

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**YAPISAL SİSTEMLERDE TİTREŞİM VE AKUSTİK DALGALARIN TEKİL
DEĞERLERE AYRIŞTIRMA YÖNTEMİ İLE ADAPTİF KONTROLÜ**

Kayra KURŞUN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

HAZİRAN 2022

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**YAPISAL SİSTEMLERDE TİTREŞİM VE AKUSTİK DALGALARIN TEKİL
DEĞERLERE AYRIŞTIRMA YÖNTEMİ İLE ADAPTİF KONTROLÜ**

Kayra KURŞUN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

HAZİRAN 2022

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YAPISAL SİSTEMLERDE TİTREŞİM VE AKUSTİK DALGALARIN TEKİL
DEĞERLERE AYRIŞTIRMA YÖNTEMİ İLE ADAPTİF KONTROLÜ**

**Kayra KURŞUN
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
DOKTORA TEZİ**

**Bu tez Akdeniz Üniversitesi BAP Komisyon birimi tarafından FDK-2021-5619
nolu proje ile desteklenmiştir.**

HAZİRAN 2022

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YAPISAL SİSTEMLERDE TİTREŞİM VE AKUSTİK DALGALARIN TEKİL
DEĞERLERE AYRIŞTIRMA YÖNTEMİ İLE ADAPTİF KONTROLÜ**

Kayra KURŞUN
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
DOKTORA TEZİ

Bu tez 24/06/2022 tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hakan ERSOY (Danışman)
Prof. Dr. Ömer CİVALEK
Prof. Dr. İbrahim ATMACA
Doç. Dr. Ergin KILIÇ
Doç. Dr. Özgür BAŞER

ÖZET

YAPISAL SİSTEMLERDE TİTREŞİM VE AKUSTİK DALGALARIN TEKİL DEĞERLERE AYRIŞTIRMA YÖNTEMİ İLE ADAPTİF KONTROLÜ

Kayra KURŞUN

Doktora Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hakan ERSOY

Haziran 2022; 88 sayfa

Mühendislik sistemlerinde ses ya da titreşim kaynakları nedeniyle meydana gelen elastik dalgalar bozucu veya tahrip edici durumlara neden olabilmektedir. Bu durumun önüne geçebilmek için kullanılan önemli yaklaşımlardan biri aktif kontrol olarak adlandırılmaktadır. Aktif kontrol kavramı en genel tanımıyla, ses veya titreşim etkileri nedeniyle katı, sıvı veya gaz ortamlarında oluşan elastik dalgaların kontrol edilmek istenen büyüklüklerini, genlik, faz veya frekansları değiştirilmiş diğer dalga ya da dalgaları aynı ortama uygulayarak minimize etme işlemidir. Bahsedilen operasyonların gerçekleştirilebilmesi için dalgaların kontrol edilmek istenen büyüklüklerinin belirli sınırlar içinde algılanması ve algılanan büyüklere göre uyarlanan yapay dalgaların sisteme geri besleme ya da ileri besleme ile tekrar dahil edilmesi gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında gürültü kontrolünün gerçekleştirilebilmesi için titreşim kontrol kaynakları ile akustik algılama yöntemleri tercih edilmiş ve üç bölümden oluşan bir iş akışı planlanmıştır. İlk bölümde, yapısal eleman ve akustik alan arasında modal bağlaşım yürütücü denklemleri elde edilmiş ve uygun sınır şartları belirlenerek oluşturulan modelin hata kriteri tespit edilmiştir. İkinci bölümde sistem parametreleri hata kriterine göre tekil değerlere ayrıştırma kullanılarak optimize edilmiş, sonlu elemanlar modeli ile doğrulanmış ve elde edilen veriler aktif kontrol sisteminin yapılandırılmasını sağlamıştır. Üçüncü bölümde ise deneyler yürütülmüştür. Deneyde kullanılan metal elemanlar kontrol ortamında yapay olarak oluşturulmuş gürültü seviyelerine maruz bırakılmıştır. Titreşim halindeki yapı nedeniyle kapalı boşlukta meydana gelen ses seviyeleri sistem içerisine yerleştirilen kalibrasyon mikrofön düzenleri ile ölçülmüş ve bu büyüklüklere göre oluşturulan dalgalar sisteme beslenmiştir.

Elde edilen bulguların ayrıntılı olarak analizi ve değerlendirilmesi sonucunda kontrol sistem parametreleri optimizasyonu, sonlu elemanlar modeli ve deneysel verilerin birbirleriyle uyumlu olduğu tespit edilmiş ve kurulan aktif gürültü kontrolü sisteminde ses basınç seviyelerinde 17 – 20 dB azalma sağlandığı görülmüştür.

ANAHTAR KELİMELEER: Aktif gürültü kontrolü, Modal bağlaşım, Sistem parametreleri optimizasyonu, Tekil değerlere ayrıştırma.

JÜRİ: Prof. Dr. Hakan ERSOY

Prof. Dr. Ömer CİVALEK

Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Doç. Dr. Ergin KILIÇ

Doç. Dr. Özgür BAŞER



ABSTRACT

ADAPTIVE CONTROL OF VIBRATION AND ACOUSTIC WAVES IN STRUCTURAL SYSTEMS VIA SINGULAR VALUE DECOMPOSITION METHOD

Kayra KURŞUN

PhD Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Hakan ERSOY

June 2022; 88 pages

In engineering systems, it is possible for sound or vibration sources to generate elastic waves that can have disruptive or destructive effects. One of the important approaches utilized to prevent these situations is called active control. The concept of active control, in its most general definition, is the process of minimizing the amplitudes of elastic waves that occur in solids, liquids or gases due to sound or vibration, by applying other waves with altered amplitude, phase or frequency to the same environment. In order to carry out the aforementioned operations, the magnitudes of waves to be controlled must be measured within certain boundaries and artificial waves adjusted according to measured magnitudes must be reintroduced to the system as feedback or feedforward signals.

In this thesis, a layout including vibration control sources and acoustic sensors is chosen and a workflow consisting of three stages has been planned for noise control. In the first part, the modal coupling governing equations between structural element and the acoustic field were obtained and the error criterion of the model was determined by applying the appropriate boundary conditions. In the second part, system parameters were optimized using single value decomposition for the specified error criterion, then verified with the finite element model results, and finally obtained data provided the configuration of the active control systems. In the third and last part experiments were carried out. The metal elements were used in the experiment were exposed to artificially created noise levels in the control environment. The sound levels occurring in the enclosed space due to the vibrating structure were measured with the calibration microphones, and the adapted waves were fed back to the system.

As a result of detailed analysis and assessment of the findings, it was determined that the optimization of the control system parameters, the finite element model and the experimental data were compatible with each other, and it was observed that the sound pressure levels were reduced by 17 – 20 dB in the established active noise control system.

KEYWORDS: Active noise control, Modal coupling, Singular Value Decomposition, System parameters optimisation.

COMMITTEE: Prof. Dr. Hakan ERSOY

Prof. Dr. Ömer CİVALEK

Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Assoc. Prof. Dr. Ergin KILIÇ

Assoc. Prof. Dr. Özgür BAŞER



ÖNSÖZ

Beş duyu organımızdan biri olan kulağın gelişiminden itibaren hava titreşimlerini algılamaktayız. Bu titreşimlerin kulak vasıtasıyla alınması, yönlendirilmesi, yükseltilmesi ve beyine iletilmesi ile ses adını verdiğimiz büyüklüğe anlam vermekteyiz. Günlük hayatımızda ise bazen farkında olarak, bilinçli ve istekli şekilde, bazı zamanlarda hiç farkında olmadan, bilinçsiz veya kontrolümüz dışında çeşitli seslere maruz kalmaktayız. Bu sesler belirli tonu, tınısı ya da melodisi olduğunda çok güzel bir müzik, bir sevdiğimizizin akıcı, anlamlı ve hoş sohbetini oluşturan konuşması ya da hayallerimizi süsleyen arabanın ivmelenme sırasında motor sesi olduğu gibi; yorgun bir günün ardından bindiğimiz toplu taşımadaki insan uğultusu, komşumuzun evindeki tadilat sesi veya güzel bir gün geçirirken üstümüzden alçak iniş yapan uçak jet motorunun sesi gibi istenmeyen veya arzu edilmeyen sesler de olabilmektedir. Bu tarz seslere en basit haliyle gürültü adını vermekteyiz. Bu çalışmanın ana odak noktasını da bu seslerin ya da gürültünün nasıl engellenebileceği oluşturmaktadır.

Rahatsız edici ses olarak değerlendirilmesiyle birlikte bulunan ortamda ses basınç seviyeleri belirli değerleri aştığında sağlığa zararlı hale gelebilmekte olan gürültü, sürekli kulak çınlaması, geçici ya da kalıcı işitme kaybına neden olabilmektedir. Mühendislik sistemleri açısından ele alındığında ise genel olarak titreşimin neden olduğu, ilgili makine ya da cihazlarda verimsiz – hatalı çalışma, arıza habercisi ya da halihazırda bir arızanın göstergesi olan bozucu veya yıkıcı elastik dalgalar olarak düşünülebilmektedir. Özellikle düşük frekanslı sesin, sistem sınırlarındaki malzemelere kütle eklenerek veya bir takım yalıtım malzemeleri kullanılarak yalıtım ya da soğrulma şeklinde azaltılması her zaman mümkün olamamaktadır. Bu tarz durumlarda sensör – aktüatör – kontrolör düzenlerini barındıran kütlesi bilinen yalıtım sistemlerine göre daha az kütleli sistemlerin kullanılması daha iyi sonuçlar vermektedir. Özellikle uçaklar, acil yardım araçları ve otomobiller gibi sisteme eklenen her kütlenin kritik olduğu sistemlerde bu tarz sistemler görece avantaj sağlamaktadır. Ancak bu sistem tasarımlarının optimize edilmesi ve sistemin operasyonel hale getirilmesi inanılmaz şekilde yoğun bir iştir. Tezde yaşanan zorluklardan biri böyle geniş bir çaplı bir çalışmanın bir veya iki kişi ile gerçekleştirilmesi için ayarlanması gereken zaman yönetiminin zor, halledilmesi gereken aşamaların uzun olmasıdır. Yaşanan ikinci bir zorluk da ülkemize piezo seramik üretiminin az ve piezo seramik ithalatının yetersiz olmasının sisteme uygun sensör aktüatör seçimini sınırlı hale getirmesidir. Ayrıca birden çok sinyal giriş çıkışı mümkün olan gerçek zamanlı sinyal işleme sistemlerinin üretim, kullanım ve tedariklerinin de eksik olduğu görülmüştür.

Tüm zorluklara rağmen bu çalışmada gürültüde hedeflenen azaltma sağlanmış olup, özellikle tekil değerlere ayırıştırma yönteminin sistem parametreleri optimizasyonunda sayısal arama rutini olarak kullanılmasının literatürde önemli bir yer edineceği düşünülmektedir.

Gerçekleştirmiş olduğum bu tez çalışmamda tüm yardım ve destekleri için başta danışmanım Prof. Dr. Hakan ERSOY'a, moral destekleri ve bana duydukları güven nedeniyle annem İlknur KURŞUN ve babam Tansel KURŞUN'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ	v
AKADEMİK BEYAN	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI	3
3. MATERYAL VE METOT	8
3.1. Kapalı Boşlukta Harmonik Ses Alanlarının Ayırık Hata Noktalarında Kontrolü..	8
3.2. Bağlaşımlı Kapalı Boşluk Ayırık Konumlarında Akustik Kontrol	15
3.3. Tekil Değerlere Ayırıştırma ile Kontrol Kuvveti Genlikleri Optimizasyonu	22
3.4. Yapısal Akustik Kontrolün Sonlu Elemanlar Modeli Yaklaşımı	27
3.5. Rijit Duvarlı Kapalı Boşluk Sisteminde Piezo Akustik Aktüatörler Kullanılarak Oluşturulan Deney Düzeneği	31
4. BULGULAR.....	34
5. TARTIŞMA	51
6. SONUÇLAR	55
7. KAYNAKLAR	56
8. EKLER.....	59
ÖZGEÇMİŞ	

AKADEMİK BEYAN

Doktora Tezi olarak sunduğum “Yapısal Sistemlerde Titreşim ve Akustik Dalgaların Tekil Değerlere Ayrıştırma Yöntemi ile Adaptif Kontrolü” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

24/06/2022

Kayra KURŞUN



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

φ	: Akustik mod
$\mathbf{r}_e$	: Hata konum vektörü [m]
p	: Ses basıncı [Pa]
p_{ext}	: Dış basınç [Pa]
ρ_0	: Ortam yoğunluğu [kg/m^3]
ω	: Tahrik frekansı [rad/sn]
s	: Akustik kaynak gücü [I/sn]
$\boldsymbol{\varphi}$	: Akustik mod fonksiyonu vektörü
κ_l	: Kompleks özdeğer [rad/m]
$\boldsymbol{\zeta}_l$	: Viskoz sönümlleme katsayı vektörü
$\mathbf{r}_q$	: Monopol kaynak konum vektörü
q	: Monopol kaynak genliği [m^3/sn]
δ	: Dirac delta fonksiyonu
$p_{p,l}$	: Birincil ses basıncı [Pa]
$p_{c,l}$	: Kontrol ses basıncı [Pa]
G_a	: Akustik Green fonksiyonu
G_s	: Yapısal Green fonksiyonu
N_n	: Akustik mod sayısı
$\boldsymbol{\varphi}_{g,l}$	: Modal genelleştirilmiş hacim hızı transfer fonksiyonu vektörü
$\mathbf{Z}_a$	: Akustik yayılım modal transfer fonksiyonu matrisi
N_e	: Hata algılama noktası sayısı
$\boldsymbol{\Phi}_e$	: Akustik mod şekil fonksiyonları matrisi
$\boldsymbol{\Phi}_g$	: Modal genelleştirilmiş hacimsel hız transfer fonksiyonları matrisi

q	: Karmaşık kaynak hız genlikleri vektörü
p_{pe}	: Hata algılama noktalarında birincil kaynak basınçları vektörü
p_{ce}	: Hata algılama noktalarında kontrol kaynağı basınçları vektörü
x	: Yapısal konum vektörü $[m]$
x'	: Yapı – akustik alan temas konumunda birinci konum vektörü $[m]$
x''	: Yapı – akustik alan temas konumunda ikinci konum vektörü $[m]$
ψ	: Yapısal mod
M	: Modal kütle $[kg]$
Z_i	: Vakumda yapısal girdi empedansı $[rad^2/sn^2]$
ρ_s	: Yüzey yoğunluğu $[kg/m^3]$
h	: Plak kalınlığı $[m]$
η_i	: Yapısal histerik kayıp faktörü
γ_r	: Modal genelleştirilmiş kuvvet $[N]$
k	: Akustik dalga numarası $[rad/m]$
v	: Hacimsel hız $[m/sn]$
S	: Yüzey alanı $[m^2]$
$B_{l,i}$	: Modal bağlaşım katsayısı
N_m	: Yapısal mod sayısı
Z_I	: Yapısal modal girdi empedans matrisi
f_c	: Kompleks kuvvet genliği $[N]$
f_c	: Kompleks kuvvet genliği vektörü
z_f	: Basınç ile kuvvet arasında transfer fonksiyonu
$\psi_{g,r}$	: Modal genelleştirilmiş kuvvet transfer fonksiyonu
Ψ_{gc}	: Modal genelleştirilmiş kuvvet transfer fonksiyonları matrisi
E_p	: Akustik potansiyel enerji $[J]$

p_p	: Birincil ses kaynağı basıncı $[Pa]$
p_c	: Kontrol ses kaynağı basıncı $[Pa]$
z_{vt}	: Kontrol kuvveti girdileri ile hata algılama noktaları arasında transfer fonksiyonu
z_{at}	: Hacimsel hız girdileri ile hata algılama noktaları arasında transfer fonksiyonu
l	: Akustik mod numarası
m	: Akustik mod numarası
n	: Akustik mod numarası
u	: Yapısal mod numarası
v	: Yapısal mod numarası
L_x	: Kapalı boşluk x boyutu $[m]$
L_y	: Kapalı boşluk y boyutu $[m]$
L_z	: Kapalı boşluk z boyutu $[m]$
D	: Plaka eğilme rijitliği $[N.m^2]$
E	: Elastisite modülü $[GPa]$
ν	: Poisson oranı
Y_v	: Titreşim kaynaklı kontrol sonrası ses basıncı $[Pa]$
Y_a	: Akustik kaynaklı kontrol sonrası ses basıncı $[Pa]$
$\mathbf{\Omega}_v$	: Optimum ses basınç vektörü
$\mathbf{T}$	: Üniter matris
$\mathbf{E}$	: Sağ matris
$\mathbf{\Theta}$	: Tekil değerler matrisi
∇	: Nabla operatörü
p_0	: Sabit basınç $[Pa]$
Q_m	: Monopol ortam kaynağı $[m^3/sn]$
ϕ_m	: Sinyal fazı $[rad]$
σ	: Mekanik gerilme $[Pa]$

