şekilde hesaplanır:

$$\mathbf{XA} = \begin{bmatrix} \frac{A_{41}}{X_a} - A_{21} & \frac{A_{43}}{X_a} - A_{23} & \frac{A_{42}}{X_a} - A_{22} & \frac{A_{44}}{X_a} - A_{24} \\ A_{11} & A_{13} & A_{12} & A_{14} \\ A_{31} & A_{33} & A_{32} & A_{34} \end{bmatrix} \quad (0.314)$$

Ortak perfore bölgenin 6x6 boyutundaki transfer matrisi **TT**'nin bir kısmını düzene koymak için, 4x6 boyutunda bir **D** matrisi tanımlanır ve elemanları da şu şekilde atanır:

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} TT_{11} & TT_{14} & TT_{12} & TT_{15} & TT_{13} & TT_{16} \\ TT_{41} & TT_{44} & TT_{42} & TT_{45} & TT_{43} & TT_{46} \\ TT_{21} & TT_{24} & TT_{22} & TT_{25} & TT_{23} & TT_{26} \\ TT_{51} & TT_{54} & TT_{52} & TT_{55} & TT_{53} & TT_{56} \end{bmatrix} \quad (0.315)$$

Denklemler (0.314) ve (0.315) kullanılarak, 3x6 boyutundaki **XD** matrisi tanımlanabilir.

$$[\mathbf{XD}] = [\mathbf{XA}][\mathbf{D}] \quad (0.316)$$

TT matrisinin henüz kullanılmayan elemanları ve Denklem (0.313) yardımıyla, 1x6 boyutundaki **XB** matrisinin elemanları şu şekilde hesaplanır:

$$\mathbf{XB} = \begin{bmatrix} \frac{TT_{61}}{X_{2a}} - TT_{31} \\ \frac{TT_{64}}{X_{2a}} - TT_{34} \\ \frac{TT_{62}}{X_{2a}} - TT_{32} \\ \frac{TT_{65}}{X_{2a}} - TT_{35} \\ \frac{TT_{63}}{X_{2a}} - TT_{33} \\ \frac{TT_{66}}{X_{2a}} - TT_{36} \end{bmatrix}^T \quad (0.317)$$

Bir sonraki adım, **XB**, **XD** ve Denklem (0.313)'ün yardımıyla, **E** vektörünün tanımlanmasıdır. Bu vektör 4x1 boyutundadır.

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} \frac{XB_{11}}{X_{2b}} - XB_{12} & \frac{XD_{11}}{X_{2b}} - XD_{12} & \frac{XD_{21}}{X_{2b}} - XD_{22} & \frac{XD_{31}}{X_{2b}} - XB_{32} \end{bmatrix}^T \quad (0.318)$$

E matrisi elde edildikten sonra, **XB** matrisinin de yardımıyla, 1x4 boyutundaki **XE** matrisi tanımlanır. Bu matrisin elemanlarıysa şu şekilde hesaplanır:

$$\mathbf{XE} = \begin{bmatrix} \frac{-XB_{13}}{E_{11}} & \frac{-XB_{14}}{E_{11}} & \frac{-XB_{15}}{E_{11}} & \frac{-XB_{16}}{E_{11}} \end{bmatrix} \quad (0.319)$$

E, **XD** ve **XE** matrislerinin yardımıyla, 3x4 boyutunda bir **F** matrisi tanımlanır. Bu matrisin elemanları da şu şekilde hesaplanır.

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} E_{21}XE_{11} + XD_{13} & E_{21}XE_{12} + XD_{14} & E_{21}XE_{13} + XD_{15} & E_{21}XE_{14} + XD_{16} \\ E_{31}XE_{11} + XD_{13} & E_{31}XE_{12} + XD_{14} & E_{31}XE_{13} + XD_{15} & E_{31}XE_{14} + XD_{16} \\ E_{41}XE_{11} + XD_{13} & E_{41}XE_{12} + XD_{14} & E_{41}XE_{13} + XD_{15} & E_{41}XE_{14} + XD_{16} \end{bmatrix} \quad (0.320)$$

C matrisinin elemanları, daha sonra yapılacak işlemler için sıraya konmalıdır. 4x4 boyutundaki **G** matrisi, bu **C** matrisinin sıraya konmuş halidir ve elemanları da şöyle elde edilir:

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} C_{22} & C_{24} & C_{21} & C_{23} \\ C_{42} & C_{44} & C_{41} & C_{43} \\ C_{12} & C_{14} & C_{41} & C_{13} \\ C_{32} & C_{34} & C_{31} & C_{33} \end{bmatrix} \quad (0.321)$$

F ve **G** matrisleri kullanılarak, 3x4 boyutunda **FG** matrisi tanımlanır ve şu şekilde hesaplanır:

$$[\mathbf{FG}] = [\mathbf{F}][\mathbf{G}] \quad (0.322)$$

FG matrisi ve Denklem (0.313) kullanılarak, 3x1 boyutunda bir **FX** vektörü tanımlanır. Bu vektörün elemanları şu şekilde bulunur:

$$\mathbf{FX} = \begin{bmatrix} \frac{FG_{11}}{X_b} + FG_{12} \\ \frac{FG_{21}}{X_b} + FG_{22} \\ \frac{FG_{31}}{X_b} + FG_{32} \end{bmatrix} \quad (0.323)$$

FG ve **FX** matrisleri kullanılarak, 1x2 boyutundaki **H** matrisinin elemanları hesaplanır:

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \frac{-FG_{13}}{FX_{11}} & \frac{-FG_{14}}{FX_{11}} \end{bmatrix} \quad (0.324)$$

Son olarak, **FX**, **FG** ve **H** matrislerinin elemanları kullanılarak, 2x2 boyutundaki **T** transfer matrisi şu şekilde hesaplanır:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} (FX_{21}H_{11} + FG_{23}) & (FX_{21}H_{12} + FG_{24})Y_3 \\ (FX_{31}H_{11} + FG_{33})/Y_1 & (FX_{31}H_{12} + FG_{34})Y_3/Y_1 \end{bmatrix} \quad (0.325)$$

Denklem (0.325)'te ifade edilen **T** matrisi, çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının akustik transfer matrisidir.

Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının basınç kaybı transfer matrisini hesaplamak için, giriş ve çıkış borularının perfore bölgelerinin akışa gösterdiği dirençler ayrı ayrı hesaplanmalı, sonra bu dirençler toplanarak, elemanın toplam akış direnci hesaplanmalıdır. Bunun için önce, iki borunun da açık alan oranları, A_{AO1} ve A_{AO3} hesaplanır:

$$A_{AO1} = \frac{4\sigma_1(l+l_1)}{d_1} \quad A_{AO3} = \frac{4\sigma_3(l+l_3)}{d_3} \quad (0.326)$$

Denklem (0.326) yardımıyla hesaplanan açık alan oranları, 1 ve 3 numaralı boruların basınç kayıp katsayıları olan k_{D1} ve k_{D3} 'ün hesaplanmasında kullanılır. Bu yapılırken Denklem (0.197) kullanılır.

$$k_{D1} = 8.4338A_{AO1}^{-1.527} \quad k_{D3} = 8.4338A_{AO3}^{-1.527} \quad (0.327)$$

Her boru için basınç kaybı katsayıları elde edildikten sonra, Denklem (0.327) kullanılarak, akış direnci hesaplanır.

$$R_{f1} = \frac{k_{D1} \rho Q}{2S_1^2} \quad R_{f3} = \frac{k_{D3} \rho Q}{2S_3^2} \quad (0.328)$$

R_{f1} , d_1 çaplı borunun perfore bölgesinin akışa karşı yaratacağı direnç; R_{f3} de, d_3 çaplı borunun perfore bölgesinin akışa karşı yaratacağı dirençtir.

Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının akışa uygulayacağı toplam direnç de şu basit işlemden sonra bulunur:

$$R_f = R_{f1} + R_{f3} \quad (0.329)$$

Denklem (0.329)'da elde edilen R_f değeri, Denklem (0.105)'te yerine konduğu takdirde, çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanı için basınç kaybı transfer matrisi elde edilecektir.

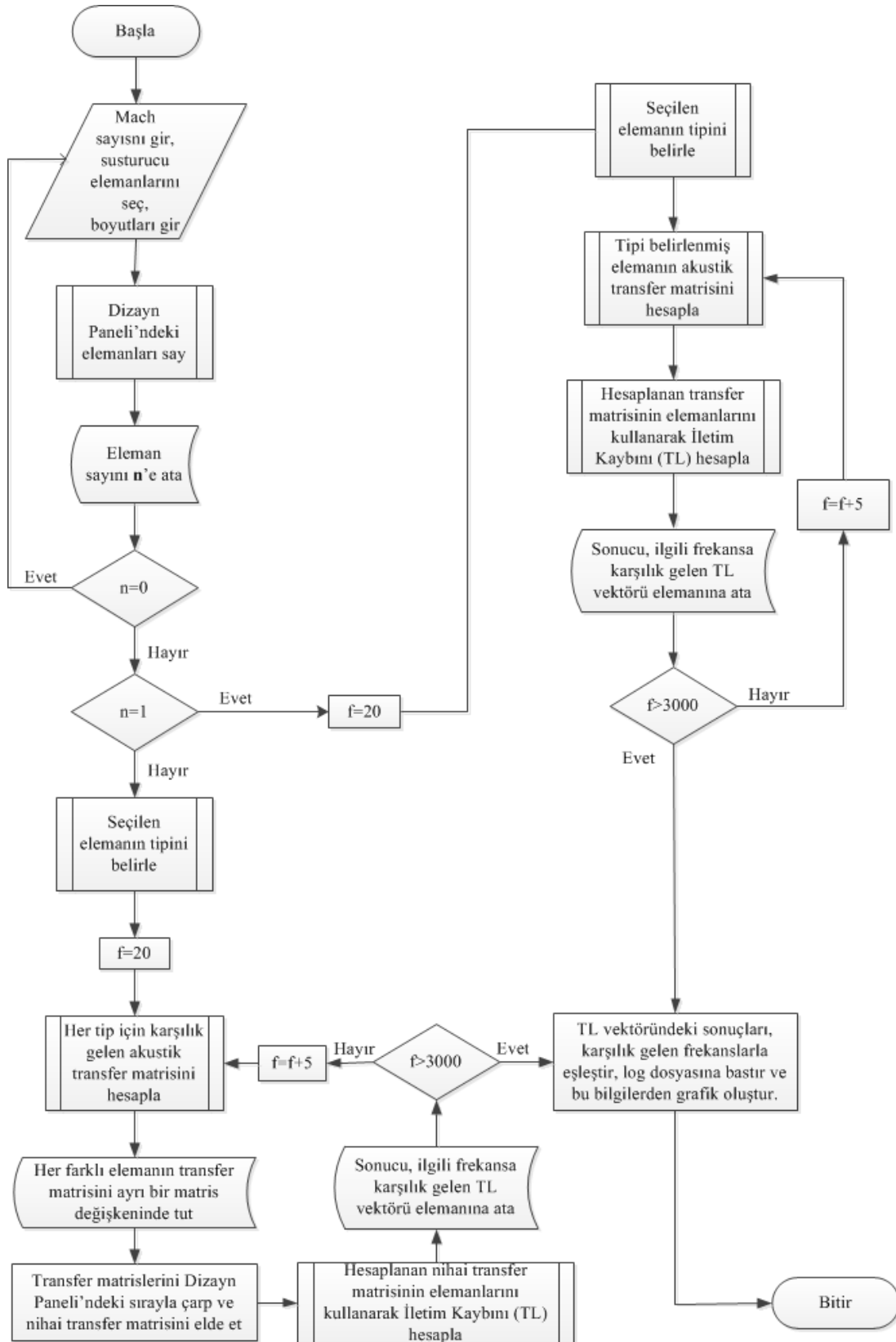
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bölüm 2’de, transfer matrisi metodu, bu metodun seri şekilde birden fazla sayıda bağlanmış elemanlar için nasıl kullanılacağı ve literatürde bulunan elemanlardan büyük kısmının transfer matrisi verilmiştir. Bu bölümdeyse, elemanların transfer matrisleri kullanılarak, bu tez kapsamında yazılan bilgisayar programından ve onun çalışma şekliinden bahsedilecektir. Öncelikle, transfer matrislerinden sayısal ortamda yararlanmak için geliştirilen algoritma tanıtılacak, ardından yazılmış olan programın arayüzü gösterilecek, son olarak da programın özellikleri ve kullanımında dikkat edilmesi gereken hususlardan bahsedilecektir.

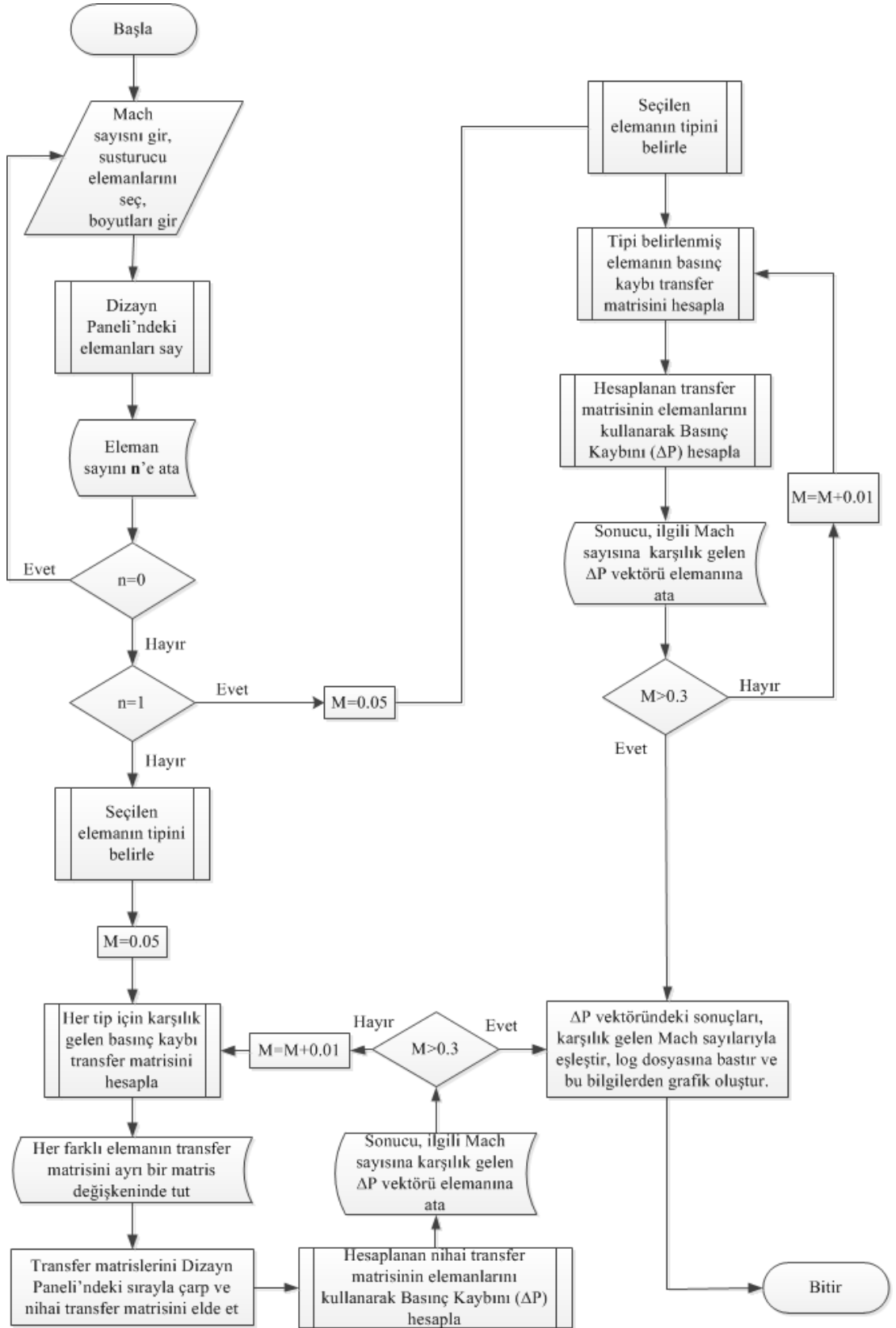
3.1 Programın Algoritması

Tez kapsamında yazılan program, hem iletim kaybı (TL) hem de basınç kaybı (ΔP) için transfer matrisi metodunu kullanacaktır. Bu nedenle ikisi için de aynı algoritma kullanılmıştır. Bu iki algoritma arasındaki temel fark, birinde her adımda frekans değeri değişirken, diğerinde Mach Sayısı’nın değişiyor olmasıdır. Tabii ki, elde edilen transfer matrislerinden TL ve ΔP ’nin hesaplanmasında kullanılan bağlantılar farklıdır, ancak bu işlemlerin nasıl yapılacağı Bölüm 2’de açıklanmıştır.

Şekil 3.1’de iletim kaybının; Şekil 3.2’de de basınç kaybının bulunması için geliştirilmiş algoritma şeması görülmektedir.



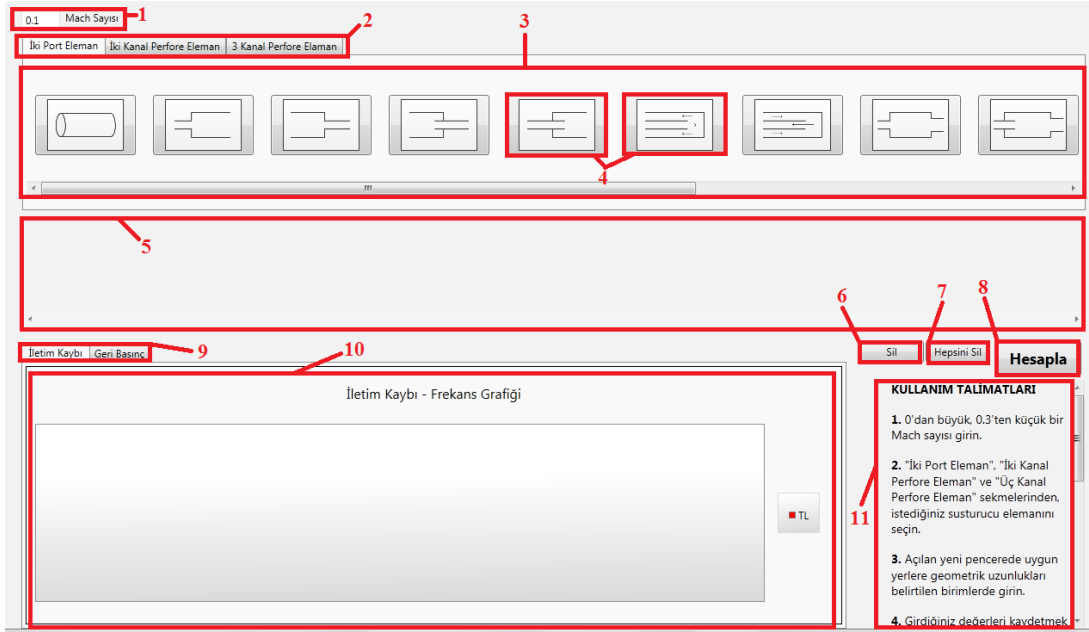
Şekil 3.1 : İletim kaybının hesaplanma yolunu gösteren algoritma şeması.



Şekil 3.2 : Basınç kaybının hesaplanma yolunu gösteren algoritma şeması.

3.2 Programın Ana Sayfası

Tez kapsamında yazılmış olan programın ana sayfa tasarımı Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Tez kapsamında yazılan programın ana sayfası.