- ϵ : Mekanik genleme
 E : Elektrik alanı [V/m]
 D : Elektriksel yer değişimi
 s_E : Esneklik
 e : Dielektrik Sabit

Kısaltmalar

- PZT : Kurşun Zirkonat Titanat
SPL : Ses Basınç Seviyesi [dB]

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Rijit duvarlı kapalı hacmin aktif kontrol düzeni.....	8
Şekil 3.2. Harmonik kuvvet tahrikli kapalı boşluk ses basıncı algoritması	25
Şekil 3.3. İleri besleme aktif adaptif yapısal gürültü kontrolü deney düzeneği.....	32
Şekil 3.4. a) Kapalı boşlukta ultra lineer ölçüm mikrofoni düzeni; b) Harici ses ara yüzünün deney düzeneğinde yerleşimi; c) Osiloskop, dalga jeneratörü ve amplifikatörün deney düzeneğinde yerleşimi	33
Şekil 3.5. İleri beslemeli adaptif gürültü kontrolü modeli	33
Şekil 4.1. Rijit duvarlı panel / boşluk sistemi	34
Şekil 4.2. Akustik ve yapısal modların bağlaşım katsayısı grafikleri (pozitif değerler). 36	
Şekil 4.3. Akustik ve yapısal modların bağlaşım katsayısı grafikleri (negatif değerler) 37	
Şekil 4.4. Ses basınç seviyesi – kapalı boşluk Lx uzunluğu grafiği	40
Şekil 4.5. a) Kapalı boşluk sonlu eleman modeli geometrisi; b) Kapalı boşluk sonlu eleman modeli ağ yapısı.....	41
Şekil 4.6. Analitik model ve sonlu elemanları modeli arasında karşılaştırmalı yapısal mod frekansları grafiği.....	42
Şekil 4.7. Analitik model ve sonlu elemanları modeli arasında karşılaştırmalı akustik mod frekansları grafiği	43
Şekil 4.8. a) Yapısal mod şekli (1,1); b) Yapısal mod şekli (2,2); c) Akustik mod şekli (0,0,1); d) Akustik mod şekli (1,1,0).....	43
Şekil 4.9. Analitik ve sonlu elemanlar modeli karşılaştırmalı kapalı boşluk Lx uzunluğu boyunca ses basınç seviyesi değişimi	44
Şekil 4.10. a) Kontrol kuvveti uygulanmış ses basınç seviyeleri; b) Kontrol kuvveti uygulanmadan önce ses basınç seviyeleri	45
Şekil 4.11. a) Kontrol kuvveti uygulanmış toplam akustik basınç alanı; b) Kontrol kuvveti uygulanmadan önce toplam akustik basınç alanı	45
Şekil 4.12. Kontrol kuvvetinin uygulanmasının ardından kapalı boşluk Lx uzunluğu boyunca ses basınç seviyesi değişimi	46
Şekil 4.13. a) Kontrol kuvveti uygulanmamış durumda toplam ses basıncı alanı; b) Optimum kontrol kuvvetleri uygulanmış durumda toplam ses basıncı alanı; c) Kontrol kuvveti uygulanmamış durumda ses basınç seviyeleri; d) Optimum kontrol kuvvetleri uygulanmış durumda ses basınç seviyeleri; e) Kontrol kuvveti uygulanmamış	

durumda toplam ses basıncı alanı izoyüzeyleri; **f)** Optimum kontrol kuvvetleri uygulanmış durumda toplam ses basıncı alanı izoyüzeyleri 47

Şekil 4.14. Tekil kontrol kuvvetleri ve optimum kontrol kuvvetlerinin uygulanmasının ardından kapalı boşluk Lx uzunluğu boyunca ses basınç seviyesi değişimi 48

Şekil 4.15. Deneysel kapalı boşluk sistemindeki ölçüm mikrofonu 1’den elde edilen ses verileri 48

Şekil 4.16. Deneysel kapalı boşluk sistemindeki ölçüm mikrofonu 2’den elde edilen ses verileri 49

Şekil 4.17. Mikrofon 1 ses sinyali spektrum grafiği..... 49

Şekil 4.18. Mikrofon 2 ses sinyali spektrum grafiği..... 50

Şekil 4.19. Zamana bağlı ses basınç seviyesi değişimi..... 50

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. İlk on yapısal ve akustik moda karşılık gelen rezonans frekansları	35
Çizelge 4.2. Z_a matrisinin diyagonal elemanlarının nümerik değerleri	38
Çizelge 4.3. Z_I matrisinin 10^4 ile bölünmüş 1. ve 5. sütunlar arası değerleri.....	39
Çizelge 4.4. Z_I matrisinin 10^4 ile bölünmüş 6. ve 10. sütunlar arası değerleri.....	39
Çizelge 4.5. Sonlu elemanlar modelinden elde edilen ilk on yapısal ve akustik moda karşılık gelen rezonans frekansları.....	41
Çizelge 4.6. Çoklu kontrol kaynağı ve sensör noktası koordinatları	46



1. GİRİŞ

Günümüzde makine parçalarının daha hafif ve dayanıklı olması yanı sıra hareketli olan kısımlarında ise yüksek hızlara çıkılması yönünde bir talep vardır. Bu durum özellikle otomotiv ve havacılık gibi alanlarda rekabet açısından büyük bir zorunluluk olarak karşımıza çıkmaktadır. Mühendislerin tasarımlarını bu yönde geliştirmeleri makine parçalarının daha düşük kesitlerde ve yeni malzeme özelliklerine sahip olmasını gerekli kılmıştır. Dinamik davranış gösteren yapısal sistemlerin oluşturulmasında kompozitler gibi yüksek özellikli malzemelerin kullanımı artmıştır. Burada makine parçalarının sahip olduğu narin ve hafif yapı ile yüksek hızların ve ivmelenmelerin bulunması atalet kuvvetlerinin tasarımlarda ön plana çıkmasına sebep olmaktadır. İşte yapısal sistemler üzerindeki titreşimlerin ve akustik problemlerin bu tür yapılarda daha etkin olarak çözülmesinin gerekliliği de burada ortaya çıkmaktadır. Bu alandaki klasik titreşim kontrolü yöntemlerinin yeni yöntemler ile geliştirilmesi dinamik problemlerin çözümü için gerekli olmuştur.

Aktif titreşim kontrolü ve aktif yapısal akustik kontrol kavramları ile ilgili çalışmalar 1970'li yıllardan itibaren yürütülmektedir. Çalışmalarda çeşitli sınır şartları verilmiş kiriş, plaka, kabuklar ve bunların çeşitli konfigürasyonları yapısal eleman olarak kullanılırken, sensör ve aktüatör düzenleri için ise yapıştırılarak sabitlenen yama, film gibi seçenekler ya da kompozit malzeme yapısında tabaka ya da fiber yapı şeklinde tercih edilebilmektedir. Sensör ve aktüatörlerin türleri piezoelektrik, noktasal ivmeölçer – noktasal yükleyici ve şekil hafıza alaşımları şeklinde olabilirken, kontrol sistemi algoritmaları ileri beslemeli veya geri beslemeli şekilde dereceli azalma, ikinci dereceden doğrusal, en küçük kareler, yapay sinir ağı kontrolörü, genetik algoritma kontrolörü ve tabu arama gibi belirlenebilmektedir.

Çalışma titreşim ve akustik sinyaller üzerine olduğundan bu sinyallerin gerek laboratuvar ortamında yapay olarak rahatlıkla üretilebileceği, gerekse doğal ortamlardan sağlanabileceği görülmektedir. Bunların çalışma kapsamında kontrol edilmesi ve sonuçların net bir şekilde ölçülebilmesi mümkündür. Tüm bu çalışmalar özellikle katı içerisinde akustik dalgaların malzemelerin esnek yapısını kullanarak hareket edebildiği düşünüldüğünde, esnek yüzeylerde titreşim ve akustik dalgaların kontrolünde yeni tekil değerlere ayrıştırma tabanlı adaptif algoritmaların kullanımı için uygun bir ortam sağlamaktadır. Çalışma sonuçlarının araç içi (motor, rüzgâr ve yol kaynaklı) gürültülerin düşürülmesi, ses ve titreşim üreten makinaların gürültülerinin daha kaynağında iken azaltılması gibi alanlarda kullanılabileceği öngörülmektedir. Ayrıca önlenemeyen ya da müdahale edilemeyen gürültülerin bina ya da kabin içerisine iletilirken esnek yüzeyden geçiş aşamasında önlenmesi veya oldukça azaltılması mümkün olabilmektedir. Burada çevrelenen alan, malzeme özellikleri belirli olan esnek yüzeyler ile kaplıdır. Kullanılan malzeme türü ise izotropik özelliklere sahip bir sac metal plak elemanıdır.

Buradaki temel amaç, titreşim ve gürültü seviyelerinin esnek yüzeylerden geçişi sırasında azaltılmasıdır. Bunun için aktif kontrol sistemleri kullanılmıştır. Ayrıca tekil değerlere ayrıştırma yöntemi de sistem parametrelerinin belirlenmesini sağlamıştır. Titreşim ve ses izolasyonu gibi pasif sistemlerle, farklı ve sürekli değişken kaynaklardan gelen titreşim ve gürültünün kontrol edilmesi oldukça düşük bir başarı düzeyinde kalmakta ve bugünün rekabet koşullarını ve beklentilerini karşılamamaktadır. Tekil değerlere ayrıştırmanın optimizasyondaki gücü yanı sıra, iteratif öğrenmeye dayalı

algoritmalar bu çalışmanın esasını oluşturmıştır. Buradaki çalışmalar deneysel düzeneklerin yanı sıra sonlu elemanlar tabanlı doğrusal olmayan nümerik modeller ile desteklenmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen aktif gürültü kontrol sistemi öncelikle katı ve akışkan ortamlar arasında sonlu eleman modelleri tabanlı akustik analizler konusunda bir bilgi birikimi ve model kütüphanesi oluşturulmasını sağlamıştır. Bu model kütüphaneleri tez çalışmasının başlangıç aşamasında verilerinin oluşturulmasında büyük fayda sağlamış olup, ilerisi için planlanan akustik analiz tabanlı çalışmalarda farklı geometri, malzeme ve algoritma yaklaşımları için de kolaylık sağlayacaktır.

Sistemin pratikte uygulama alanı genel olarak motorlu taşıtların ve hava taşıtlarının kabin gürültülerinin engellenmesi olarak öngörülmektedir. Özellikle acil yardım araçlarının kabin gürültüsünün engellenmesinde etkin fayda sağlanacağı düşünülmektedir. Yüksek sesli ambulans sireninin ambulans kabini içerisinde oluşturduğu gürültü göz önüne alındığında, bu gürültü acil tıbbi yardım ihtiyacı olan hastanın stres ve panik seviyesinin yükselmesine ve bu açıdan acil müdahale ekiplerinin görevlerini yerine getirmelerinde de zorluklara sebep olma ihtimali yüksektir. Aktif gürültü kontrolünün ambulans kabin sınırlarında sağlanabilmesi halinde bu durumların ortadan kalkacağı düşünülmektedir. Aynı şekilde itfaiye araç kabinindeki gürültünün ise telsiz ile haberleşme, itfaiye erlerinin birbiri ile iletişimi, adrese en hızlı şekilde ulaşma konusunda sıkıntılar yaratabildiği de düşünülebilir. Bu durumda da itfaiye araç kabin sınırlarında sağlanacak gürültü kontrolü bu olumsuz koşulları minimuma indirecektir. Konu binek otomobiller açısından ele alındığında ise durumun burada biraz daha farklı ele alınması gerektiği görülmektedir. Özellikle bazı otomobil modellerinde yıkıcı ses müdahalesi ve faz kaydırma yöntemiyle aktif gürültü kontrolü yapılmaya çalışılmakta ve bazı olumlu sonuçlar alınmaktadır. Tez çalışmasında bahsedilen sistemin otomobillerde uygulama bulabilmesi halinde ise özellikle değişken ve rasgele karakterdeki gürültülerin karşısında sistemde adaptiflik sağlanacağından gürültü seviyesinin daha da düşürülebileceği düşünülmektedir. Helikopter ve uçak sistemlerinde ise kabin gürültüsünün özellikle yolcularda rahatsızlık yarattığı bilinmektedir. Bu tarz durumlarda özellikle uçuş korkusu içinde bulunan insanların gürültüsüz ya da az gürültülü bir ortamda kalmaları önem arz etmektedir. Kabine iletilen ve burada yayılan motor gürültüsünü azaltmak için, uçak yolcuları ve bazı firmaların aldığı birtakım önlemlerde aktif gürültü kontrolü prensibi kullanılmaktadır. Bu prensip kabin gürültüsünün az hissedilmesi için yolcular tarafından kullanılan, son yıllarda yaygınlaşan aktif gürültü kontrolü özelliğine sahip kulaklıklarda pratik uygulama bulunmaktadır. Bu kulaklıklar yolcuların şahsi malları olduğu gibi, bazı havayolları tarafından da yolculara verilebilmektedir. Çalışmada bahsedilen yöntem ise kabin sınırlarına uygulandığında tüm uçak kabininde genel bir gürültü kontrolü sağlanabilir. Ancak bu sistem uygulandığında hava taşıtlarının ağırlık sınırlamalarına dikkat etmek gerekecektir. Helikopter kabini ise gürültü açısından en büyük problemi oluşturmaktadır. Rotorların çalışması esnasında kabin içerisindeki kişilerin telsizli kulaklık sistemleri olmadan birbirleri ile anlaşabilme imkânı çok kısıtlıdır. Ancak kabin camları üzerinde oluşturulan titreşim akustiği modeli tabanlı kontrol sistemleri konusunda çalışmalar bulunmaktadır. Muhtemel uygulama alanlarından yola çıkılarak bu çalışmadaki deney düzeneğinde dikdörtgenler prizması şeklinde duvarları levhalardan oluşan ve üzerinde basit mesnetli metal plaka bulunan kapalı bir boşluk modeli kullanılmıştır.

2. KAYNAK TARAMASI

Çalışmalarda aktif titreşim ve aktif akustik kontrolün birlikte ele alınması, sistem parametrelerinin optimizasyonu ve özellikle elde edilen sonuçların deneysel olarak sağlanması ve doğrulanması hususunda eksiklikler görülmektedir. Yapılan deneysel çalışmaların ise uygulamaya yatkın olma, uygulamaya geçirilebilme potansiyeli olarak yetersiz olduğu durumu literatürden anlaşılmaktadır. Ayrıca çalışmalarda adaptif kontrol için yapay sinir ağları ve genetik algoritmalar kullanılmakta olmasına rağmen sistem girişlerinin değişikliği için geçerli koşullar sunulmamıştır. Bu çalışma kapsamında tüm bu eksikliklerin giderileceği bir sistem kurulması hedeflenmiştir. Buna bağlı olarak tez çalışması ile yöntem, sensör-aktüatör kullanımı, kontrol yaklaşımı açısından örtüşen literatür özeti aşağıda verilmiştir.

Bailey ve Hubbard Jr (1985) dağınık parametrelili aktüatör ve dağınık parametre kontrol teorisi ve Lyapunov'un ikinci metodu ile oluşturulan kontrol algoritması ve aktüatör olarak piezoelektrik polimer kullanarak, kirişin aktif titreşim kontrolünde sistemin doğrusal davranışı için sabit kazanım kontrolörü ve doğrusal olmayan davranışı için sabit genlik kontrolörü ile kontrol sağlamışlardır.

Hanagud vd. (1987) tarafından doğrusal elastik kirişin aktif titreşim kontrolünde limitli durum geri beslemesi kullanan durum ve kontrol için ikinci dereceden performans girdisi ve denklem hata yaklaşımına dayalı yapısal dinamik sistem teşhisi yaklaşımı ile piezo seramik sensör – aktüatörler kullanılarak, durum ve kontrolün ikinci dereceden girdisi minimize edilmiş, kontrol prosedürleri oluşturulmuş, karşılıklı ve eş konumlu geri besleme ile bütün modları kısa bir sürede sönmelenmesi hususunda iyi performans gösterdiği belirtilmiştir.

Kim ve Jones (1991) aktif titreşim ve gürültü kontrolünde piezo aktüatörlerin optimum tasarımı üzerine yaptıkları çalışmada, piezo aktüatörlerin kalınlığının çelik malzeme ile çalıştığında yarısı kadar, alüminyum malzeme ile çalıştığında dörtte biri kadar olması gerektiği sonucuna varmışlardır. Aktif yapısal akustik kontrolde, sistemin yapısal akustik cevabı hedef fonksiyonu seçilerek piezo aktüatörlerin optimum boyut ve plaka üzerindeki yerlerinin belirlenmesi yaklaşımı ile poliviniliden florür sensör (piezoelektrik) ve PZT aktüatörler kullanılarak basit mesnetli plaka için piezo sensörlerin yapısal akustikte hata mikrofonları yerine kullanılabileceği, optimum tasarlanmış PZT kontrolörünün global ses azaltılmasını sağladığı gösterilmiş (Clark ve Fuller, 1992a, 1992c; Wang vd., 1994), sistemin yapısal akustik gürültüsünün piezoelektrik sensörler ve adaptif LMS algoritmaları kullanılarak akustik yayılım minimize edilmeye çalışıldığında, sistem rezonans halindeyken 20-30 dB ses seviyesinde azalma, rezonans halinde değilken 15 dB ses seviyesinde azalma görülmüştür (Clark ve Fuller, 1992-b).

Snyder ve Tanaka (1993) aktif ses ve titreşim kontrolü için korunum denklemlerindeki global hata kriterini kullanarak, yapısal modları ortogonal olarak gruplandırma yoluyla akustik güç yayılımının minimize edilmesi, adaptif ileri beslemeli kontrol yaklaşımı ve piezoelektrik polimer film sensör ve piezo seramik aktüatörler kullanarak ve kapalı bir ortamda ses iletimi azaltılması yapabilmek amacıyla adaptif ileri beslemeli sistemlerde yapısal modal hız ölçümünün hata sinyalleri olarak ölçülmesi yöntemi ile yapılan titreşim kontrolü yaklaşımının uygulanabilir olduğunu, ancak pratikte her problemin ayrı değerlendirilmesi gerektiğini göstermişlerdir.

Chandrashekra ve Agarwal (1993) tarafından tabakalı kompozit ankastre plakanın aktif titreşim kontrolü için diferansiyel denklemleri birinci dereceden kayma deformasyonu teorisine göre çıkarılmış, piezoelektrik sensör ve metal plaka arasındaki oluşan yük/akım, sabit-kazanım negatif hız/pozitif konum geri beslemeli kontrol algoritması ile eşleştirilerek plakanın ayırık cevabının aktif kapalı döngüde kontrolü yöntemleri uygulanmış ve piezo seramiklerin kütle ve rijitliklerinin modele dahil edilmesinin sistemin süreksiz cevabına etkisinin büyük olduğu ve negatif-hız geri beslemesinin pozitif-konum geri beslemesine nazaran daha iyi performans gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Liu vd. (1994) esnek yapıların titreşim kontrolünde gözlemlenebilirlik ve kontrol edilebilirlik için tekil değer ayrışımı metodu kullanarak tekil değer matrislerini gözlemlenebilirliğin ve kontrol edilebilirliğin bir ölçütü olarak tanımlamışlar ve geniş boyutlu uzay araçlarının titreşim kontrolünde tekrarlayan veya birbirine çok yakın olan mod frekansları nedeniyle karmaşıklaşan problemlerin tekil değer ayrışımı kullanılarak ve giriş matrisinin kontrol edilebilirlik olarak tanımlanmasıyla daha net bir şekilde tanımlanabileceğini ortaya koymuşlardır.

Chen vd. (1997) akıllı kompozit plaka yapısının aktif titreşim kontrolü ve titreşim azalımı üzerine yaptıkları çalışmalarında, negatif hız geri besleme kontrol yasası ve piezoelektrik aktüatörler kullanarak, yer değişimi sönüm genliğinin ve sönüm oranı geri besleme kazanımı arttıkça arttığı ve dağınık parametrelili sistemde akıllı yapılar kullanılarak aktif titreşim kontrolünün yapılabileceği sonucuna varmışlardır.

Han vd. (1997) tabakalı kompozit ankastre kiriş ve tabakalı kompozit ankastre plakaların aktif titreşim kontrolünde, ikinci dereceden lineer gaussian kontrol algoritması, geri beslemeli kontrol sistem tasarımı ve piezoelektrik sensör – aktüatör çiftlerini kullanmışlar ve ankastre kirişte birinci ve ikinci eğilme modlarının kontrol edilebildiğini ve ankastre plakanın eğilme ve burulma modlarında, simultane kontrol ile titreşim seviyesinde kayda değer bir azalma oluşturulabildiğini göstermişlerdir. Peng vd. (1998) tarafından ankastre kompozit kirişin aktif titreşim ve pozisyon kontrolü için üçüncü dereceden tabaka teorisi tabanlı sonlu elemanlar modeli, modal süper pozisyon tekniği ve Newmark - β yöntemi ile nümerik çözüm uygulanmış; piezoelektrik sensör – aktüatör çifti kullanılan sistemde, sensör ve aktüatörlerin şekil kontrolü ve titreşim azaltma etkisinin yüksek olduğu ve sensör aktüatör çiftlerinin yüksek gerilim bölgelerine yerleştirilmeleri gerektiği, ayrıca sensör aktüatör çiftinin toplam sayısının akıllı yapıların kontrol performansında genellikle olumlu etki ettiği sonucuna varmışlardır.

Padula vd. (1998) aktif yapısal akustik kontrol üzerine yaptıkları çalışmada, hava araçlarının kabinlerinde meydana gelen gürültünün sönümlenmesi için aktif gürültü kontrolü prensibi içerisinde optimum sensör aktüatör yerleşimi için klasik modal yöntemler yerine tabu arama yönteminin kullanılmasını önermişler, bu yöntemin kullanılmasının daha iyi gürültü sönümleme değerleri verdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Vipperman ve Clark (1998) sabit mesnetlenmiş plakanın aktif yapısal akustik kontrolünde çok değişkenli geri beslemeli kontrol sistemi, H2 optimum kontrol yasası ve piezoelektrik sensör – aktüatör çifti kullanarak Rezonans halindeki piezo yapıda 15 dB'e kadar seste azalmaya ulaştıklarını öne sürmüşlerdir.

Kim ve Brennan (1999) kapalı bir hacmin duvarında bulunan plakanın harmonik ses iletiminin aktif kontrolü için tekil nokta kuvvet aktüatörü, tek akustik piston kaynağını önce ayrı ayrı, daha sonra ikisini eş zamanlı olarak çalıştırmışlar, tekil nokta kuvvet aktüatörünün plaka baskın modlarını kontrol etmekte, akustik pistonun iste boşluktaki baskın modları kontrol etmekte daha iyi performans gösterdiklerini bulmuşlar, iki sistemin hibrit kullanılmasının en iyi sonuca verdiğini belirtmişlerdir.

Berkhoff (2000) tarafından plaka elemanının aktif yapısal akustik kontrolü için yakın bölge basıncı ve ağırlık plaka hızlarından çıkarılan hata sinyallerine uygun sensör şema tasarımı yapılmış, piezoelektrik sensör aktüatör çifti kullanılan düzende, düşük frekanslarda optimuma yakın sonuçlar alındığını belirtmiş ve belirli sayıda verilen hata sinyalleri kontrolör tarafından minimize edildikçe, frekansa bağlı bağımsız ağırlık verme durumunun, kontrolörün daha az karmaşık hale gelmesini sağladığı sonucuna varmıştır.

Balamurugan ve Narayanan (2001) tarafından piezo tabakalı kabuk / plakanın aktif titreşim kontrolünde PZT piezo seramik sensör – aktüatör çifti olarak tanımlanmış ve kabuk elemanı kayma esnek eğimli çizgisel kabuk teorisi ve alan süreklilik prensibi ile oluşturulmuş Lyapunov geri beslemeli kontrol algoritması kullanılarak, kabuk ucunda rastgele yük ve darbe yükü için kontrol sistemi ile titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir.

Caruso vd. (2003) tarafından ankastre plakanın aktif titreşim kontrolünde eletromekanik yapı ile modal model bağlaşımı, sonlu elemanlar formülasyonu ve modal azaltma kontrolörün tasarımında kullanılmış ve H2 kontrol yasaları kontrolöre uygulanarak, piezoelektrik yamaların sensör ve aktüatör olarak tanımlandığı sistemde kontrolörün tasarımında uygun modelin oluşturulmasıyla, birden çok sensör ve aktüatörün kullanılmasının titreşim kontrolü performansı için kritik olduğu gösterilmiştir.

Qiu vd. (2007) tarafından akıllı esnek ankastre plakanın aktif titreşim kontrolünde, piezo seramik yamalar sensör ve aktüatör olarak tanımlanmış, ankastre plakanın gözlemlenebilirliğine ve kontrol edilebilirliğine bağlı olarak aktüatör - sensörlerin optimum yerleşimi yöntemi ile titreşim sönümleme kontrolü için pozitif pozisyon geri beslemesi ve PD kontrol algoritması kullanılarak sistemden alınan sonuçlara göre kontrol yönteminin uygulanabilir görüldüğü ve optimum yerleşim yönteminin etkili olduğu bulunmuştur.

Ray ve Shivakumar (2009) kompozit plakanın aktif titreşim kontrolü için, Panda ve Ray (2009) ise fonksiyonel derecelendirilmiş kompozit plakanın aktif titreşim kontrolü için; tabakalı ince kompozit plakaların geometrik doğrusal olmayan süreksiz titreşimlerinin aktif sınırlandırılmış tabaka sönümlemesi ile kontrolü, zaman bölgesi işlemleri için Golla - Hughes - McTavish yöntemini viskoelastik tabakayı modellemek için kullanılmışlar ve ACLD tabakalarının karşıt bükümlü ve simetrik olmayan açılı bükümlü plakaların doğrusal olmayan geometrik titreşimlerini sönümlemede önemli gelişme gösterdiğini belirtmişlerdir.

Durand ve Soize (2008) yapısal akustik sistem modellerindeki kesinsizlikler için olasılıksal yaklaşım yapmışlar, bu yaklaşımın optimizasyon problemlerinin çözümünde dağınık parametreler oluşturulmasına olanak sağladığını göstermiş ve bu parametrelerin geçerliliğinin onaylanması için deneyler yaparak bir veri tabanı oluşturmuşlardır.

Bruant vd. (2010) basit mesnetli plakanın aktif titreşim kontrolünde iki adet optimizasyon kriteri kullanmışlar, iyi gözlemlenebilirlik ya da yapının kontrol edilebilirliği ve artık modları da göz önüne alarak taşıma etkisi sınırlandırmışlar, optimum algoritmanın bulunması için genetik algoritma, piezoelektrik sensör ve aktüatör çifti kullanarak genetik algoritmaların ilgili optimizasyon problemlerine iyi adapte olduğu ve iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir.