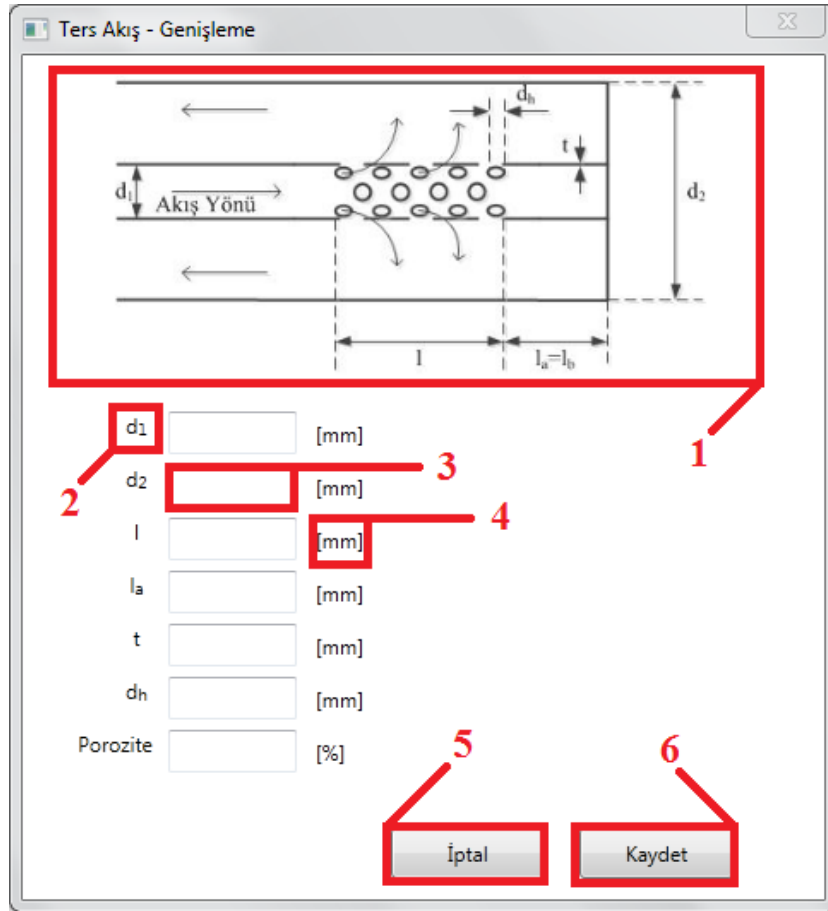
Şekil 3.3'te gösterilen ana sayfa tasarımında sayılarla işaretlenmiş kısımların ne işe yaradığı Çizelge 3.1'de açıklanmıştır.

Çizelge 3.1 : Şekil 3.3’te gösterilen numaralandırılmış bölgelerin açıklamaları.

Kutucuk Numarası	Açıklama
1	Kullanıcının Mach sayısını girmesi gereken bölüm.
2	Eleman tipi sekmesi. Buradaki sekmelere tıklanarak, farklı kanal sayılarındaki susturucu elemanlarının listesini görmek mümkündür.
3	Susturucu elemanlarının listelendiği panel. Bu panelin kontrolü 2 numara ile gösterilen sekmelerden yapılır.
4	Susturucu elemanları. İstenen susturucu elemanı, buradaki düğmelerin üzerine tıklanarak seçilebilir.
5	Dizayn paneli. 3 numaralı panelden seçilen susturucu elemanları bu panelde soldan sağa sıralanır.
6	‘Sil’ tuşu. 5 numarayla gösterilen dizayn panelinde sıralanmış elemanlarından en sağdakini siler.
7	‘Hepsini Sil’ tuşu. 5 numarayla gösterilen dizayn panelinde sıralanmış elemanların tamamını siler.
8	‘Hesapla’ tuşu. O ana kadar girilmiş bütün elemanların, en başta girilen Mach sayısını da göz önünde bulundurarak iletim kaybını ve basınç kaybını hesaplar, bunları 10 numaralı panelde grafiğe döker.
9	Grafik sekmesi. Hesaplama bittikten sonra ortaya çıkan iletim kaybı ve basınç kaybı grafikleri arasında geçiş yapmayı sağlar.
10	Grafik paneli. 5 numarayla gösterilen dizayn panelindeki susturucu kombinasyonun iletim kaybı ve basınç kaybı grafiklerinin görülebileceği bölüm.
11	Kullanım talimatı. Programı kullanırken yardımcı olabilecek küçük ipuçlarının listelendiği metin kutusu.

3.3 Susturucu Elemanı Tasarım Penceresi

Ana sayfada 3 numaralı panelin içindeki 4 numaralı elemanlardan birine tıklandığında, üzerine tıklanan elemanın geometrik bilgilerini kullanıcıdan almak için bir tasarım penceresi açılır. Her elemanın tasarım penceresi, o elemanın geometrik özelliklerine göre farklı parametreleri içerecek şekilde tasarlanmıştır. Hangi parametrelerin neyi ifade ettiğiyse, açılan bu tasarım pencerelerinde yer alan temsili şekillerde gösterilmiştir. Şekil 3.4’te ters akış – genişleme elemanının tasarım penceresi örnek olarak verilmiştir.



Şekil 3.4 : Ters akış – genişleme elemanının tasarım penceresi.

Şekil 3.4’te işaretlenmiş yerlerin görevlerinin ne olduğu, Çizelge 3.2’de açıklanmıştır.

Çizelge 3.2 : Şekil 3.4’te gösterilen numaralandırılmış bölgelerin açıklamaları.

Kutucuk Numarası	Açıklama
1	Sustrucu elemanın temsili gösterimi. 2 numarayla gösterilen parametrelerin neleri ifade ettiğini kullanıcıya göstermek için ve tasarımda kolaylığı sağlamak için konulmuştur. Her elemanın kendine ait bir temsili gösterimi mevcuttur.
2	Parametre adı. Sağındaki kutucuğa girilecek değerin hangi parametreye ait olduğunu gösterir.
3	Değer kutucuğu. Solundaki parametrenin sayısal değerinin girileceği kutucuktur.
4	Birim. Sağındaki kutucuğa girilecek değerin biriminin ne olması gerektiğini kullanıcıya gösterir.
5	‘İptal’ tuşu. Değer kutucuklarına girilen sayıların kaydedilmeden pencerenin kapatılmasını sağlamaktadır.
6	‘Kaydet’ tuşu. Değer kutucuklarına girilen sayıların uygunluğunu kontrol eder, değilse kullanıcıyı uyaran mesajları ortaya çıkarır, uygunsa veritabanında ait olduğu yere kaydeder ve pencereyi kapatır.

3.4 Programın Özellikleri ve Kullanım Talimatı

Tez kapsamında yazılan bu program, C# dili kullanılarak inşaa edilmiş; özellikle karmaşık sayılar içeren matrislerle ilgili hesaplar içinse, açık kaynak kodlu bir kütüphane olan ‘*DotNumerics VS2008*’den faydalanılmıştır (Url-2). Programın tamamı *Microsoft Visual Studio 2010*’da yazılmış ve derlenmiştir. Bu yapılarak, *Visual Studio 2010*’un arayüz tasarımında getirmiş olduğu kolaylıklardan ve *XAML* dilinin avantajlarından faydalanılmak amaçlanmıştır.

Programda, TL ve ΔP hesapları için gerekli matrisler, transfer matrisi metodu kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu hesaplarda gereken geometrik girdiler ve Mach sayısı, bu metodun geçerli olduğu aralıklarda olmak zorundadır. Program yazılırken, bu girdilerin bu aralıklarda olacak şekilde kontrol edilmesine, değilse kullanıcının uyarılarak düzeltilmesinin sağlanmasına dikkat edilmiştir.

Mach sayısı girilmeden hiç bir susturucu elemanı seçilemez. Mach sayısının girileceği kutucuğa 0 ile 0.3 arasında bir sayı girilmemişse eğer, program kullanıcıyı yönlendiren bir uyarı verecektir.

Mach sayısı girildikten sonra, susturucu elemanlarının listelendiği panelden istenen susturucu elemanı seçilir. Bu seçimin hemen ardından, ilgili elemanın geometrik

bilgilerinin toplanacağı pencere açılır. Burada kutucukların yanında, ilgili boşlukların içine yazılacak parametrelerin birimi belirtilmiştir. Birimlere sadık kalınarak tüm kutucuklar doldurulmalıdır. Sonradan açılan her pencerenin sol alt tarafında ‘İptal’ ve ‘Kaydet’ tuşları bulunmaktadır. ‘İptal’ tuşu, o ana kadar bütün girilmiş değerleri ortadan kaldırıp pencereyi kapatırken, ‘Kaydet’ tuşu ise kutucuklara girilmiş olan değerleri veritabanında ilgili yerlere atar ve dizayn paneline o elemanın eklendiğini belirten bir tuş gönderir. Ancak, girilen değerler pozitif değil, sayı değil ya da geometrik olarak imkansızsa; ‘Kaydet’ tuşuna basıldığında, bunların düzeltilmesi için program kullanıcıyı uyarır.

Kaydet tuşuna basılmasının ardından, dizayn panelinde ilgili elemanın ikon şeklindeki tuşu oluşur. Bu tuş tıklanabilmektedir ve tıklandığında açılan pencere, ilgili elemanın geometrik özelliklerinin değiştirilebilmesine olanak sağlamaktadır. Bu pencerede sadece giriş ve çıkış çapları değiştirilememektedir. Bunun sebebi de susturucu sisteminin sürekliliğini bozmamaktır. Herhangi bir değişiklik yapılmasından vazgeçildiyse ‘İptal’, değişiklikler uygulanmak isteniyorsa da ‘Kaydet’ tuşuna basılması yeterli olacaktır. Yapılacak değişiklikler pencere kapatılır kapatılmaz veritabanına işlenecektir.

Eğer yanlış bir eleman eklendiği düşünülüyorsa, ‘Sil’ ya da ‘Hepsini Sil’ tuşlarıyla bu değiştirmeler yapılabilir. ‘Sil’ tuşu, en sağdaki elemanı panelde ve veritabanından siler. Eğer ‘Sil’ tuşuna basıldığında panelde sadece bir eleman varsa, o eleman silinirken Mach sayısına girilen bilgi de ortadan kalkar. ‘Hepsini Sil’ tuşuna basıldığında ise, paneldeki bütün elemanlar, Mach sayısı bilgisi ve veritabanındaki bütün bilgiler silinir.

Tasarım tamamlandıktan sonra, mevcut kombinasyonun İletim Kaybı ve Basınç Kaybı grafiklerini elde etmek için ‘Hesapla’ tuşuna basılır. Ana sayfanın alt kısmında grafikler görüntülendiği anda hesaplama tamamlanmış demektir. Bu grafiklerin hemen sol üstündeki sekme kullanılarak İletim Kaybı ve Basınç Kaybı grafikleri arasında geçiş yapılabilir. Bu grafikler, susturucunun performansı hakkında fikir vermekle beraber; sayısal sonuçlara ihtityaç duyulabileceği düşüncesiyle, grafiklerin oluşturulduğu sayısal veriler, programın kullanıldığı bilgisayarın sabit diskine kaydedilen iki ayrı metin dosyasına da bastırılmaktadır. Bu metin dosyaları her zaman en son yapılan hesaplamanın kayıtlarını tutmaktadır.