Ma vd. (2014) tarafından üç panelli yapının aktif gürültü kontrolünde, merkezdeki plaka üzerinde nokta kuvvet aktüatörü tanımlanmış, durumun transfer empedans matrisi ve orta plaka davranışı numerik yaklaşım olarak hesaplanmış, üç panelli yapının üzerinden iletilen ses enerjisi dolaylı olarak üç plakanın ses yayılım gücü ile sonuçlandırılmış, kontrol edilmiş ve edilmemiş durumlara göre enerji iletiminin davranışındaki değişimler incelenmiş ve sonuçlarda paneller üzerinde dört farklı modda dört farklı enerji iletim yolu olduğu görülmüş, her yolda enerji iletiminin bağımsız olduğu ve hepsinin bant geçici olduğu anlaşılmış, paneller arasındaki hava ve nokta kuvvet aktüatörünü bulunduran orta plakanın bu filtre davranışını sergilediği ve bu durumun gürültü kontrolü yapısına olumlu yönde yansıdığı sonucuna varılmıştır.

Jeong vd. (2016) çalışmalarında kapalı bir hacmin içerisinde akustik bozucu etki altında titreşim halinde bulunan plakada meydana gelen ve hacmin dışına ulaşan dış gürültüyü kontrol etmek istemişler ve çok kanallı aktif kontrol (filtrelenmiş-x LMS algoritması), dağınık parametre, çoklu mod kontrolü, optimum piezo seramik aktüatör yerleşimi kullanarak, aktif gürültü kontrolü için plakaya bir ivme ölçer ve o plakaya bitişik bir hata mikrofonunu hata sensörü olarak yerleştirmişler ve beyaz gürültü akustik bozucu etkisi altında kullanılan çok kanallı kontrol ile global modlarda 10 dB, tekil frekans bozucu etkisinde 20-50 dB gürültü azalımı sonuçlarını elde etmişlerdir.

Loghmani vd. (2016) tarafından silindirik kabuğun modal yapısal akustik algılamasında piezoelektrik sensörler kullanarak titreşim halindeki silindirik kabuktan yayılan ses basıncı değerinin modal yapısal akustik algılama ile değer tahmini; Donnel - Mushtari kabuk teorisi ile silindirik kabuk - piezoelektrik ilişki denklemi çıkarılarak, piezoelektrik sensör pozisyonları; gözlemlenebilirlik gradyan matrisine bağlı olarak genetik algoritmalarla optimize edilmiş, Kirchhoff - Hemholtz integrali silindirik kabuktan yayılan ses basıncını kestirmek için kullanılmış ve nümerik simülasyonlar yürütülerek önerilen yaklaşımlarının ayırık akustik algılama ve dağınık modal sensör yaklaşımlarına göre avantajı gösterilmiştir ve bu işlemlerin sonucunda yöntemin kestirim hassasiyetini arttırdığı ve gereken sensör sayısını azalttığı görülmüştür.

Abdeljaber vd. (2016) ankastre plakanın aktif titreşim kontrolünde yapay sinir ağları tabanlı bir kontrolörü piezoelektrik yamalara optimum voltaj uygulayabilmesi için tasarlamışlar, uygun aktüatör komutunun hesaplanması için nörokontrolörün yanında Kalman filtresi kullanmışlar, ankastre plakanın gelecekteki cevabının kestirilmesi için benzetici alt yapay sinir ağları kullanılarak ana yapay sinir ağını eğitmişler ve yapay sinir ağı kontrolörünün ankastre plakanın titreşim cevabını hatırı sayılır şekilde azalttığı ve kontrolörün başarısının, sağlamlığının yükün uygulandığından, dağılımından bağımsız olduğunu bulmuşlardır.

Chabra vd. (2015) basit mesnetli plakanın aktif titreşim kontrolünde modifiye edilmiş kontrol matrisi ve tekil değerler ayrışımı yaklaşımını uygulamışlar, bu yaklaşımı

uygunluk fonksiyonu olarak değerlendirip, aktüatörlerin optimum konumlarını modifiye edilmiş buluşsal genetik algoritma ile belirlemişler ve ikinci dereceden doğrusal kontrolör kullanarak birincil titreşim modları baskılanması sonucunda, elde edilen piezoelektrik aktüatör yama pozisyonlarının daha iyi titreşim sönümlemesi, azaltılmış bilgisayar işlem gerekliliği ve global optimum pozisyonlarını sağladığı sonucuna ulaşmışlardır.

Hegenna ve Joglekar (2016) ankastre kompozit kirişin aktif titreşim kontrolü için kiriş yüzeyine bağlanmış PZT yamaların pozisyon değişikliğinin titreşim üzerine etkisini incelemişler ve algılanan dalga şekline göre faz dışı bir dalga aktüatörlere gönderildiğinde titreşim seviyesinin azaldığı ve titreşim kaynağı ile aktüatör arasındaki mesafenin titreşim genliği ile doğru orantılı olduğunu deneysel olarak göstermişlerdir.

Liu vd. (2017) tarafından çalışan bir makine elemanın aktif titreşim ve akustik kontrolü için dar bant filtrelenmiş-x en küçük kareler algoritması ile ortogonal çift hal frekans düzenleyici kullanılarak, referans frekans uyumsuzluğunun önüne geçilmeye çalışılmış, adaptif kontrol problemi bu şekilde parametre takip problemine dönüştürülmüş ve simülasyon sonuçları ile önerilen algoritmanın çok frekanslı gürültü ve titreşim seviyelerini önemli ölçüde azalttığı ve deneysel testte milin açısal eksantriklik sinyali birincil gürültü kaynağı olarak belirlenmiş ve IIR modeli gerçek bir yapıdan tanımlanarak ikincil yol olarak simüle edilerek önerilen algoritmanın dayanıklı ve efektif olduğu sonucuna varılmıştır.

Ma vd. (2017) tarafından helikopter kabini içerisinde oluşan çok frekanslı gürültü için dişli kutusu gergi kolu teknik yaklaşımına dayanan aktif yapısal gürültü kontrolü yapılmış, çok frekanslı dişli kutusu titreşimi ve bundan kaynaklı meydana gelen gürültüyü azaltmak için, kayar modlu ayırık kestirim modeli tasarlanmış, bu bir helikopter modeli üzerine uyarlanmış ve sonuçlarda helikopter kabin içi gürültüsünün 15 dB ile 31 dB arasında azaldığı ve tonların frekans modülasyonunun zayıfladığı gösterilmiştir.

Literatürdeki yöntemlerde bir arada gürültü ve titreşim kaynaklarının kullanımının esnek yüzeylerde eksik kaldığı görülmüştür. Tekil değerlere ayrıştırma ve iteratif öğrenme algoritmaları gibi yöntemlerin bir arada kullanılması lineer olmayan kısmi türevli denklemler ile ifade edilen problemlerin çözümünde oldukça başarılı olacağı anlaşılmaktadır. Bu yöntemler bir arada kullanıldığında birbirlerinin eksikliklerini kapatarak istenilen değerlere oldukça başarılı bir şekilde ulaşma potansiyeline sahiptirler. Bu yöntemler ayrı ayrı bilinmekte ve çeşitli alanlara başarı ile uygulanmakla birlikte, esnek yüzeylerdeki titreşim ve akustik kontrolüne birleştirilerek uygulanmamıştır. Bu açıdan önemli bir özgünlük değeri taşımaktadır. Bu şekli ile klasik olarak kullanılan pasif titreşim izolasyonu yöntemlerine karşı önemli bir üstünlük sağlayacağı tahmin edilmektedir. Ayrıca bu yöntemlerin birleştirilerek uygulanmasından elde edilecek bilgi ve tecrübenin başka tasarım alanlarına da uygulanabilecek olması bu çalışmanın bir diğer önemli kazanımı olacaktır.

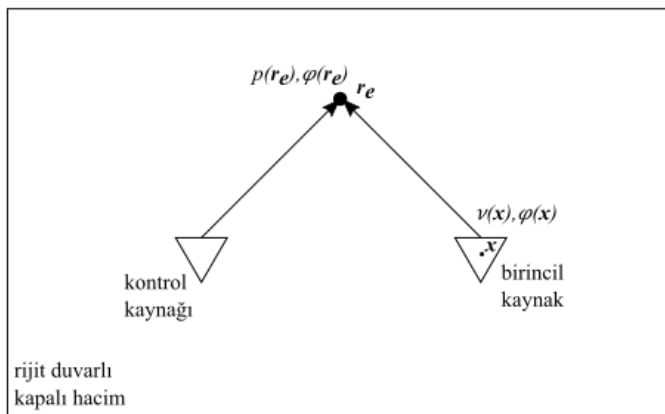
3. MATERYAL VE METOT

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen kapalı hacimde aktif gürültü kontrolü için öncelikle ileri beslemeli, düşük frekans değerine sahip, bozucu etkili kontrol üzerinde durulmuştur. Bunun için oluşturulan ilk denklem takımları kapalı boşluk içerisindeki ses kaynakları ile ilgili iken daha sonraki denklem takımları kapalı boşluk içerisine iletilen ses ile ilgilidir. Burada amaçlanan, yürütücü denklemlerin matris formunda elde edilmesi ve bu denklemlerden çeşitli hata kriterlerine göre optimum kontrol kaynağı çıktıların alınmasıdır. İlgili modeller vasıtasıyla ileri beslemeli kontrol uygulamaları için kaynak – sensör düzenleri ve kontrol mekanizmaları incelenmiştir. Kapalı boşluk akustik denklemlerinin çıkarılmasında literatürde en fazla kabul gören modal yaklaşım baz alınmıştır (Hansen vd. 1997).

3.1. Kapalı Boşlukta Harmonik Ses Alanlarının Ayırık Hata Noktalarında Kontrolü

Rijit kapalı boşluklarda akustik alanlarının kontrolü ileri beslemeli sistem için iyi bir başlangıç noktasıdır. Boşluğu çevreleyen duvarların rijit olduğu kabul edildiği için hacmin tüm sınırlarının da bölgesel olarak tepki verdiği kabulü yapılmaktadır. Buna bağlı olarak da hacmin dış sınırlarına bağlı olarak iç kısımda dalga hareketinin meydana gelmesi mümkün olmamaktadır ve kapalı bölgedeki ses sadece sistemin içerisindeki ses kaynakları nedeniyle oluşmaktadır. İlgili sistem incelenerek akustik basıncın minimize edilebilmesi için hata algılama noktaları ve akustik kontrol kaynakları arasında ilişkiler oluşturulmuştur. İzlenen yöntemde ise öncelikle kapalı hacmi tanımlayan yürütücü denklemler matris ifadeleri olarak formüle edilmiş, ardından kontrol kaynağı çıktı verilerinin kolaylıkla hesaplanabilmesi için bu matrislere bağlı hata kriterleri tanımlanmıştır. İşlemlerin ardından verilen kontrol kaynağı düzenine göre en iyi sonucu elde edebilmek amacıyla rijit kapalı ses alanının global minimize edilme durumu incelenmiştir.

Kapalı bir hacim içindeki ses alanı sonsuz adet φ akustik modlardan oluşmaktadır. Şekil 3.1’de görüldüğü üzere kapalı hacmin herhangi bir $\mathbf{r}_e$ konumunda akustik kaynak dağılımına bağlı olarak birinci modda oluşan, ses basıncı $p(\mathbf{r}_e)$ parametresini veren (3.1) bağıntısı ile tanımlanır.



Şekil 3.1 Rijit duvarlı kapalı hacmin aktif kontrol düzeni

$$p_l(\mathbf{r}_e) = j\rho_0\omega \int_V \frac{\varphi_l(\mathbf{r})\varphi_l(\mathbf{r}_e)}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} s(\mathbf{r}) d\mathbf{r} \quad (3.1)$$

Burada ρ_0 akustik ortamın yoğunluğu, ω tahrik frekansı, $s(\mathbf{r})$ birim hacim başına düşen hacim hızına bağlı akustik kaynak gücü, $\varphi_l(\mathbf{r})$ kapalı hacmin $\mathbf{r}$ konumundaki l modunun akustik mod şekli, $\varphi_l(\mathbf{r}_e)$ kapalı hacmin $\mathbf{r}_e$ konumundaki l modunun akustik mod şekli ve Λ_l ise l akustik modunun hacim normalizasyonu olup denklem (3.2) ile ifade edilir.

$$\Lambda_l = \int_V \varphi_l^2(\mathbf{r}) d\mathbf{r} \quad (3.2)$$

κ_l büyüklüğü l akustik modu ile ilişkili özdeğer, k tahrik frekansındaki akustik dalga numarasıdır. Denklem (3.1) ve (3.2)'deki integrallerinin hepsi tüm hacim V üzerine alınmaktadır. Burada sistem modellerine akustik sönümleme parametresi de eklenmektedir. Bu nedenle $\kappa_l = \omega_l/[c_0(1 - j2\zeta_l)]$ olarak tanımlanıp boşluğun kompleks özdeğeridir, sanal kısım akustik modal sönümlemeyi tanımlamaktadır ve ζ_l ilgili modun viskoz sönümleme katsayısıdır.

Kapalı bir hacimde tek birincil monopol kaynağı ve tek monopol kontrol kaynağının çalışır durumda olduğu düşünüldüğünde aktif kontrol sisteminin amacı $\mathbf{r}_e$ hata algılama konumundaki l 'inci akustik modal ses basıncını minimize etmektir. (3.1) denkleminde $\mathbf{r}_q$ konumunda çalışan monopol ses kaynağına bağlı olarak oluşan $\mathbf{r}_e$ konumundaki modal ses basıncı ise (3.3) denklemine dönüşür.

$$p_l(\mathbf{r}_e) = j\rho_0\omega \int_V \frac{\varphi_l(\mathbf{r}_q)\varphi_l(\mathbf{r}_e)}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} q\delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_q) d\mathbf{r} \quad (3.3)$$

Burada kaynak gücü $s(\mathbf{r})$, monopol kaynak hacim hız genliği q ve Dirac delta fonksiyonu $\delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_q)$ 'nin çarpımına eşittir. (3.3) denklemindeki integralin hesaplanmasıyla modal ses basıncı (3.4) ifadesi ile bulunur.

$$p_l(\mathbf{r}_e) = j\rho_0\omega q \frac{\varphi_l(\mathbf{r}_q)\varphi_l(\mathbf{r}_e)}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \quad (3.4)$$

Burada göz önüne alınan sistem lineer olduğundan hacim içerisinde $\mathbf{r}_e$ konumundaki ses basıncı, birincil ve kontrol kaynakları her ikisi de çalışırken bu iki bileşenin süperpozisyonuna eşit olacaktır.

$$p_l(\mathbf{r}_e) = p_{p,l}(\mathbf{r}_e) + p_{c,l}(\mathbf{r}_e) \quad (3.5)$$

(3.5) denklemi (3.4) denklemi kullanılarak genişletildiğinde, kontrol kaynağı hacim hızı tercihinine bağlı olarak $\mathbf{r}_e$ konumundaki modal ses basıncının tamamen yok edilebileceği gösterilebilmektedir.

$$q_c = -q_p \frac{\varphi_l(\mathbf{r}_p)}{\varphi(\mathbf{r}_c)} \quad (3.6)$$

Burada $\mathbf{r}_p$ ve $\mathbf{r}_c$ sırasıyla birincil ve kontrol kaynağı monopollerinin konumlarıdır. (3.6) ile verilen denklemde $\mathbf{r}_e$ hata konumunun yer almadığı dikkate alınmalıdır, çünkü tek bir mod için tek bir konumda akustik basıncı yok etmek tüm konumlarda akustik basıncın yok edilmesi durumuna eşdeğerdir.

Kapalı bir boşlukta tek bir modun değerlendirmeye alınmasıyla tüm sistemin temsil edilmesi pek mümkün olmadığından (3.6) denkleminden hassas olarak değer elde etmek zor olmaktadır. Teorik olarak kapalı bir hacmin tam modellenmesi için sonsuz sayıda akustik modun değerlendirilmeye alınması gerekmektedir.

$$p_l(\mathbf{r}_e) = j\rho_0\omega \int_V \frac{\varphi_l(\mathbf{r})\varphi_l(\mathbf{r}_e)}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} s(\mathbf{r}) d\mathbf{r} = j\rho_0\omega \int_V G_a(\mathbf{r}|\mathbf{r}_e) s(\mathbf{r}) d\mathbf{r} \quad (3.7)$$

Burada $G_a(\mathbf{r}|\mathbf{r}_e)$ kapalı alan akustik Green fonksiyonudur ve (3.8) denklemiyle ifade edilir.

$$G_a(\mathbf{r}|\mathbf{r}_e) = \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\varphi_l(\mathbf{r})\varphi_l(\mathbf{r}_e)}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \quad (3.8)$$

Düşük modal yoğunluklu (düşük frekans tahrikli) kapalı boşluklarda, sonsuz toplamının görece düşük sayıda N_n moda indirgenmesi ile yeterli düzeyde doğru sonuçlar elde edilebilir. Bu indirgenmiş toplam yöntemi kullanılarak (3.7) denklemindeki integral ifadesi tekrar yazıldığında (3.9) denklemi elde edilir.

$$p(\mathbf{r}_e) = j\rho_0\omega \sum_{l=1}^{N_n} \frac{\varphi_l(\mathbf{r}_e)}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \int_V \varphi_l(\mathbf{r}) s(\mathbf{r}) d\mathbf{r} \quad (3.9)$$

Bu şekilde ifade edildiğinde denklem (3.9) integrali modal genelleştirilmiş hacim hızı olarak gösterilebilmektedir. Akustik kaynak dağılımı $s(\mathbf{r})$ değerini kompleks hacim hızı genliği q ve $z(\mathbf{r})$ transfer fonksiyonun skaler çarpımı olarak göstererek bu integral tekrar ifade edilirse (3.10) ifadesine ulaşılır.

$$\int_V \varphi_l(\mathbf{r}) s(\mathbf{r}) d\mathbf{r} = q \int_V \varphi_l(\mathbf{r}) z_v(\mathbf{r}) d\mathbf{r} = q\varphi_{g,l} \quad (3.10)$$

Burada $\varphi_{g,l}$ l 'inci modun modal genelleştirilmiş hacim hızı transfer fonksiyonu olup bir birim genlikteki kaynak hacim hızı için o modun hacim hızı tahrik durumunu tanımlamaktadır.

$$\varphi_{g,l} = \int_V \varphi_l(\mathbf{r}) z_v(\mathbf{r}) d\mathbf{r} \quad (3.11)$$

Eğer ilgilenilen kaynak akustik bir monopol olarak modellenebilecek kadar küçükse modal genelleştirilmiş hacim hızı (3.12) ile verilebilir.

$$q\varphi_{g,l} = \int_V \varphi_l(\mathbf{r}) q \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_q) d\mathbf{r} = q\varphi_l(\mathbf{r}_q) \quad (3.12)$$

Böylece modal genelleştirilmiş hacim hızı transfer fonksiyonu $\varphi_{g,l}$ basitçe monopol kaynak konumundaki mod şeklinin değeri halini alır.

$$\varphi_{g,l} = \int_V \varphi_l(\mathbf{r}) \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_q) d\mathbf{r} = \varphi_l(\mathbf{r}_q) \quad (3.13)$$

(3.9) denkleminde geri dönüldüğünde, modal toplamaların indirgenmesiyle kapalı boşluk içerisinde herhangi bir $\mathbf{r}_e$ konumundaki toplam akustik basıncın belirli matris setlerinin skaler çarpımları olarak ifade edilebileceği görülebilmektedir. Bu matrisler veya vektörler oluşturulmak istendiğinde öncelikle, $(N_n \times 1)$ modal genelleştirilmiş hacim hızı transfer fonksiyonu vektörü (3.14) denklemi ile tanımlanır.

$$\boldsymbol{\varphi}_g = \begin{bmatrix} \varphi_{g,1} \\ \varphi_{g,2} \\ \vdots \\ \varphi_{g,N_n} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Terimleri birim modal genelleştirilmiş hacim hızı için akustik modların kompleks genliklerini tanımlayan, akustik modal transfer fonksiyonu ise $\mathbf{Z}_a$ ($N_n \times N_n$) köşegen matrisi olup, (3.15) ifadesi ile tanımlanır.

$$Z_a(i, i) = \frac{j\rho_0\omega}{\Lambda_i(\kappa_i^2 - k^2)} \quad (3.15)$$

Kapalı hacmin $\mathbf{r}_e$ konumundaki $(N_n \times 1)$ mod şekil değerleri vektörü $\boldsymbol{\varphi}(\mathbf{r}_e)$ ile tanımlanır.

$$\boldsymbol{\varphi}(\mathbf{r}_e) = \begin{bmatrix} \varphi_1(\mathbf{r}_e) \\ \varphi_2(\mathbf{r}_e) \\ \vdots \\ \varphi_{N_n}(\mathbf{r}_e) \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Tüm matris ve vektör ifadelerinin tanımlanmasının ardından $\mathbf{r}_e$ konumundaki akustik basınç aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$p(\mathbf{r}_e) = \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}_e) \mathbf{Z}_a \boldsymbol{\varphi}_g q \quad (3.17)$$

Akustik basıncın matris formunda gösterilmesi, kapalı boşlukta ilgilenilen hata konumunda tüm N_n sayıda modellenen akustik mod etkileyicilerinin toplamlarından oluşan akustik basınç genliğini minimize eden kontrol kaynağı hacim hızının doğrudan hesaplanmasına imkân vermektedir.

Burada incelenen sistemler lineer olduğundan, kontrol sistemi çalışırken kapalı boşlukta herhangi bir konumdaki toplam akustik basınç, birincil ve kontrol sistem bileşenlerinin toplamına eşit olacaktır.

$$p(\mathbf{r}_e) = p_c(\mathbf{r}_e) + p_p(\mathbf{r}_e) \quad (3.18)$$

(3.18) ifadesinden yola çıkılarak kontrol ve birincil kaynak dağılımlarının çalışması sırasında $\mathbf{r}_e$ konumundaki akustik basınç genliğinin karesi (3.19) ifadesine eşit olarak bulunur.

$$|p(\mathbf{r}_e)|^2 = p(\mathbf{r}_e)^* p(\mathbf{r}_e) = [p_c(\mathbf{r}_e) + p_p(\mathbf{r}_e)]^* [p_c(\mathbf{r}_e) + p_p(\mathbf{r}_e)] \quad (3.19)$$

(3.17) kullanılarak bu denklem tekrar yazılırsa (3.20) ifadesine ulaşılır.

$$|p(\mathbf{r}_e)|^2 = q_c^* a q_c + q_c^* b + b^* q_c + c \quad (3.20)$$

Burada a , b ve c ifadeleri sırasıyla (3.21), (3.22) ve (3.23) denklemlerine eşittir.

$$a = \boldsymbol{\varphi}_{gc}^H \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \boldsymbol{\varphi}_{gc} \quad (3.21)$$

$$b = \boldsymbol{\varphi}_{gc}^H \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \boldsymbol{\varphi}_{gp} q_p \quad (3.22)$$

$$c = q_p^* \boldsymbol{\varphi}_{gp}^H \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \boldsymbol{\varphi}_{gp} q_p \quad (3.23)$$

Burada $\mathbf{Z}_p$ matrisi (3.24) ile verilir.

$$\mathbf{Z}_p = \boldsymbol{\varphi}(\mathbf{r}_e) \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}_e) \quad (3.24)$$

(3.21 – 23) denklemlerindeki p ve c alt indisleri birincil ve kontrol kaynağı ile ilgili büyüklükleri göstermektedir. Buradaki önemli bir nokta $\mathbf{Z}_p$ ile ilgilidir. Bu parametre gerçek, simetrik bir matris olup, etkin bir şekilde akustik modal genlikleri minimize eden bir ağırlık matrisidir.

Denklem (3.20) kapalı boşluğun herhangi bir $\mathbf{r}_e$ konumunda akustik basınç genlik karesinin, kompleks kontrol kaynağı hacim hızı q_c nin gerçek ikinci dereceden fonksiyonu olduğunu göstermektedir. Denklemler reel ve sanal kısımlardan oluşacak şekilde tekrar yazılırsa bu durum daha net olarak görülebilir.

$$|p(\mathbf{r}_e)|^2 = a q_{cR}^2 + 2b_R q_{cR} + a q_{cI}^2 + c \quad (3.25)$$

Burada I ve R alt indisleri sırasıyla reel ve sanal bileşenleri temsil etmektedir. Hacimsel hızın değeri (3.25) denkleminin reel ve sanal bileşenlerine göre türevinin alınmasıyla ve sonuç gradyanının sıfıra eşitlenmesiyle bulunabilir.

$$\frac{\partial |p(\mathbf{r}_e)|^2}{\partial q_{cR}} = 2a q_{cR} + 2b_R = 0 \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial |p(\mathbf{r}_e)|^2}{\partial q_{cI}} = 2a q_{cI} + 2b_I = 0 \quad (3.27)$$

Sanal denklem (3.26) j ile çarpılıp gerçek denklem (3.27)'ye eklenirse optimum kontrol kaynağı hızı için (3.28) ifadesi elde edilir.

$$q_{c,p} = -a^{-1}b \quad (3.28)$$

Burada c, p alt indisi minimize edilmiş bir basınç hata kriterine göre türetilmiş kontrol kaynağı hacimsel hızını ifade etmektedir. Eğer bu kontrol kaynağı hacimsel hız denklemi (3.20)'de tekrar yerine yazılırsa, basınç genliği karesinin minimumu (3.29) ile verilen aşağıdaki hale dönüşür.

$$|p(\mathbf{r}_e)|_{min}^2 = c - b^* a^{-1} b = c + b^* q_{c,p} \quad (3.29)$$

Burada c değeri hata kriterinin değeridir ve $\mathbf{r}_e$ konumundaki akustik basınç genliğinin değeri sadece birincil kaynağa bağlıdır.

Akustik kontrolü sağlamak için tek kontrol kaynağı ve tek hata algılama noktası kabulü yapılan bu formülasyon birden fazla kontrol kaynağı ve hata algılama noktasını da kapsayacak şekilde genişletilebilir. N_e sayıda hata algılama noktası ve N_s sayıda çalışan ses kaynağı durumunda akustik kaynak noktasından oluşan kapalı boşluktaki ($N_e \times 1$) ses basınç vektörü (3.30) ile verilmiştir.

$$\mathbf{p}_e = \Phi_e \mathbf{Z}_a \Phi_g \mathbf{q} \quad (3.30)$$

Burada Φ_e hata algılama noktalarındaki akustik mod şekil fonksiyonlarından oluşan ($N_e \times N_n$) bir matristir.

$$\Phi_e = \begin{bmatrix} \varphi(\mathbf{r}_1)^T \\ \varphi(\mathbf{r}_2)^T \\ \vdots \\ \varphi(\mathbf{r}_{N_e})^T \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Φ_g parametresi N_s sayıda kaynak için modal genelleştirilmiş hacimsel hız transfer fonksiyonlardan oluşan ($N_n \times N_s$) bir matrisidir.

$$\Phi_g = [\varphi_{g1} \quad \varphi_{g2} \quad \dots \quad \varphi_{gN_s}] \quad (3.32)$$

(3.30) denklemindeki $\mathbf{q}$ ifadesi ise ($N_e \times 1$) boyutunda karmaşık kaynak hız genlikleri vektörüdür.

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_{N_s} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Bu büyüklüklerin kullanılmasıyla birincil ve kontrol kaynaklarının birlikte çalıştığı sırada tüm hata algılama noktalarındaki akustik basınç genlikleri vektörü aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\mathbf{p}_e = \mathbf{p}_{ce} + \mathbf{p}_{pe} = \Phi_e \mathbf{Z}_a \Phi_{gc} \mathbf{q}_c + \Phi_e \mathbf{Z}_a \Phi_{gp} \mathbf{q}_p \quad (3.34)$$

Burada $\mathbf{p}_{pe}$ ve $\mathbf{p}_{ce}$ ($N_e \times 1$) boyutunda, birincil ve kontrol kaynakları aynı anda

çalışırken sırasıyla hata algılama noktalarında birincil ve kontrol kaynağı basınçları vektörüdür. Buna bağlı olarak hata algılama noktalarındaki akustik basınç genliği karelerini veren denklem (3.35) ile verilmektedir.

$$\sum_{i=1}^{N_e} |p(\mathbf{r}_{ei})|^2 = \mathbf{p}_e^H \mathbf{p}_e = [\mathbf{p}_{ce} + \mathbf{p}_{pe}]^H [\mathbf{p}_{ce} + \mathbf{p}_{pe}] \quad (3.35)$$

(3.35) denklemi daha düzenli bir formda (3.36) ifadesi şeklinde yazılabilir.

$$\sum_{i=1}^{N_e} |p(\mathbf{r}_{ei})|^2 = \mathbf{q}_c^H \mathbf{A} \mathbf{q}_c + \mathbf{q}_c^H \mathbf{b} + \mathbf{b}^H \mathbf{q}_c + c \quad (3.36)$$

Bu denklemin $\mathbf{A}$, $\mathbf{b}$ ve c ifadeleri (3.37 – 39) denklemleri ile verilmiştir.

$$\mathbf{A} = \Phi_{gc}^H \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \Phi_{gc} \quad (3.37)$$

$$\mathbf{b} = \Phi_{gc}^H \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \Phi_{gp} \mathbf{q}_p \quad (3.38)$$

$$c = \mathbf{q}_p^H \Phi_{gc}^H \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \Phi_{gp} \mathbf{q}_p \quad (3.39)$$

$\mathbf{Z}_p$ matrisi bu aşamadan sonra birden fazla hata sensörü konumunda bağlıdır ve (3.40) denklemi ile ifade edilir.