İletim Kaybı için 'AkustikLog.txt', Basınç kaybı içinse 'GeriBasincLog.txt' dosyaları program tarafından yaratılmaktadır.

4. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

Bölüm 2’de bahsedilen metod ve bağıntılar kullanılarak, tez kapsamında yazılan program oluşturulmuştur. Bu bölümde ise, bu programın ne kadar doğru çalıştığını test edilmiştir. Önce, karmaşık yapıdaki bazı susturucu elemanlarının tez kapsamında yazılan program sonuçlarıyla, ticari bir program olan SIDLAB® sonuçları karşılaştırılmış; ardından daha önce yapılmış bir çalışmada kullanılan susturucu modellenmiş ve onun deneysel sonuçlarıyla tez kapsamında yazılan programdan elde edilen iletim kaybı grafiği karşılaştırılmıştır. Son olarak da, yine aynı çalışma kapsamında yapılan basınç kaybı ölçümleriyle, tez kapsamında yazılan programın basınç kaybı sonuçları karşılaştırılmıştır.

4.1 İletim Kaybı Değerlerinin Teorik Verilerle Karşılaştırılması

Bu bölümde, tez kapsamında yazılan programın sonuçlarını doğrulamak için, karmaşık yapıda olan birkaç eleman seçilmiş; bu elemanlar için aynı parametrik değerler kullanılarak, hem tez kapsamında yazılan programda hem de SIDLAB®’de TL-f grafikleri elde edilmiş ve bu grafikler karşılaştırılmıştır.

4.1.1 Çapraz akış – kapalı uç

Şematik çizimi Şekil 2.32’de verilen susturucu elemanıdır. Parametrik değişkenleri ve onları değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

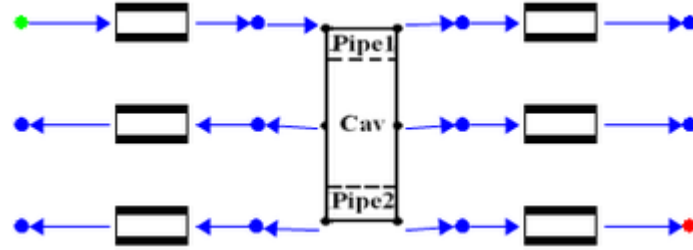
Çizelge 4.1 : Çapraz akış – kapalı uç elemanının parametrik değerleri.

Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
d_1	49.3 mm	t_3	3 mm
d_2	148.1 mm	d_{h1}	3 mm
d_3	49.3 mm	d_{h3}	3 mm
l_a	6.4 mm	σ_1	%3.9
l	128.6 mm	σ_3	%3.9
l_b	6.4 mm	m_1	0.001
t_1	3 mm		

Çizelge 4.1’de verilen ve bundan sonra da verilecek değerlerden m_1 , d_1 yarıçaplı borudan geçen akustik ortamın Mach sayısıdır. Bu değer çok küçük seçilmesinin

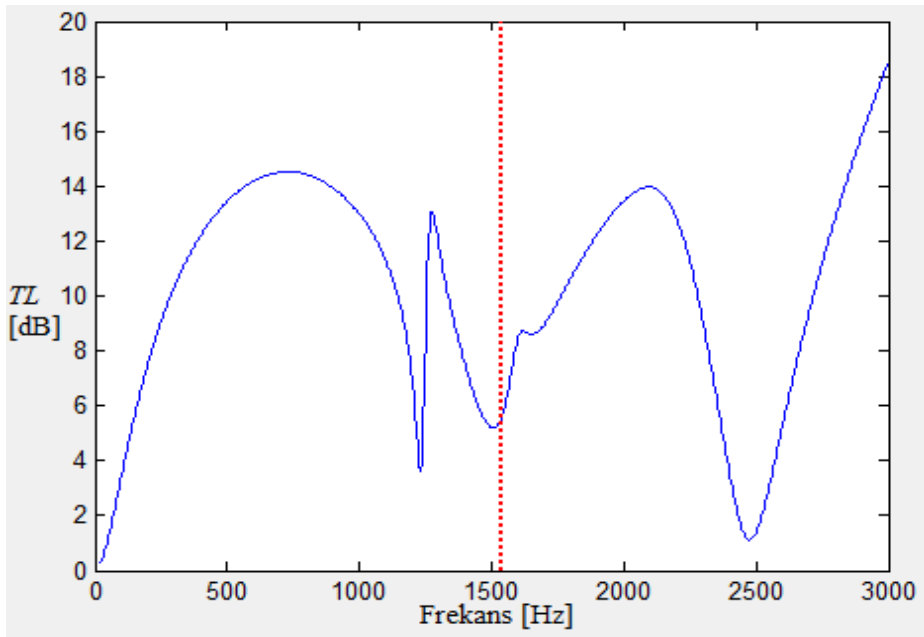
sebebi, SIDLAB[®]'in durgun ortam için TL değerlerini hesaplamasıdır. Karşılaştırma yapabilmek adına 0.001 değerinin 0'a eşit olduğu kabul edilmiştir.

Çapraz akış – kapalı uç elemanını modellemek için SIDLAB[®]'de oluşturulan model Şekil 4.1'deki gibidir.



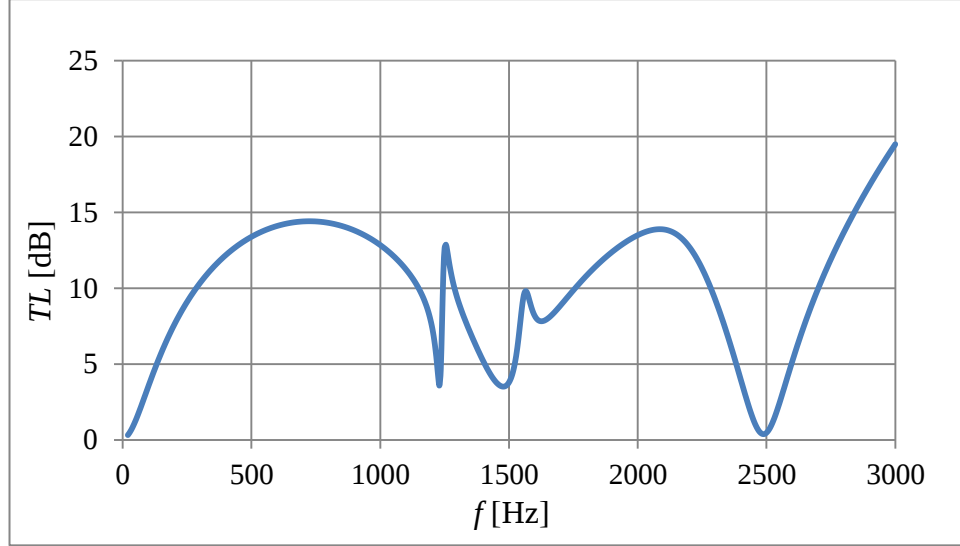
Şekil 4.1 : SIDLAB[®]'de oluşturulan çapraz akış – kapalı uç modeli.

Şekil 4.1'deki model'in parametreleri Çizelge 4.1'deki gibi uygulandığı takdirde, elde edilen TL - f grafiği Şekil 4.2'deki gibi olacaktır.



Şekil 4.2 : Çapraz akış – kapalı uç elemanı için, SIDLAB[®]'den elde edilen TL - f grafiği.

Tez kapsamında yazılan programda, Çizelge 4.1'de belirtilen parametreler kullanıldığı takdirde elde edilen TL - f grafiği, Şekil 4.3'teki gibidir.



Şekil 4.3 : Çapraz akış – kapalı uç elemanı için tez kapsamında yazılan programdan elde edilen $TL-f$ grafiği.

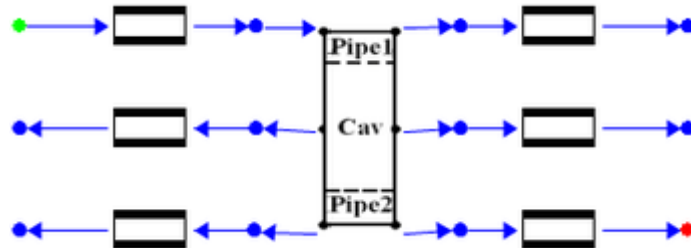
4.1.2 Ters akış – kapalı uç

Şematik çizimi Şekil 2.33’te verilen susturucu elemanıdır. Parametrik değişkenleri ve onları değerleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Ters akış – kapalı uç elemanının parametrik değerleri.

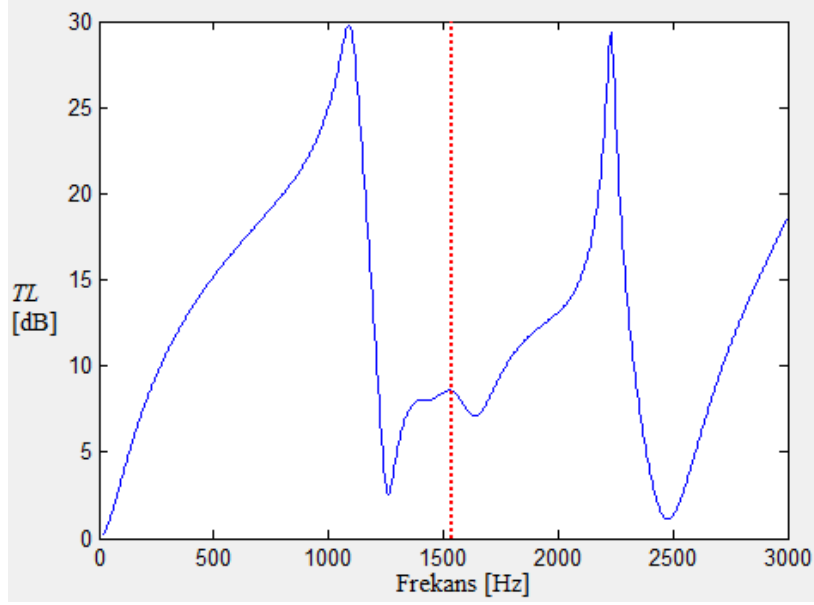
Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
d_1	49.3 mm	t_3	3 mm
d_2	148.1 mm	d_{h1}	3 mm
d_3	49.3 mm	d_{h3}	3 mm
l_a	6.4 mm	σ_1	%3.9
l	128.6 mm	σ_3	%3.9
l_b	6.4 mm	m_1	0.001
t_1	3 mm		

Ters akış – kapalı uç elemanını modellemek için SIDLAB[®]’de oluşturulan model Şekil 4.4’teki gibidir.



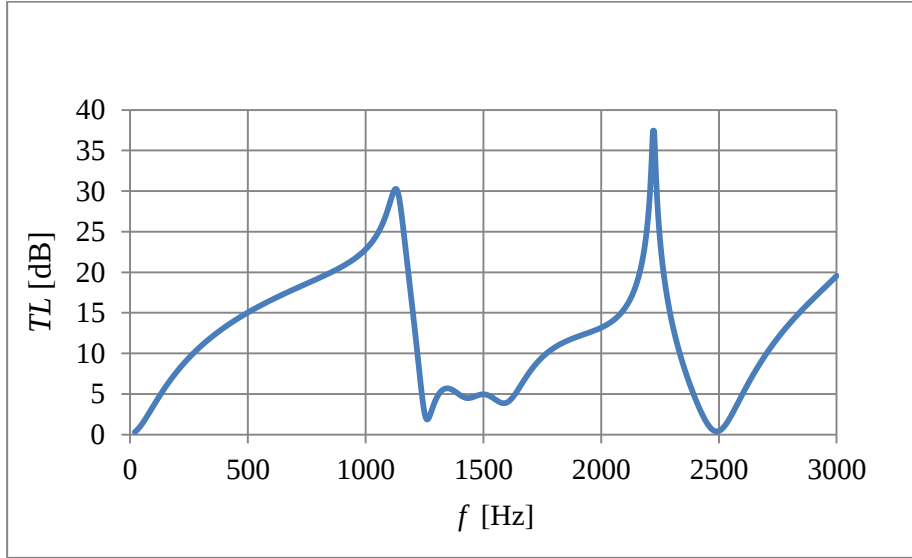
Şekil 4.4 : SIDLAB[®]’de oluşturulan ters akış – kapalı uç modeli.

Şekil 4.4’teki model’in parametreleri Çizelge 4.2’deki gibi uygulandığı takdirde, elde edilen $TL-f$ grafiği Şekil 4.5’teki gibi olacaktır.



Şekil 4.5 : Ters akış – kapalı uç elemanı için, SIDLAB[®]’den elde edilen $TL-f$ grafiği.

Tez kapsamında yazılan programda, Çizelge 4.2’de belirtilen parametreler kullanıldığı takdirde elde edilen $TL-f$ grafiği, Şekil 4.6’daki gibidir.



Şekil 4.6 : Ters akış – kapalı uç elemanı için tez kapsamında yazılan programdan elde edilen $TL-f$ grafiği.

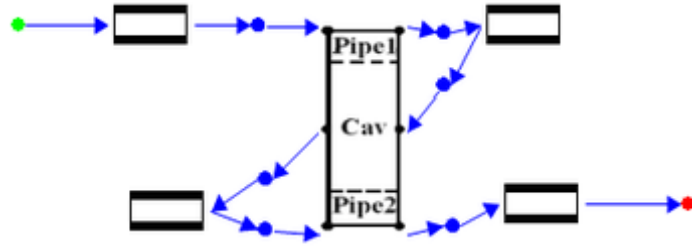
4.1.3 Çapraz akış – açık uç

Şematik çizimi Şekil 2.34’te verilen susturucu elemanıdır. Parametrik değişkenleri ve onları değerleri Çizelge 4.3’de verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Çapraz akış – açık uç elemanının parametrik değerleri.

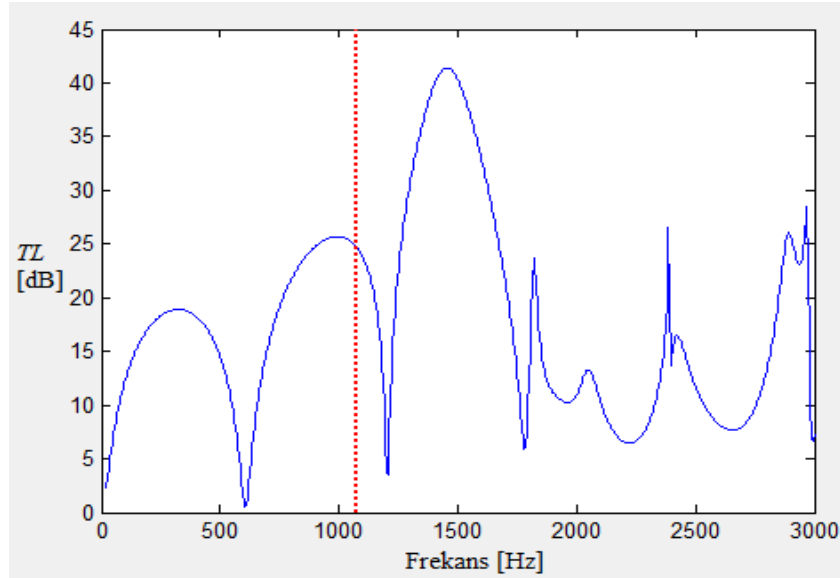
Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
d_1	50 mm	t_3	2 mm
d_2	200 mm	d_{h1}	4 mm
d_3	50 mm	d_{h3}	5 mm
l_a	15 mm	σ_1	%4.8
l	250 mm	σ_3	%6
l_b	25 mm	m_1	0.001
t_1	2 mm		

Çapraz akış – açık uç elemanını modellemek için SIDLAB®’de oluşturulan model Şekil 4.7’deki gibidir.



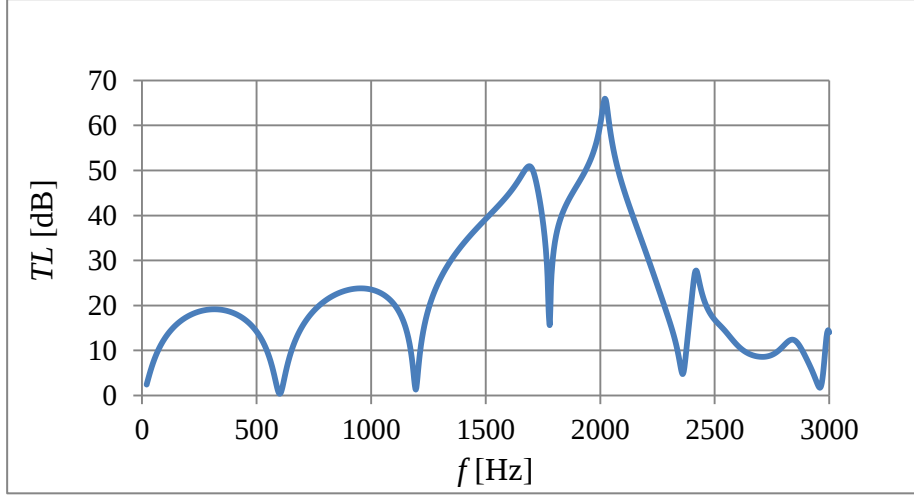
Şekil 4.7 : SIDLAB®’de oluşturulan çapraz akış – açık uç modeli.

Şekil 4.7’deki model’in parametreleri Çizelge 4.3’teki gibi uygulandığı takdirde, elde edilen TL - f grafiği Şekil 4.8’deki gibi olacaktır.



Şekil 4.8 : Çapraz akış – açık uç elemanı için, SIDLAB®’den elde edilen TL - f grafiği.

Tez kapsamında yazılan programda, Çizelge 4.3’te belirtilen parametreler kullanıldığı takdirde elde edilen TL - f grafiği, Şekil 4.9’daki gibidir.



Şekil 4.9 : Çapraz akış – açık uç elemanı için tez kapsamında yazılan programdan elde edilen TL - f grafiği.

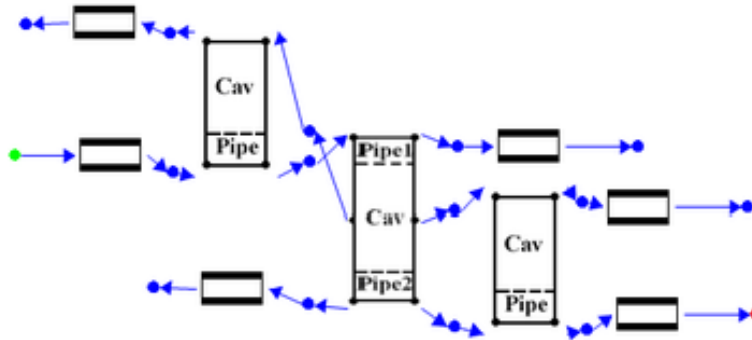
4.1.4 Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç

Şematik çizimi Şekil 2.35’te verilen susturucu elemanıdır. Parametrik değişkenleri ve onları değerleri Çizelge 4.4’de verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanının parametrik değerleri.

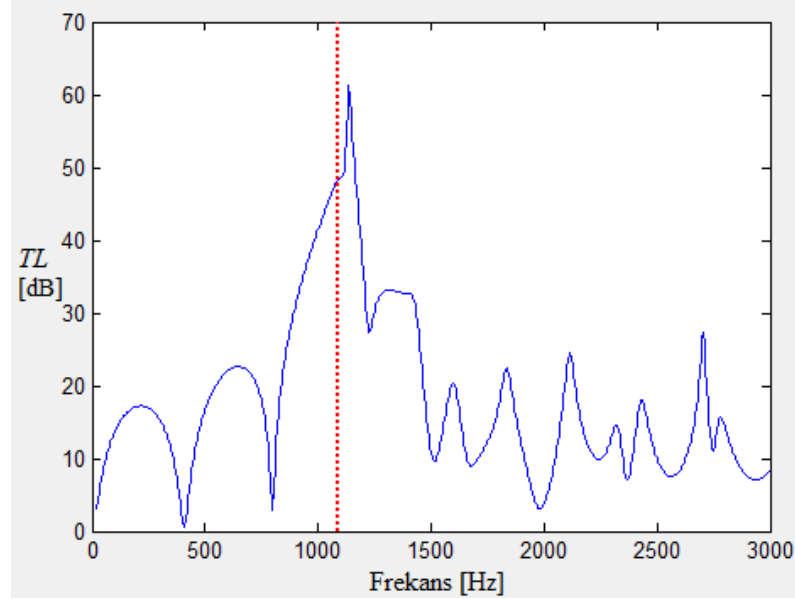
Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
d_1	50 mm	l_b	15 mm
d_2	200 mm	t_1	3 mm
d_3	60 mm	t_3	2 mm
l_a	10 mm	d_{h1}	5 mm
l_1	25 mm	d_{h3}	4 mm
l_{2a}	20 mm	σ_1	%4
l	300 mm	σ_3	%7
l_{2b}	25 mm	m_1	0.001
l_3	30 mm		

Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanını modellemek için SIDLAB®’de oluşturulan model Şekil 4.7’deki gibidir.