$$\mathbf{Z}_p = \Phi_e^T \Phi_e \quad (3.40)$$

Denklem (3.36), ayırık hata algılama noktalarındaki akustik basınç genlikleri karesi olan genişletilmiş hata kriterinin, ikinci dereceden gerçek kontrol kaynağı hacimsel hızları vektörü olduğunu göstermektedir. Buna bağlı olarak denklem (3.36)'nın $\mathbf{q}_c$ 'ye göre türevi alınır ve elde edilen gradyan ifadesi sıfıra eşitlenirse optimum kontrol kaynağı hacimsel hızı vektörü elde edilir.

$$\frac{\partial \mathbf{p}_e^H \mathbf{p}_e}{\partial \mathbf{q}_{cR}} = 2\mathbf{A}_R \mathbf{q}_{cR} + 2\mathbf{b}_R = 0 \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial \mathbf{p}_e^H \mathbf{p}_e}{\partial \mathbf{q}_{cI}} = 2\mathbf{A}_I \mathbf{q}_{cI} + 2\mathbf{b}_I = 0 \quad (3.42)$$

Sanal kısım j ile çarpılıp reel kısma eklenmesiyle kontrol kaynağı hacimsel hızlarının optimum vektör ifadesi elde edilir.

$$\mathbf{q}_{c,p} = -\mathbf{A}^{-1} \mathbf{b} \quad (3.43)$$

(3.43) denklemi en basit haliyle (3.28) denkleminin birden fazla sensör ve kaynaklardan oluşan halini veren ifadedir. (3.43) denklemi (3.36) denkleminde yerine yazıldığında hata noktalarında ses basınç karelerinin minimum artakalan toplamını veren ifade elde edilmektedir.

$$[p_e^H p_e] = c - b^H A^{-1} b = c + b^H q_{c,p} \quad (3.44)$$

Eğer denklem (3.44)'deki ifade, hata algılama noktalarındaki akustik basınç genlikleri karelerini kolektif olarak minimize edecek kontrol kaynağı hacimsel kaynaklarının özgün bir vektörünü tanımlıyorsa, A matrisi pozitif tanımlı olmalıdır. Burada göz önüne alınan durum için ise, hata algılama noktaları ile kontrol kaynağı noktalarının aynı sayıda olması halinde gerekli şart sağlanmaktadır. Eğer hata algılama noktaları daha az ise A matrisi tekil olabilir ve dolayısıyla sonsuz sayıda optimum kontrol kaynağı hacimsel hız vektörleri (optimum kontrol kaynağı düzenleri) elde edilebilir. Eğer kontrol kaynağı sayısı ile hata algılama noktası sayısı eşitse optimum kontrol kaynağı hacimsel hız vektörleri genellikle hata noktalarında akustik basıncı tamamen sıfırlamaktadır. Eğer hata algılama noktalarının sayısı kontrol kaynağı noktalarının sayısından daha fazla ise hata noktalarındaki artakalan akustik basınç değeri muhtemelen sıfıra eşit olmayacaktır, ancak bu durum genel akustik güç azalma seviyeleri üzerinde olumsuz etki etmeyecektir.

Kapalı hacimlerde meydana gelen sesin sorumlusunun aynı hacim içerisinde bulunan bir ses kaynağı olduğu sistemlerin denklemlerinin çıkarılmasının ardından, ikinci aşama olan kapalı alanlardaki sesin zorlayıcı bir dış kuvvete bağlı olarak gerçekleşmesi durumunda kontrol sistemlerine geçilmesi gerekmektedir. Bu sistemler ise hava bölgeleri ile katı bölgelerini tanımlayan denklemler arasında bağlantılar kurmak gerektirdiğinden, bağlaşımlı kapalı hacimlerde ayırık konumlarda ses alanlarının kontrolü incelenmiş ve denklemler çıkarılmıştır.

3.2. Bağlaşımlı Kapalı Boşluk Ayırık Konumlarında Akustik Kontrol

Kapalı bir hacim içerisine dış bir kaynaktan gelen sesin aktarılmasının tanımlanabilmesi için titreşim kontrol kaynakları ile kontrol edilmesine yönelik bir yaklaşım yapılmakta ve sistemin matematiksel modeli belirlenmektedir. Bu kapsamda modal bağlaşım teorisi kullanılmıştır. Bu teoriye göre, titreşim ve akustik modlar arasında, “zayıf” bir modal bağlaşım bulunmaktadır. Öyle ki yapının vakum ortamında mod şekilleri ile rijit kapalı boşlukta mod bağlaşımı sağlanmış olan sistem cevabını belirlemek için kullanılabilir. Eğer akışkan ortamı hava gibi yüksek yoğunluk değerine sahip değilse ve yapı küçük değilse, zayıf bağlaşımının varlığı kabul edilebilir ve bu yaklaşım sistem cevabı için hassas bir model oluşturulmasına olanak tanır. Modal bağlaşım teorisinin kullanmanın avantajı, teorik olarak herhangi zayıf bağlaşım bulunduğu bir sistemin hesaba katılabilmesidir. Sadece yapısal ve akustik rezonans frekanslarının, ilgili mod şekil fonksiyonlarının ve aralarındaki bağlaşım hesaplarının bilinmesi yeterlidir.

İlk adımda yapı üzerinde hız seviyelerini veren bir ifade çıkarılır. Bunların bilinmesinin ardından iç kısımda meydana gelen ses alanı incelenebilmektedir. Titreşim halindeki bir yapının üzerindeki herhangi bir x konumundaki hız (3.45) denklemiyle verilir (Hansen vd. 1997).

$$v(x) = j\omega \int_S G_s(x'|x) [p_{ext}(x') - p(x')] dx' \quad (3.45)$$

Burada ω rad/sn biriminde olup ilgilenilen tahrik frekanstır, p_{ext} , p sırasıyla dış ve iç basınçlar olup, $\mathbf{x}$ ise titreşim halindeki yapının üzerindeki herhangi bir konum, $\mathbf{x}'$ yapısal eleman ile akustik alan arasında iletimin sağlandığı konumdur. $G_s(\mathbf{x}'|\mathbf{x})$ ise yapısal Green fonksiyonudur ve denklem (3.46) ile tanımlanmaktadır.

$$G_s(\mathbf{x}'|\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\psi_i(\mathbf{x}')\psi_i(\mathbf{x})}{M_i Z_i} \quad (3.46)$$

(3.46) denklemindeki Green fonksiyonunda $\psi_i(\mathbf{x})$ terimi yapının $\mathbf{x}$ konumunda bulunan i 'nci mod şekli olup, M_i ve Z_i ise sırasıyla modal kütle ve i 'nci modun vakumdaki yapısal girdi empedansıdır, bu parametreler (3.47a – b) denklemindeki ifadelerle tanımlanır.

$$M_i = \int_S m(\mathbf{x})\psi_i^2(\mathbf{x})d\mathbf{x}; \quad (3.47a)$$

$$Z_i = \omega_i^2 + j\eta_i\omega_i^2 - \omega^2 \quad (3.47b)$$

Bu denklemde $m(\mathbf{x}) = \rho_s(\mathbf{x})h(\mathbf{x})$ olup, $\mathbf{x}$ konumundaki yüzey yoğunluğu $\rho_s(\mathbf{x})$, ve $h(\mathbf{x})$ is $\mathbf{x}$ konumundaki yapının kalınlık değerleri, ω_i i 'nci yapısal modun rezonans frekansı ve η_i ise ilgili histerik kayıp faktörüdür. Burada bahsedilen analizde yapının belirli bölgelerindeki yüzey hızlarına göre daha faydalı büyüklükler modal hız genlikleridir. Bu büyüklüğe bağlı olarak (3.45) denklemindeki yüzey hız terimlerini mod terimlerine genişletip ifade tekrar düzenlendiğinde aşağıdaki (3.48) ifadesine ulaşılır.

$$\sum_{i=1}^{\infty} v_i \psi_i(\mathbf{x}) = j\omega \int_S G_s(\mathbf{x}'|\mathbf{x})[p_{ext}(\mathbf{x}') - p(\mathbf{x}')]d\mathbf{x}' \quad (3.48)$$

İfadenin sadeleştirilmesi amacıyla, $\mathbf{x}$ konumundaki sadece bir r yapısal modu değerlendirmeye alınırsa denklem (3.49) elde edilir.

$$v_r \psi_r(\mathbf{x}) = j\omega \left\{ \int_S \frac{\psi_r(\mathbf{x}')\psi_r(\mathbf{x})}{M_r Z_r} [p_{ext}(\mathbf{x}') - p(\mathbf{x}')]d\mathbf{x}' \right\} \quad (3.49)$$

Bu denklem ayrıntılı analizlerde sonuçların hassas alınması için tüm modların değerlendirilmesiyle tekrar genişletilebilir. Yapısal hız için matris formunda bir ifade çıkarabilmek amacıyla parantez içerisindeki integral ifadesinin basitleştirilmesi gerekmektedir. İlk terim için, bu işlem (3.50) denklemi ile gerçekleştirilebilir.

$$\int_S \frac{\psi_r(\mathbf{x}')\psi_r(\mathbf{x})}{M_r Z_r} p_{ext}(\mathbf{x}')d\mathbf{x}' = \frac{\gamma_r \psi_r(\mathbf{x})}{M_r Z_r} \quad (3.50)$$

Buradaki γ_r ifadesi r 'inci modal genelleştirilmiş kuvvettir (3.51).

$$\gamma_r = \int_S p_{ext}(\mathbf{x}')\psi_r(\mathbf{x}')d\mathbf{x}' \quad (3.51)$$

Denklem (3.49)'da parantez içindeki ikinci terimin basitleştirilmesi ise daha fazla işlem adımı gerektirmektedir. (3.52) denklemi kapalı bir hacimde hacimsel hız kaynağı dağılımına bağlı olarak meydana gelen akustik basınç değerini tanımlamaktadır.

$$p_l(\mathbf{r}_e) = j\rho_0\omega \int_V \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\varphi_l(\mathbf{r})\varphi_l(\mathbf{r}_e)}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} v(\mathbf{r}) d\mathbf{r} \quad (3.52)$$

(3.52) denkleminde akustik mod şekil fonksiyonları yapısal mod şekli fonksiyonları ile değiştirilirse kaynak dağılımının titreşim halindeki yapı olduğu durum için denklem özelleştirilebilir. Burada ilgilenilen basınç, yapı yüzeyine temas halinde olduğundan (3.53) denklemi elde edilir.

$$p(\mathbf{x}') = j\rho_0\omega \int_S \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\psi_l(\mathbf{x}'')\psi_l(\mathbf{x}')}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} v(\mathbf{x}'') d\mathbf{x}'' \quad (3.53)$$

Burada $\mathbf{x}''$ katı yapısal elemanla akustik ortam arasındaki ikinci temas konumudur. Hız terimi $v(\mathbf{x}'')$ yapısal mod terimleri ile genişletilirse, denklem ilk aşamada (3.54) şeklinde yazılabilir.

$$p(\mathbf{x}') = j\rho_0\omega \int_S \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\psi_l(\mathbf{x}'')\psi_l(\mathbf{x}')}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \sum_{i=1}^{\infty} v_i \psi_i(\mathbf{x}'') d\mathbf{x}'' \quad (3.54)$$

Ayrıca denklemde küçük bir yeniden düzenleme yapılsa (3.55) formunda da gösterilebilmektedir.

$$p(\mathbf{x}') = j\rho_0\omega S \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\psi_l(\mathbf{x}')}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \sum_{i=1}^{\infty} v_i B_{l,i} \quad (3.55)$$

Burada S yapının yüzey alanını ve $B_{l,i}$ ise l 'inci akustik mod ile i 'nci yapısal mod arasındaki boyutsuz modal bağlaşım sabitini temsil etmektedir.

$$B_{l,i} = \frac{1}{S} \int_S \psi_i(\mathbf{x}'')\varphi_l(\mathbf{x}'') d\mathbf{x}'' \quad (3.56)$$

(3.55) denkleminin (3.49) denkleminde parantez içindeki integral ifadesini genişletmek için kullanılması halinde (3.57) denklemi elde edilir.

$$\begin{aligned} & \int_S \frac{\psi_r(\mathbf{x}')\psi_r(\mathbf{x})}{M_r Z_r} p(\mathbf{x}') d\mathbf{x} \\ &= j\rho_0\omega S \int_S \frac{\psi_r(\mathbf{x}')\psi_r(\mathbf{x})}{M_r Z_r} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\psi_l(\mathbf{x}')}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \sum_{i=1}^{\infty} v_i B_{l,i} d\mathbf{x} \end{aligned} \quad (3.57)$$

(3.57) denklemi (3.56) denkleminde tanımlanan modal bağlaşım sabiti kullanılarak daha da sade hale getirilir ve aşağıdaki (3.58) halini alır.

$$\int_S \frac{\psi_r(\mathbf{x}')\psi_r(\mathbf{x})}{M_r Z_r} p(\mathbf{x}') d\mathbf{x} = j\rho_0 \omega S^2 \frac{\psi_r(\mathbf{x})}{M_r Z_r} \sum_{l=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{v_i B_{l,r} B_{l,i}}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \quad (3.58)$$

Basitleştirilmiş (3.50) ve (3.58) ifadeleri (3.49) denkleminde yerlerine yazılır ve mod şekli ifadesi $\psi(\mathbf{x})$ ile tüm terimler bölünürse, bir dış bozucu kuvvet etkisine karşılık oluşan r 'inci modal hız genlik ifadesi elde edilir (3.59).

$$v_r = j \frac{\omega \gamma_r}{M_r Z_r} + \frac{\rho_0 \omega^2 S^2}{M_r Z_r} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{v_i B_{l,r} B_{l,i}}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \quad (3.59)$$

Bu denklem ise aynı zamanda (3.60) şeklinde de ifade edilebilir.

$$\left(j\rho_0 S^2 \omega \left(\sum_{l=1}^{\infty} \frac{B_{l,r} B_{l,r}}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \right) - \frac{j M_r Z_r}{\omega} \right) v_r + \sum_{i=1, \neq r}^{\infty} j\rho_0 S^2 \omega \left(\sum_{l=1}^{\infty} \frac{B_{l,r} B_{l,i}}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \right) v_i = \gamma_{r,p} \quad (3.60)$$

(3.60) denklemini matris ifadeleri halinde yazabilmek için, sonsuz sayıda yapısal modun toplamını N_m mod sayısına, sonsuz sayıda akustik modun toplamını ise N_n mod sayısına kadar indirgemek gerekmektedir. Bu tarz bir azaltma işlemi analizi düşük frekanslar için faydalı olacak şekilde limitleyerek, idare edilebilir sayıdaki modların hesaplamalarda kullanılmasıyla yeterli düzeyde hassas sonuçlar elde edilmesine olanak sağlanmaktadır. Bu işlemle birlikte dış zorlayıcı fonksiyona bağlı olarak yapının hız cevabı aşağıdaki (3.61) ifadesi ile verilebilir.