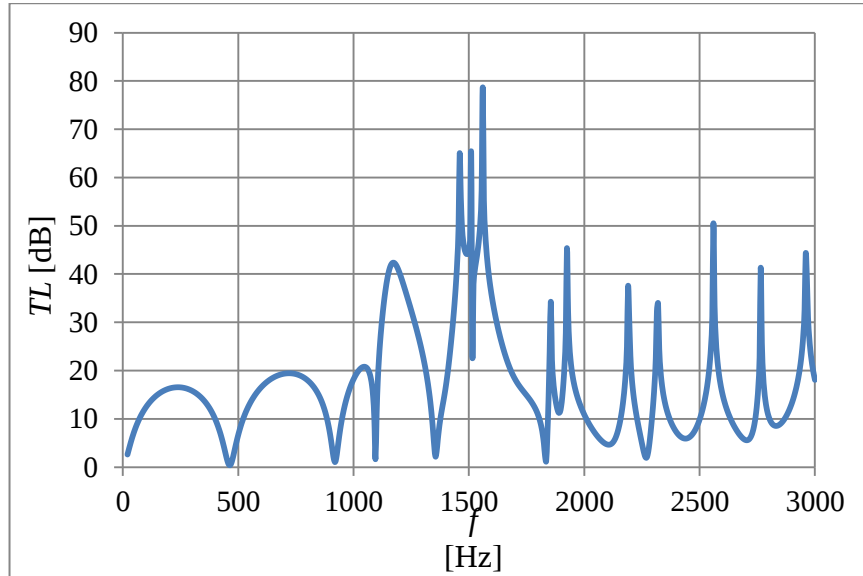
Şekil 4.10 : SIDLAB®’de oluşturulan çapraz akış – uzatılmış kapalı uç modeli.

Şekil 4.10'daki modelin parametreleri Çizelge 4.4'teki gibi uygulandığı takdirde, elde edilen TL - f grafiği Şekil 4.8'deki gibi olacaktır.



Şekil 4.11 : Çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanı için, SIDLAB®'den elde edilen TL - f grafiği.

Tez kapsamında yazılan programda, Çizelge 4.4'te belirtilen parametreler kullanıldığı takdirde elde edilen TL - f grafiği, Şekil 4.12'deki gibidir.

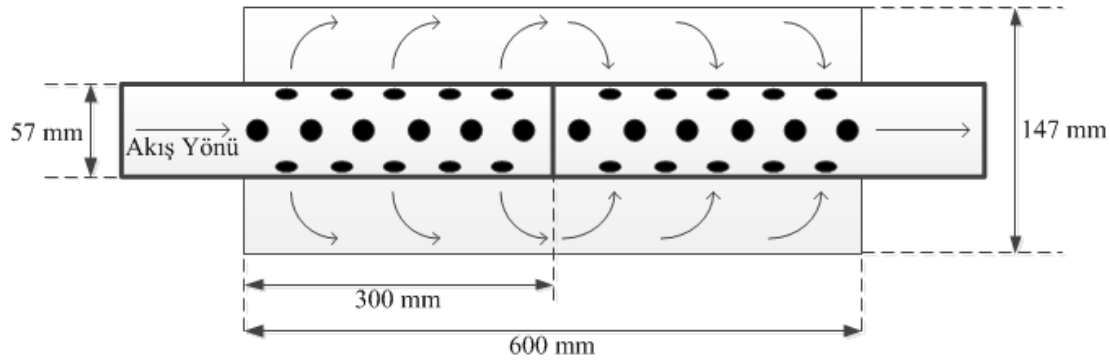


Şekil 4.12 : Çapraz akış – kapalı uç elemanı için tez kapsamında yazılan programdan elde edilen TL - f grafiği.

4.2 İletim Kaybı Değerlerinin DeneySEL Verilerle Karşılaştırılması

Tez kapsamında yazılan programın, SIDLAB’le uyumlu sonuçlar verdiği Bölüm 4.1’de görülmüştür. Yine de, tez kapsamında yazılan programın gerçek sonuçları ne kadar yansıtabildiği, deneysel sonuçlarla yapılan karşılaştırma sonunda görülebilir. Bunun için, daha önce yapılmış bir çalışmadaki deneysel sonuçlar kullanımıştır (Saf, 2010).

Saf (2010), kendi çalışmasında ‘Tıkalı Susturucu’ elemanını ele almış ve bu susturucu için basınç kaybını ve iletim kaybı değerlerini ölçmüştür. Tıkalı susturucu elemanı, sırasıyla ‘Çapraz Akış - Genişleme’ ve ‘Çapraz Akış - Daralma’ elemanlarının arka arkaya getirilmesiyle oluşturulur. Saf’ın çalışmasında kullandığı prototiplerin geometrik uzunlukları, Şekil 4.13’te gösterilmiştir.



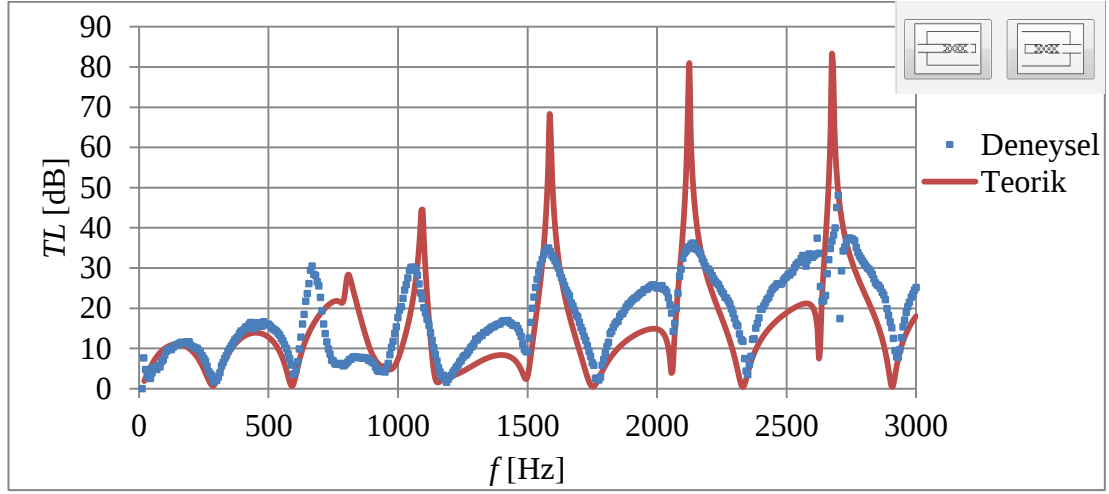
Şekil 4.13 : Tıkalı susturucu prototipinin geometrik uzunlukları.

Saf’ın çalışmasında ölçümleri gerçekleştirdiği prototipin parametrik değerleri, tez kapsamında yazılan programa uyarlanacağı için, çapraz akış – genişleme ve çapraz akış – daralma elemanlarına ayrı ayrı uygulanmalıdır. Çapraz akış – genişleme için ‘G’; çapraz akış – daralma içinse ‘D’ alt indisi kullanılmıştır. Bu parametrelerin uzunlukları, Çizelge 4.5’te verilmiştir.

Çizelge 4.5 : Saf’ın tezinde kullandığı Prototip 1’in parametrik değerleri.

Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
d_{1G}	57 mm	l_{bD}	1 mm
d_{2G}	147 mm	t_{1G}	1.5 mm
d_{1D}	57 mm	t_{1D}	1.5 mm
l_{aG}	1 mm	d_{h1G}	4 mm
l_{aD}	1 mm	d_{h1D}	4 mm
l_G	298 mm	σ_{1G}	%1.29
l_D	298 mm	σ_{1D}	%1.29
l_{bG}	1 mm	m_1	0.001

Çizelge 4.5’te verilen parametrik özelliklere sahip olan tıkalı susturucunun, deneysel iletim kaybı değerleri ve tez kapsamında yazılan program kullanılarak elde edilen teorik iletim kaybı eğrisi, Şekil 4.14’te verilmiştir.



Şekil 4.14 : Tıkalı susturucu elemanının deneysel ve teorik iletim kaybı sonuçları.

4.3 Basınç Kaybı Değerlerinin Karşılaştırılması

Basınç kaybı değerlerinin karşılaştırılmasında, yine Saf’ın (2010) yayınladığı yüksek lisans tezinde bahsedilen prototiplerden ikisinin basınç kaybı ölçüm değerleri alınmış, bu tez kapsamında yazılan programın sonuçlarıyla, bu ölçümden elde edilen sonuçlar grafiğe dökülmüştür.

İki farklı prototipin parametrik değerleri Çizelge 4.6 ve 4.7’de verilmiştir. G ve D alt indisleri burada da Bölüm 4.2’dekiyle aynı anlamda kullanılmıştır.

Çizelge 4.6 : Prototip A’nın parametrik değerleri.