$$\mathbf{v} = \mathbf{Z}_I^{-1} \boldsymbol{\gamma} \quad (3.61)$$

Burada $\mathbf{v}$ ($N_m \times 1$) dış zorlayıcı fonksiyona bağlı olarak oluşan yapısal modal hız vektörüdür. $\mathbf{Z}_I$ ise ($N_m \times N_m$) yapısal modal girdi empedans matrisi olup terimleri (3.62) ve (3.63)'de verilen ifadelerle tanımlanır.

$$Z_I(u, u) = j\rho_0 S^2 \omega \sum_{l=1}^n \frac{B_{l,u} B_{l,u}}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} - \frac{j M_u Z_u}{\omega} = \text{köşegen terimler} \quad (3.62)$$

$$Z_I(u, v) = j\rho_0 S^2 \omega \sum_{l=1}^n \frac{B_{l,u} B_{l,v}}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} = \text{köşegen olmayan terimler} \quad (3.63)$$

Burada u, v sırasıyla u 'nci ve v 'inci yapısal modlardır. $Z_I(u, u)$ u modunun birim zorlayıcı kuvvete hız cevabını gösterir. $Z_I(u, v)$ ise v modunun u modunun birim cevabına göre cevabını gösterir. $\boldsymbol{\gamma}$ ise ($N_m \times 1$) modal genelleştirilmiş kuvvet vektörü olup, bu ifadenin i 'nci elemanı aşağıdaki (3.64) denkleminde verilmiştir.

$$\gamma(i) = \gamma_i = \int_S \psi_i(\mathbf{x}) p_{ext}(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (3.64)$$

Verilen zorlayıcı dış fonksiyona bağlı meydana gelen yapısal hız seviyelerini gösteren ifadelerin çıkarılmasının ardından, meydana gelen ses alanını tanımlayan denklemleri çıkarabilmek için dikkat akustik uzaya geri çevrilmelidir. Eğer (3.53) denklemindeki yapısal hız terimi modellenmiş N_m sayıdaki modlar kullanılarak genişletilirse, iç basınç dağılımı denklemi elde edilir (3.65).

$$\begin{aligned} p(\mathbf{r}) &= j\rho_0\omega \int_S \frac{\varphi_l(\mathbf{x})\varphi(\mathbf{r})}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} v(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \\ &= j\rho_0\omega \sum_{l=1}^{N_n} v_l \int_S \frac{\varphi_l(\mathbf{r})}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \sum_{i=1}^{N_m} v_i \int_S \psi_i(\mathbf{x}) \varphi_l(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \end{aligned} \quad (3.65)$$

İç basınç dağılımı denklem (3.56)'da tanımlanan modal bağlaşım sabiti kullanılarak daha düzenli şekilde denklem (3.66) ile ifade edilmektedir.

$$p(\mathbf{r}) = j\rho_0\omega S \sum_{l=1}^{N_n} \frac{\varphi(\mathbf{r})}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \sum_{i=1}^{N_m} v_i B_{l,i} \quad (3.66)$$

(3.66) denklemini matris ifadesi olarak ise (3.67) ifadesi ile gösterilebilir.

$$\mathbf{p}(\mathbf{r}) = \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}) \mathbf{p} = \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}) \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{v} = \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}) \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_l^{-1} \boldsymbol{\gamma} \quad (3.67)$$

(3.67) ifadesi, kapalı hacimde yapının titreşimden kaynaklanan herhangi bir noktadaki akustik basınç değeri olan $p(\mathbf{r})$ değerini tanımladığı için analizdeki ana hedeftir. $\mathbf{p}$ büyüklüğü kompleks akustik modal genliklerden oluşan $(N_n \times 1)$ vektördür. $\mathbf{Z}_a$ ise akustik modal yayılım transfer fonksiyonlarından oluşan $(N_n \times N_n)$ köşegen matristir ve bu matris terimleri aşağıdaki (3.68) ifadesi ile tanımlanır.

$$Z_a(l, l) = \frac{j\rho_0\omega}{\Lambda_l(\kappa_l^2 - k^2)} \quad (3.68)$$

$\mathbf{B}$ terimi ise modal bağlaşım sabitlerinden oluşan $(N_m \times N_n)$ matristir. Bu matrisin elemanları (3.69) ifadesi ile belirlenmektedir.

$$B(l, i) = S B_{l,i} \quad (3.69)$$

Yapısal akustik kontrolü sağlayabilmek için elde edilen ses basıncı ifadesinin minimize edilmesi gerekmektedir. Eğer titreşim halindeki yapıya direkt olarak yapıştırılmış olan titreşim elemanları kontrol elemanı olarak kullanılırsa, hata sensörlerinden okunan ses basıncı değerleri bu yapının titreşimi ve bu elemanların titreşiminden kaynaklanır. Buna bağlı olarak denklem (3.67) hem birincil hem de kontrol kaynaklarının katkısını dahil edecek şekilde kullanılacaktır. İlgilendiğimiz sistemler lineer olduğu için de her iki kaynağın katkısı aritmetik olarak birbirine eklenerek analiz edilebilir. Ancak öncelikle gerekli olan modal genelleştirilmiş kuvvet terimi γ 'yı kontrol kaynağı girdisini gösterecek şekilde tekrar ifade etmek gerekmektedir. Bunu yapabilmek

için de (3.51) ifadesiyle verilen r 'inci modal genelleştirilmiş kuvvet, tek titreşim kaynağı için tekrar yazılmalıdır (3.70).

$$\gamma_r = \int_S p_{ext}(\mathbf{x}) \psi_r(\mathbf{x}) d\mathbf{x} = f_c \int_S z_f(\mathbf{x}) \psi_r(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (3.70)$$

Burada f_c kompleks kuvvet genliği ve $z_f(\mathbf{x})$ ise $\mathbf{x}$ konumundaki basınç ile bu kuvvet arasındaki transfer fonksiyonudur. Basitleştirilmesi halinde (3.71) elde edilir.

$$\gamma_r = f_c \psi_{g,r} \quad (3.71)$$

(3.71) ifadesinde $\psi_{g,r}$ modal genelleştirilmiş kuvvet transfer fonksiyonudur ve (3.72) ile tanımlanır.

$$\psi_{g,r} = \int_S z_f(\mathbf{x}) \psi_r(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (3.72)$$

Eğer, kontrol kaynağı noktasal bir kuvvet f_c ise, modal genelleştirilmiş kuvvet (3.73) ile ifade edilir.

$$f_c \psi_{g,r} = \int_S \psi_r(\mathbf{x}) f_c \delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}_f) d\mathbf{x} = f_c \psi(\mathbf{r}_f) \quad (3.73)$$

Burada f_c , $\mathbf{x}_f$ konumundaki kompleks kuvvet genliği ve $\delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}_f)$ ise Dirac delta fonksiyonudur. Bu durumda, modal genelleştirilmiş kuvvet transfer fonksiyonu $\psi_{g,r}$ basit şekilde noktasal kuvvet girdi konumundaki mod şeklinin değeridir (3.74).

$$\psi_{g,r} = \int_S \psi_r(\mathbf{x}) \delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}_f) d\mathbf{x} = \psi_r(\mathbf{x}_f) \quad (3.74)$$

Bu ifade denklem (3.67)'de yerine yazılırsa titreşim kontrol kaynağı tarafından meydana getirilen akustik alan elde edilmiş olur (3.75).

$$\mathbf{p}(\mathbf{r}) = \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}) \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \boldsymbol{\psi}_{gc} f_c \quad (3.75)$$

Burada $\boldsymbol{\psi}_{gc}$ ($N_m \times 1$) kontrol kaynağı modal genelleştirilmiş kuvvet transfer fonksiyonu vektörüdür. Birincil kaynak için (3.67), kontrol kaynağı için (3.75) denklemi kullanılarak, $\mathbf{r}_e$ konumunda akustik basınç genliğinin karesi için (3.76) denklemi elde edilir.

$$|p(\mathbf{r}_e)|^2 = f_c^* a f_c + f_c^* b + b^* f_c + c \quad (3.76)$$

Burada $|p(\mathbf{r}_e)|^2$ ifadesi (3.19)'da tanımlanan denklemle eşleniktir ve $a, b, c, \mathbf{Z}_p$ terimleri ise (3.77 – 80) ifadelerine karşılık gelmektedir.

$$a = \boldsymbol{\psi}_{gc}^H \{ \mathbf{Z}_I^{-1} \}^H \mathbf{B}^T \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \boldsymbol{\psi}_{gc} \quad (3.77)$$

$$b = \boldsymbol{\psi}_{gc}^T \{ \mathbf{Z}_I^{-1} \}^H \mathbf{B}^T \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \mathbf{v}_p \quad (3.78)$$

$$c = \mathbf{v}_p^H \mathbf{B}^T \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{v}_p \quad (3.79)$$

$$\mathbf{Z}_p = \boldsymbol{\varphi}(\mathbf{r}) \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}) \quad (3.80)$$

(3.76) denklemi titreşim kontrol kaynağı genliğinin ikinci dereceden fonksiyonudur. Bu (3.81)'deki optimum kontrol kuvveti ilişkisinin yazılmasını sağlar.

$$f_{c,p} = -a^{-1}b \quad (3.81)$$

(3.81) ifadesi de hata algılama noktasındaki minimize edilmiş basınç genliğinin karesi ifadesinin elde edilmesine olanak tanır (3.82).

$$|p(\mathbf{r}_e)|_{min}^2 = c - b^* a^{-1} b \quad (3.82)$$

Burada p ve c alt indisleri sırasıyla birincil ve kontrol kaynaklarını temsil etmektedir ve tek sensör – tek kontrol kaynağı için bu minimum değer teorik olarak sıfır olmalıdır. Analiz aynı zamanda birden fazla kaynak ve hata algılama noktasını kapsayacak şekilde de genişletilebilir. Elemanları $(N_c \times 1)$ boyutunda bir vektör olan kontrol kuvvetleri vektörü $\mathbf{f}_c$ aşağıdaki şekilde verilebilir (3.83).

$$\mathbf{f}_c = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_{N_c} \end{bmatrix} \quad (3.83)$$

Sütun elemanları kontrol kaynağı modal genelleştirilmiş kuvvet transfer fonksiyonlarından oluşan $(N_m \times N_c)$ $\boldsymbol{\Psi}_{gc}$ matrisi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir (3.84).

$$\boldsymbol{\Psi}_{gc} = [\boldsymbol{\psi}_{g1} \quad \boldsymbol{\psi}_{g2} \quad \dots \quad \boldsymbol{\psi}_{gN_c}] \quad (3.84)$$

Bir set hata algılama konumlarındaki akustik basınç genlik karelerinin toplamı (3.85) denklemi ile ifade edilir.

$$\sum_{i=1}^{N_e} |p(\mathbf{r}_e)|^2 = \mathbf{f}_c^H \mathbf{A} \mathbf{f}_c + \mathbf{f}_c^H \mathbf{b} + \mathbf{b}^H \mathbf{f}_c + c \quad (3.85)$$

Burada $\mathbf{A}, \mathbf{b}, c$ değerlerini (3.86 – 88) denklemleri vermektedir.

$$\mathbf{A} = \boldsymbol{\Psi}_{gc}^H \{\mathbf{Z}_I^{-1}\}^H \mathbf{B}^T \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \boldsymbol{\Psi}_{gc} \quad (3.86)$$

$$\mathbf{b} = \boldsymbol{\Psi}_{gc}^T \{\mathbf{Z}_I^{-1}\}^H \mathbf{B}^T \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \mathbf{v}_p \quad (3.87)$$

$$c = \mathbf{v}_p^H \mathbf{B}^T \mathbf{Z}_a^H \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{v}_p \quad (3.88)$$

Burada $\mathbf{Z}_p$ ifadesi denklem (3.80)'de tanımlandığı üzere artık birden fazla hata sensörüne bağlıdır. İkinci dereceden titreşim kontrolü kaynak çıktı fonksiyonu olarak ifade edilen (3.85) denklemi birden fazla kaynak bulunan problemlerde standart formdur. Optimum kontrol kaynağı çıktı vektörü ise buna bağlı olarak (3.89) ile ifade edilir.

$$\mathbf{f}_{c,p} = -\mathbf{A}^{-1}\mathbf{b} \quad (3.89)$$

(3.89) denkleminin (3.85)'de yerine yazılmasıyla optimum koşullar altında kontrol sonrası ortamda mevcut akustik basınç genliklerinin karesini veren denklem elde edilir.

$$\left(\sum_{i=1}^{N_e} |p(\mathbf{r}_e)|^2 \right)_{min} = c - \mathbf{b}^H \mathbf{A}^{-1} \mathbf{b} \quad (3.90)$$

3.3. Tekil Değerlere Ayrıştırma ile Kontrol Kuvveti Genlikleri Optimizasyonu

Aktif gürültü kontrol sistemlerinde kontrol kaynağı genliği, aktüatör ve hata sensörlerinin yerleşimlerini optimize etmek için nümerik arama yöntemlerine analitik modelleri direk uygulamak fazlasıyla vakit alan bir işlemdir. Ayrıca yapısal/akustik sistemin karmaşıklığına göre bazı durumlarda pratik de olmayabilir. Hedef muhtemel tasarım seçenekleri arasında sadece seçim yapmaksa bu yöntemin kullanılmasına hiç gerek yoktur. Ancak bu işlem çoklu regresyon ya da tekil değerlere ayrıştırma kullanılarak basitleştirilebilir. Burada ilgilenilen bağımlı değişken birincil ses alanının 180 derece tersi (akustik seviyede en fazla azalmayı sağlayan) olup, bağımsız değişkenler ise kontrol kaynağı transfer fonksiyonu (sadece kaynak ve sensörlerin yerlerine bağlı) ve hacimsel hız ya da kuvvetlerdir. Bu yaklaşım avantajlarından biri de tasarım sürecine ölçüm verilerinin de dahil edilebilmesidir.