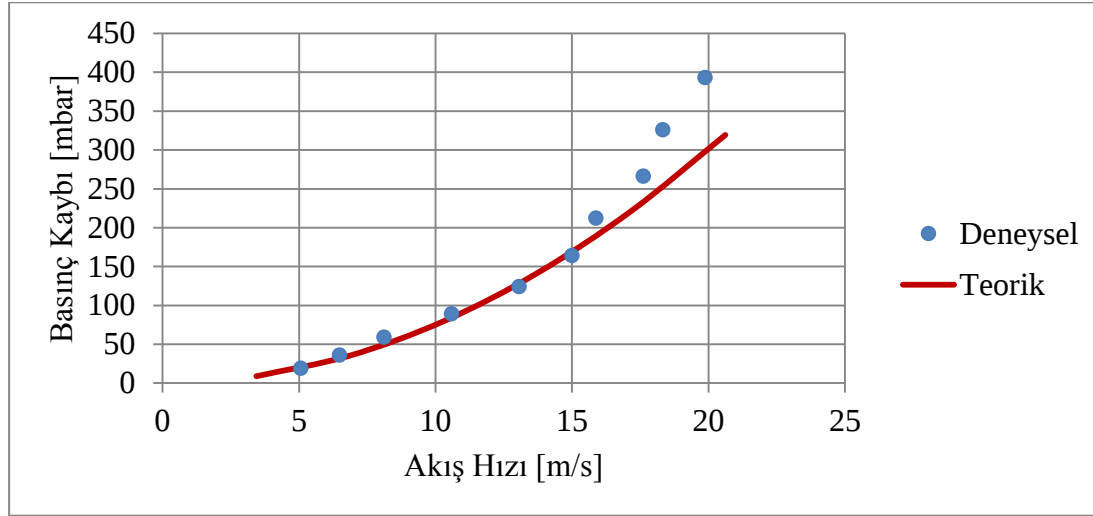
Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
d_{1G}	57 mm	l_{bD}	1 mm
d_{2G}	147 mm	t_{1G}	1.5 mm
d_{1D}	57 mm	t_{1D}	1.5 mm
l_{aG}	1 mm	d_{h1G}	4 mm
l_{aD}	1 mm	d_{h1D}	4 mm
l_G	298 mm	σ_{1G}	%1.29
l_D	298 mm	σ_{1D}	%1.29
l_{bG}	1 mm		

Çizelge 4.7 : Prototip B'nin parametrik değerleri.

Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
d_{1G}	57 mm	l_{bD}	1 mm
d_{2G}	147 mm	t_{1G}	1.5 mm
d_{1D}	57 mm	t_{1D}	1.5 mm
l_{aG}	1 mm	d_{h1G}	6.5 mm
l_{aD}	1 mm	d_{h1D}	6.5 mm
l_G	298 mm	σ_{1G}	%13.0
l_D	298 mm	σ_{1D}	%13.0
l_{bG}	1 mm		

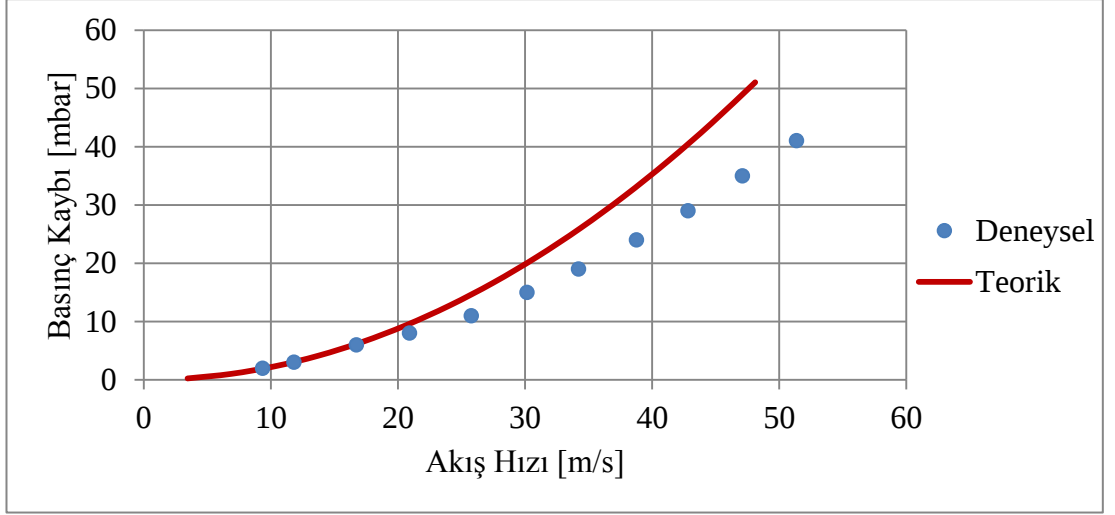
Saf'ın (2010) yaptığı ölçümlerde, değişken akış hızı olarak belirlenmiştir ve birimi [m/s]'dir. Ayrıca, yine bu ölçümlerde, basınç kaybı, [mbar] olarak ölçülmüştür. Karşılaştırma yapabilmek için birimi [m³/s] debi olan değişkeni, aynı birimlerdeki hıza; [kPa] birimiyle belirtilen basınç kaybı ifadesini de [mbar]'a çevirmek gerekmektedir.

Prototip A için, ölçüm sonuçları ve tez kapsamında yazılan programdan elde edilen teorik sonuçların karşılaştırılması, Şekil 4.15'te verilmiştir.



Şekil 4.15 : Prototip A'nın deneysel ve teorik basınç kayıpları.

Prototip B için, ölçüm sonuçları ve tez kapsamında yazılan programdan elde edilen teorik sonuçların karşılaştırılması, Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.16 : Prototip B'nin deneysel ve teorik kayıpları.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu tez kapsamında, düzlem dalga modeli ele alınıp, gerekli kabuller ışığında akustik basınç ve volumetrik hız denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra bu denklemler ve susturucu elemanlarının geometrileri kullanılarak, bu iki durum değişkenini birbiriyle ilişkilendirecek transfer matrislerinden bahsedilmiş ve transfer matrislerinin seri sistemlerde getirdiği kolaylıktan faydalanmak üzere bir bilgisayar programı ortaya çıkarma fikri ele alınmıştır.

Bir taraftan da, susturucu elemanlarının basınç kaybının hesaplanması amaçlanmış, yapılan literatür taramasında bunun için geliştirilmiş bir yöntemle rastlanmış (Elnady ve diğ., 2012), bu yöntem de yazılacak programın içine dahil edilmesi planlanmıştır.

Aynı yöntem kullanılarak, tek bir algoritma tasarımıyla iki sorunun da çözülmesi amaçlanmıştır. Bunun sebebi, sorunsuz bir algoritma tasarlamının, program yazmanın en zor kısmı olmasıdır. İki hesaplama için de transfer matrisi metodunun uygulanması için algoritmanın kullanılması, bu zorluğu azaltmıştır.

Transfer matrisi metodu, seri bağlı sistemlerde ne kadar büyük bir kolaylık sağlıyorsa, paralel ya da karışık bağlı sistemlerde de o kadar yararsız olmaktadır. Bu sistemler (iki ya da üç kanallı perfore borular) için ayrı ayrı transfer matrisi hesaplamak ya da başka bir yöntemle başvurmak gerekmektedir.

Bu tezin kapsamında geliştirilen programda kullanabilmek için, bütün elemanların 2x2 boyutundaki transfer matrisleri gerekli olmuştur. Ancak, Mechel'in (2008) kitabında yer alan '*Uzatılmış Ani Çıkış*', '*Uzatılmış Ani Giriş*', '*Çapraz Akış – Açık Uç*', '*Ters Akış – Açık Uç*', '*Çapraz Akış – Uzatılmış Açık Uç*', '*Çapraz Akış – Uzatılmış Kapalı Uç*' elemanlarının transfer matrislerinin elde edilmesini sağlayan transfer matrislerinin doğru sonucu vermediği görülmüş, bunlardan bazılarının transfer matrisleri elde edilmiş, bunlar da SIDLAB® programının sonuçlarıyla karşılaştırılıp, programa ve teze dahil edilmiştir.

İletim kaybı sonuçları, çapraz akış – kapalı uç elemanı için Şekil 4.2 ve 4.3’te; ters akış – kapalı uç elemanı için Şekil 4.5 ve 4.6’da; çapraz akış – açık uç elemanı için Şekil 4.8 ve 4.9’da; ve çapraz akış – uzatılmış kapalı uç elemanı için de Şekil 4.11 ve 4.12’de karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma, daha önce de bahsedildiği gibi SIDLAB[®] programının yardımıyla yapılmıştır. Çapraz akış – açık uç ve ters akış - açık uç elemanları için transfer matrisleri geliştirilmiş ve programda da kullanılmışsa da, onların doğrulanması için gereken doğru model SIDLAB[®]’de oluşturulamadığı için nümerik doğrulaması yapılamamış, bu sebeple de sonuçlar tezde yayınlanmamıştır.

DeneySEL doğrulama içinse, Saf’ın (2010) çalışmalarında kullandığı prototiplerden biri seçilmiş, bu prototipin geometrik özellikleri belirtilmiş, deney sonuçlarıyla tez kapsamında yazılan programın sonuçları karşılaştırılmış, frekans spektrumundaki davranışların çok benzer olduğu gözlenmiş ve rezonans noktaları hariç, düzeylerin de oldukça tutarlı olduğu görülmüştür. Düzlem dalga modeli elde edilirken, ortamın sönümsüz olduğu kabulü yapılmış ve denklemler de buna göre çıkarılmıştır. Rezonans noktalarındaki teorik genliklerin çok yüksek görünmesinin sebebi, hesaplara sönümün katılmayışı olduğu tahmin edilmektedir.

Akustik sonuçlarla ilgili bir diğer konu da, Mach sayısının etkinliğidir. Susturucular için ortalama Mach sayısının 0.3’ü geçmediği göz önüne alınarak, yapılan hesaplamalarda, Mach sayısının değişmesinin, rezonans frekanslarını ve bazı yapılarda da iletim kaybı eğrisinin karakterini değiştirdiği gözlenmiştir. Bunun için de Munjal ve diğ.’nin (1988) çalışmasındaki grafiklerle, tez kapsamında yazılmış programın sonuçları karşılaştırılmış, sonucunda da aynı karakter ve düzeyde olduğu görülmüştür.

Akışın akustik hesaplamalara etkisi, özellikle perfore borularda, akustik perforasyon empedansında ortaya çıkmaktadır. Literatürde üç farklı durum için, üç farklı akustik perforasyon hesaplama yöntemi bulunmaktadır: Akış yok, çapraz akış ve teğet akış (Munjal, 1987). Bu tez boyunca yapılan hesaplamalar ve elde edilen grafikler göstermiştir ki, Mach sayısının çok düşük (örn. 0.001 Mach) alındığı durumlarda, akustik perforasyon değerlerindeki farklılık, genel hesaplamayı çok fazla etkilememektedir. Ancak yine de, daha yakın sonuçlar alınması için, doğru akış tipine uygun perforasyon tipinin hesaplara uygulanması gerekir.

Elnady ve diğ.'nin (2011), literatüre katmış oldukları ve transfer matrisi metodunu kullanarak seri bağıli sistemlerdeki basınç kaybını hesaplayan yöntem, tez kapsamında yazılan programda kullanılmış, ancak, bu durumda da sorunla karşılaşmıştır. Bu sorun, orifis sabiti olarak tanımlanan C_D 'nin hesaplanmasında gerçekleşmektedir. Orifis sabiti, her farklı yapı için, farklı bir düzeltme katsayısı olduğu için, genel geçer bir korelasyonla bulunamamaktadır. White'ın (2002) kitabında belirtilen orifis sabiti hesapları, Saf'ın (2010) çalışmasında elde ettiği deney sonuçlarıyla uyuşmamaktadır. Bu nedenle yine Saf'ın çalışmasında bahsettiği deneysel regresyon değerlerinden, perfore borularda açık alan oranıyla ilgili bir bağıntı elde edilmiş ve bu değerler kullanılmıştır. Bu kullanımın gerçek duruma yatkınlığı ise, Şekil 4.15 ve 4.16'da görülmektedir. Prototiplerin ölçümleri ve tez kapsamında yazılan programdan çıkan sonuçlar, iki prototip için de yakın sonuçlar vermektedir. Prototiplerin ölçümü için kurulan düzenek, Saf'ın çalışmasında anlatılmıştır.

5.2 Öneriler

Tez kapsamında yazılan program, tezin teslim tarihinde 27 farklı eleman içermektedir. Ancak, yeni ya da programda bulunmayan elemanların 2x2 boyutundaki akustik ve basınç kaybı transfer matrisleri elde edildiği takdirde, programa bu yeni elemanlar da eklenebilir. Bu durum, programın çeşitliliğini ve kullanılabilirliğini artıracaktır.

Tez kapsamında yazılan program, şimdilik sadece tasarlanan susturucu düzeneğinin iletim kaybı ve basınç kaybı grafiklerini verebilmektedir. Susturucunun bir önceki sefere göre ne kadar geliştiğini görmek için, bir önceki grafiği kaydetmek gibi bir seçenek bulunmamaktadır. Bu yapılacak olursa, tasarımcı hangi parametrenin nasıl bir etkisi olduğunu daha rahat görebilecektir. Yine de, bu durum manuel olarak yapılabilir. Her hesaplamanın sonucunda, .txt uzantılı bir kayıt dosyası C:\My Documents (Belgelerim) klasörü içine yazılmaktadır. Bu dosyadaki değerler Microsoft Excel®'de üst üste çizdirilerek karşılaştırma yapılabilir. Burada Microsoft Excel®'in anılmasının sebebi, hemen hemen her yerde kolaylıkla ulaşılabilen bir program olmasıdır.

Tez kapsamında yazılan program hazırlanırken, çalışmaların büyük kısmı, akustik transfer matrislerini elde etmek, onları doğru şekilde kullanmak üzerine yapılmıştır.

Basınç kaybı hesaplarının yapılmasının, bu tez için ikincil hedef olduğu söylenebilir. Bu nedenle, özellikle tez kapsamında yazılan program için, basınç kaybı hesaplarının geliştirilmesi, programı kullanacak olan tasarımcıyı daha doğru şekilde yönlendirmek için yapılabilecek bir iyileştirmedir.

Tez kapsamında yazılan program, sadece seri sistemleri ele almaktadır. Paralel bağlı sistemler, bu programla oluşturulamamaktadır. Mevcut algoritma, bu tür bağlantıların iletim ve basınç kaybını da hesaplayacak şekilde değiştirilebildiği takdirde, bu tür sistemler de bu program yardımıyla hesaplanabilir.

Bu tez kapsamında, sadece rezonatör tip susturucular incelenmiş; sönüm elemanları, dar gözenekli kanallar ya da susturucu filtreleri bu tezin kapsamına (dolayısıyla da tez kapsamında yazılan programda) dahil edilmemiştir. Farklı susturucu elemanları da, akustik ve basınç kaybı transfer matrisleri elde edilerek, programa dahil edilebilir.

Tez kapsamında yazılan program, boyutları verilen bir susturucunun iletim ve basınç kaybının ne olacağını hesaplayan bir algoritmaya sahiptir. Bu algoritma, istenen iletim kaybı ve basınç kaybı düzeylerinin girildiği ve içinde barındırdığı elemanların farklı kombinasyonlarını öneren bir algoritmaya dönüştürülebilirse, tasarımcının işini çok daha kolaylaştıracaktır.

KAYNAKLAR

- Aksel, M. H.** (2005). *Fluid Mechanics: Volume I (Ver: 3.0)*. Dep. of Mechanical Eng. METU, Ankara, TURKEY.
- Borgnakke, C., Sonntag R. E.** (2009). *Fundamentals of Thermodynamics (7th Ed.)*. John Wiley & Sons, New York, USA.
- Daniel, P.** (2005). General Design Principles for an Automotive Muffler, Proceedings of ACOUSTICS 2005, Busselton, Western Australia, 9-11 November.
- Davis, D. D., Stokes G. M., Moore D., Stevens G. L.** (1954). Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine Exhaust Muffler Design, Langley Aeronautical Laboratory, Langley Field, Va.
- Dowling, J. F., Peat, K. S.** (2004). An Algorithm for the Efficient Acoustic Analysis of Silencers of Any General Geometry, *Applied Acoustics*, **65**, 211-227.
- Elnady, T., Åbom, M., Allam, S.** (2010). Modelling Perforates in Mufflers Using Two-Ports, *Journal of Vibration and Acoustics*, **132**, 061010-1 – 061010-11.
- Elnady, T., Elsaadany, S., Åbom, M.** (2011). Flow and Pressure Drop Calculation Using Two-Ports, *Journal of Sound and Vibration*, **133**, 041016-1 – 041016-8.
- Frickey D. A.** (1994). Conversions Between S , Z , Y , h , $ABCD$, and T Parameters Which are Valid for Complex Source and Load Impedances, *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, **42(2)**, 205-211.
- Fried, E., Idelchik, I. E.** (1989). *Flow Resistance: A Design Guide for Engineers*. Hemisphere Publishing Corp., Philadelphia, USA.
- Gan, G., Riffat, S. B.** (1997). Pressure Loss Characteristics of Orifice and Perforated Plates, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **14**, 160-165.
- Gerges, S. N. Y., Jordan, R., Thieme F. A., Bento Coelho, J. L., Arenas, J. P.** (1997). Muffler Modelling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification, *ABCM*, **27(2)**, 132-140.
- Glav, R., Åbom, M.** (1997). A General Formalism For Analyzing Acoustic 2-Port Networks, *Journal of Vibration and Acoustics*, **202(5)**, 739-747.
- Gogate, G. R., Munjal, M. L.** (1995). Analytical and Experimental Aeroacoustic Studies of Open-Ended Three-Duct Perforated Elements Used in Mufflers, *J. Acoust. Soc. Am.*, **97(5)**, 2919-2927.
- Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., Sanders. J. V.** (1982). *Fundamentals of Acoustics (3rd Ed.)*. John Wiley & Sons, New York, USA.

- Lou, G., Wu, T. W., Cheng C. Y. R.** (2000). Impedance Matrix Synthesis for Multiply Connected Exhaust Network Systems Using the Direct Mixed-Body BEM, *Journal of Sound and Vibration*, **238(2)**, 351-362.
- Mechel, F. P.** (2008). *Formulas of Acoustics*. Springer-Verlag, Berlin.
- Morfey, C. L.**, (1971). Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow, *Journal of Sound and Vibration*, **14**, 37-55.
- Munjal, M. L.** (1987). *Acoustics of Ducts and Mufflers*. Wiley-Interscience, New York, NY.
- Munjal, M. L., Behera, B. K., Thawani, P. T.** (1998). Transfer Matrix Model for the Reverse-Flow, Three-Duct, Open End Perforated Muffler, *Applied Acoustics*, **54(3)**, 229-238.
- Munjal, M. L., Rao, K. N., Sahasrabudhe, A. D.** (1988). Aeroacoustic Analysis of Perforated Muffler Components, *Journal of Sound and Vibration*, **114(2)**, 173-188.
- Panicker, V. B., Munjal, M. L.** (1981). Aeroacoustic Analysis of Straight-Through Mufflers with Simple and Extended-Tube Expansion Chambers, *J. Indian Ints. Sci.*, **63(A)**, 1-19.
- Peat, K. S.** (1988). A Numerical Decoupling Analysis of Perforated Pipe Silencer Elements, *Journal of Sound and Vibration*, **123(2)**, 199-212.
- Rao, K. N., Munjal, M. L.** (1986). Experimental Evaluation of Impedance of Perforates with Grazing Flow, *Journal of Sound and Vibration*, **108(2)**, 283-295.
- Saf, O.** (2010). *Perforasyonlu susturucuların akış ve akustik etkinliklerinin incelenmesi* (yüksek lisans tezi), İTÜ, İstanbul, Türkiye
- Sharp, J.** (2010). *Microsoft® Visual C#® 2010: Step By Step*. Microsoft Press, Redmond, Washington.
- Sullivan, J. W.**, (1979). A Method of Modelling Perforated Tube Muffler Component. II: Application, *J. Acoust. Soc. Am.*, **66**, 772-778.
- Sullivan, J. W., Crocker, M. J.** (1978). Analysis of Concentric-Tube Resonators having Unpartitioned Cavities, *J. Acoust. Soc. Am.*, **64(1)**, 207-215.
- Url-1** <http://www.engineeringtoolbox.com/air-absolute-kinematic-viscosity-d_601.html>, alındığı tarih: 29.02.2012.
- Url-2** <<http://www.dotnumerics.com/NumericalLibraries/>>, alındığı tarih: 08.03.2012.
- White, F. M.** (2003). *Fluid Mechanics (5th Ed)*. McGraw-Hill Comp. Inc., New York, NY.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Muttalip Aşkın TEMİZ

Doğum Yeri ve Tarihi: Erbaa - TOKAT

Adres: Fulya Mah. Mehmetçik Cd. Kozacık Sk. 13/1, Şişli - İSTANBUL

E-Posta: muttalip.temiz@gmail.com

Lisans: ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

Mesleki Deneyim ve Ödüller: İTÜ Mak. Fak. Araş. Gör. (Şubat 2010 –)

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

▪ **Temiz, M. A., Erol, H.** (2012), *Acoustic Investigation of Cross Flow – Extended Closed End Muffler*, ICSV19, 8-12 Temmuz, Vilnius, Litvanya.