Kapalı boşluklardaki ses alanları göz önüne alındığında akustik basınç için uygun global ölçüm yöntemlerinden biri akustik potansiyel enerji E_p 'dir (3.91).

$$E_p = \frac{1}{4\rho c_0^2} \int_V |p(\mathbf{r})|^2 d\mathbf{r} \quad (3.91)$$

Burada ρ akışkan ortam yoğunluğu, c_0 havada ses hızı, $p(\mathbf{r})$ kapalı boşluğun ses basıncıdır. Akustik potansiyel enerjinin minimize edilmesi kapalı boşlukta ortalama ses basınç karesinin ya da sonlu sayıda nokta kullanılarak (3.92) denkleminin minimize edilmesine eşittir.

$$\sum_{i=1}^N |p_p(\mathbf{r}_i) + p_c(\mathbf{r}_i)|^2 \quad (3.92)$$

Basıncın minimize edileceği nokta sayısı N , denklem (3.92)'nin akustik potansiyel enerjiyi temsil edebileceği şekilde uygun sayıda seçilmelidir ve burada p_p birincil ses kaynağı basıncını, p_c kontrol ses kaynağı basıncını temsil etmektedir. Titreşim kontrol kaynakları için, herhangi i noktasında oluşturulan kontrol kaynağı ses basıncı (3.93) ifadesi ile verilmektedir.

$$p_c(\mathbf{r}_i) = \mathbf{z}_{vt}^H(\mathbf{r}_i) \mathbf{f}_c \quad (3.93)$$

Burada $\mathbf{f}_c$ kompleks kontrol kuvvetleri genlik vektörü, $\mathbf{z}_{vt}(\mathbf{r}_i)$ ise kontrol kuvveti girdileri ile hata algılama noktaları arasındaki transfer fonksiyonları vektörüdür ve analitik olarak (3.94) denklemi ile hesaplanır.

$$\mathbf{z}_{vt}^H(\mathbf{r}_i) = \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}_i) \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \boldsymbol{\Psi}_{gc} \quad (3.94)$$

$\boldsymbol{\varphi}(\mathbf{r}_i)$ i noktasındaki $(N_n \times 1)$ akustik modlar vektörüdür ve elemanları rijit duvarlı kapalı boşluk içindeki harmonik ses alanı için aşağıdaki denklemle tanımlanır (3.95).

$$\varphi_{l,m,n}(x,y,z) = \cos \frac{l\pi x}{L_x} \cos \frac{m\pi y}{L_y} \cos \frac{n\pi z}{L_z} \quad (3.95)$$

Burada l, m, n kapalı boşluğun akustik mod numaraları ve L_x, L_y, L_z ise kapalı boşluğun boyutlarıdır. $\mathbf{Z}_a$ ($N_n \times N_n$) modal yayılım transfer fonksiyonu diyagonal matrisidir ve elemanları (3.96) denklemiyle bulunur.

$$Z_a(l, l) = \frac{j\rho_0\omega}{\Lambda_{l,m,n}(\kappa_{l,m,n}^2 - k^2)} \quad (3.96)$$

Burada ω tahrik frekansı, $\Lambda_{l,m,n}$ akustik modların hacimsel normalizasyonu (3.97), κ_l boşluğun kompleks öz değeridir (3.98).

$$\Lambda_{l,m,n} = \int_V \varphi_{l,m,n}^2(\mathbf{r}) d\mathbf{r} = \frac{V}{8} \varepsilon_l \varepsilon_m \varepsilon_n \quad \varepsilon_{l,m,n} = \begin{cases} 1 & l, m, n \neq 0 \\ 2 & l, m, n = 0 \end{cases} \quad (3.97)$$

$$\kappa_{l,m,n} = \frac{\omega_{l,m,n}}{c_0(1 - 2j\zeta_{l,m,n})} \quad (3.98)$$

Burada $\omega_{l,m,n}$ ilgili akustik moda denk gelen kapalı boşluktaki akustik rezonans frekansı (3.99) ve $\zeta_{l,m,n}$ ise ilgili modun viskoz sönümleme katsayısıdır.

$$\omega_{l,m,n} = c_0 \pi \sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2} \quad (3.99)$$

(3.94) denkleminde $\mathbf{B}$ ($N_m \times N_n$) modal bağlaşım sabitleri matrisidir (3.100). $\mathbf{Z}_I$ ise ($N_m \times N_m$) yapısal modal girdi empedans matrisidir ve elemanları (3.62) ve (3.63) denklemiyle elde edilir.

$$B_{(u,v),(l,m,n)} = \frac{1}{S} \int_S \psi_{u,v}(\mathbf{x}) \varphi_{l,m,n}(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \\ = \begin{cases} (-1)^n \frac{uv[(-1)^{l+u} - 1][(-1)^{m+v} - 1]}{\pi^2[l^2 - u^2][m^2 - v^2]} & l \neq u, m \neq v \\ 0 & \text{diğer tüm koşullar} \end{cases} \quad (3.100)$$

$\mathbf{Z}_I$ ifadesini tanımlayan denklemlerde M_u üst panelin modal kütlesi (3.101), Z_u ise u yapısal modunun yapısal girdi empedansıdır (3.102).

$$M_u = \int_S \rho_s(x) h(x) \psi_u^2(x) dx = \frac{\rho_s h S}{4} \quad (3.101)$$

(3.101) denkleminde $\rho_s(x)$ üst panel malzemesinin yüzey yoğunluğu, $h(x)$ kalınlığı, S ise yüzey alanıdır.

$$Z_u = \omega_u^2 + j\eta_u \omega_u^2 - \omega^2 \quad (3.102)$$

$\omega_{u,v}$ üst panelin rezonans frekansı (3.103), η_u ise yapısal kayıp faktörüdür.

$$\omega_{u,v} = \left(\frac{D}{\rho_s h} \right)^{1/2} \left(\left(\frac{u\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{v\pi}{L_y} \right)^2 \right) \quad (3.103)$$

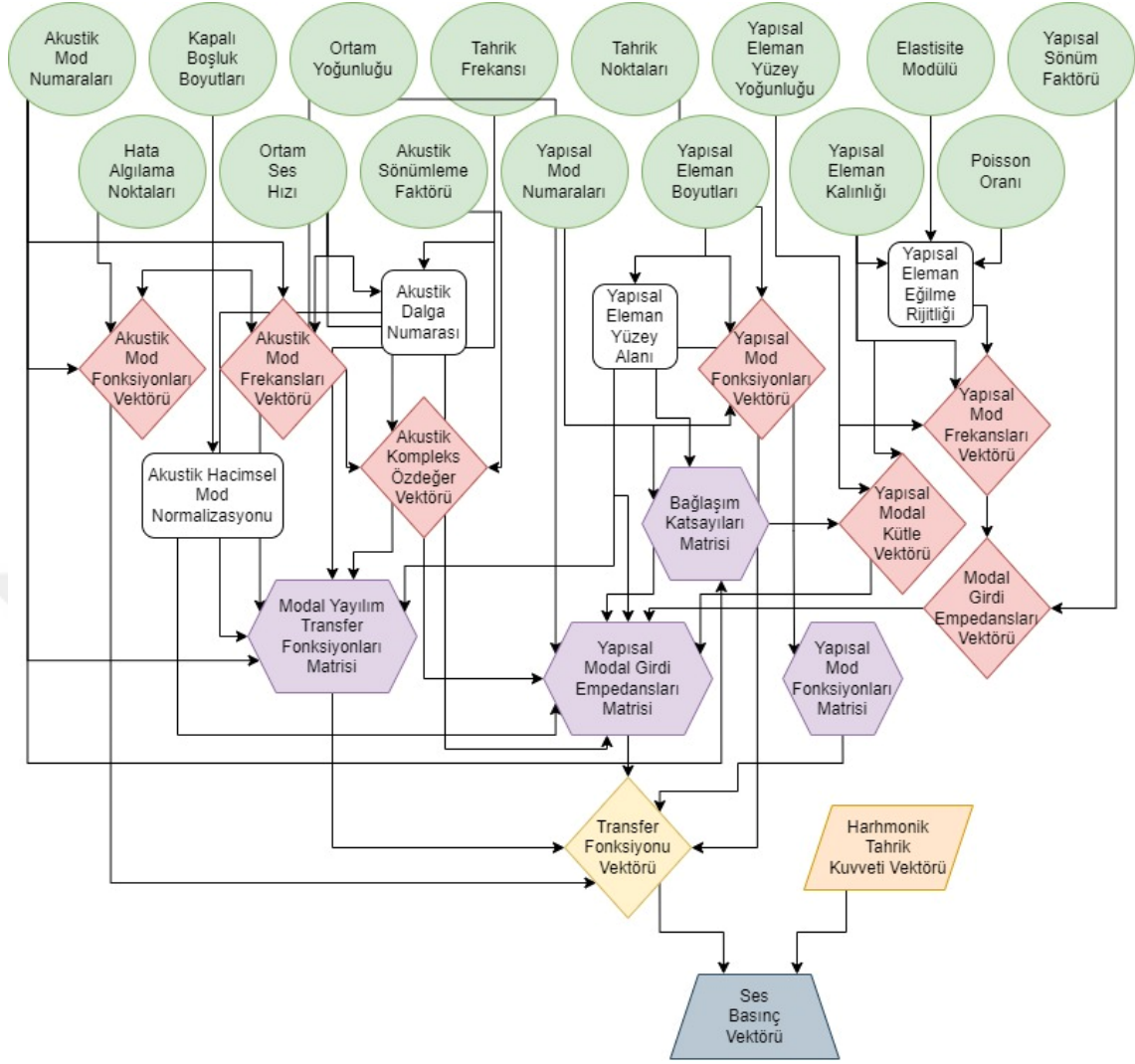
D terimi plakanın eğilme rijitliğidir ve (3.104) denklemi ile ifade edilir.

$$D = EI = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (3.104)$$

Burada I kesit atalet momenti, E elastisite modülü ve ν ise Poisson oranıdır. (3.94) denkleminde Ψ_{gc} sütun elemanları modal genelleştirilmiş kuvvet transfer fonksiyonları vektörlerinden oluşan $(N_m \times N_n)$ bir matristir ve ψ_g kontrol noktasındaki yapısal mod fonksiyon formülü (3.105) ile bulunur.

$$\psi_{u,v}(x, y) = \sin \frac{u\pi x}{L_x} \sin \frac{v\pi y}{L_y} \quad (3.105)$$

(3.91) ile (3.105) arasındaki denklemlerin kullanılmasıyla titreşim kaynaklarına bağlı olarak kapalı bir boşluk içerisinde meydana gelen ses basınç vektörü elde edilebilmektedir. Bu formüllere bağlı oluşturulan Matlab kodları Ek-1'de verilmiş olup, izlenen algoritma ise Şekil 3.2'de gösterildiği üzere akış diyagramı olarak oluşturulmuştur.



Şekil 3.2. Harmonik kuvvet tahrikli kapalı boşluk ses basıncı algoritması

Akustik kontrol kaynakları için $p_c(\mathbf{r}_i)$ (3.106) denkleminle ifade edilir.

$$p_c(\mathbf{r}_i) = \mathbf{z}_{at}^H \mathbf{q}_c \quad (3.106)$$

Burada $\mathbf{q}_c$ hacmin kontrol hızları genlik vektörü, $\mathbf{z}_{at}(\mathbf{r}_i)$ ise hacim kontrol hız girdileri ile hata algılama noktaları arasındaki transfer fonksiyonları vektörüdür ve analitik olarak (3.107) denklemi ile hesaplanır.

$$\mathbf{z}_{at}^T = \boldsymbol{\varphi}^T(\mathbf{r}) \mathbf{Z}_a \boldsymbol{\Phi}_{gc} \quad (3.107)$$

$\boldsymbol{\Phi}_{gc}$ sütun elemanları modal genelleştirilmiş hacim hız fonksiyonları vektörlerinden oluşan $(N_m \times N_n)$ bir matristir ve $\boldsymbol{\varphi}_g$ kontrol noktasındaki yapısal mod fonksiyon formülü (3.95) ile bulunur. Ayrıca hem $\mathbf{z}_{at}$ hem de $\mathbf{z}_{vt}$ için hesaplanan veriler kullanılabileceği gibi, ölçüm verileri de kullanılabilir.

Hem akustik hem de titreşim kontrol kaynak basınçlarını veren ifadeler denklem (3.92)'de yerine yazılırsa L sayıda titreşim kontrol kaynağı veya akustik kontrol kaynağı için minimize edilmesi gereken (3.108) ve (3.109) denklemleri elde edilir.

$$\sum_{i=1}^N \left| p_p(\mathbf{r}_i) + \sum_{t=1}^L z_{vt}(\mathbf{r}_{i,t}) f_t \right|^2 \quad (3.108)$$

$$\sum_{i=1}^N \left| p_p(\mathbf{r}_i) + \sum_{t=1}^L z_{at}(\mathbf{r}_{i,t}) q_t \right|^2 \quad (3.109)$$

(3.108) ve (3.109) denklemleri matris formunda yazılabilir. Denklemler titreşim kontrol kaynakları için (3.110), akustik kontrol kaynakları için (3.111) halini alır.

$$Y_v = |\mathbf{Z}_{vt} \mathbf{f}_c - (-\mathbf{p}_p)|^2 \quad (3.110)$$

$$Y_a = |\mathbf{Z}_{at} \mathbf{q}_c - (-\mathbf{p}_p)|^2 \quad (3.111)$$

(3.110) ve (3.111) denklemleri çoklu regresyon veya tekil değerlere ayrıştırma kullanılarak çözülebilir. Bu denklemlerin sonucunda elde edilen kontrol kuvvetleri veya kontrol hacim hızları verilen kontrol kaynağı/hata sensörü konumlarına göre optimum değerlerde olacaktır. Titreşim kaynakları denkleminde kontrol kuvveti girdileri ile hata algılama noktaları arasındaki transfer fonksiyonları matrisi $\mathbf{Z}_{vt}$ ($N \times N_c$), tekil değerlere ayrıştırma yöntemi ile temel bileşenlerine ayrılırsa temel bileşen regresyon denklemi elde edilir (3.112).

$$\boldsymbol{\Omega}_v = \mathbf{T} \boldsymbol{\Theta} \boldsymbol{\Xi}^H \mathbf{f}_c - (-\mathbf{p}_p) \quad (3.112)$$

Burada terim sayısı L 'dir ve N ya da N_c hangisi daha küçükse onun nümerik değerini geçemez. $\boldsymbol{\Theta}$ ($L \times L$) diyagonal bir matristir ve tüm elemanları pozitifdir. ($N \times L$) $\mathbf{T}$ matrisinin sütunları $\boldsymbol{\tau}$ vektörlerinden, ($N_c \times L$) $\boldsymbol{\Xi}$ matrisinin satırları $\boldsymbol{\xi}$ vektörlerinden oluşmaktadır. $\boldsymbol{\tau}$ ve $\boldsymbol{\xi}$ vektörlerinin ortogonal ve birim uzunlukta olması (3.113) ve (3.114) koşullarının sağlandığını göstermektedir.

$$\mathbf{T}^H \mathbf{T} = \mathbf{I} \quad (3.113)$$

$$\boldsymbol{\Xi}^H \boldsymbol{\Xi} = \mathbf{I} \quad (3.114)$$

Burada $\mathbf{I}$ ($L \times L$) birim matristir. $\boldsymbol{\Theta}$ matrisinin elemanları $\mathbf{Z}_{vt}^H \mathbf{Z}_{vt}$ ve $\mathbf{Z}_{vt} \mathbf{Z}_{vt}^H$ kare matrisleri öz değerlerinin sıfırdan farklı kareköklerine eşittir. $\mathbf{T}$ matrisinin sütunları $\mathbf{Z}_{vt} \mathbf{Z}_{vt}^H$ 'nin öz vektörleri, $\boldsymbol{\Xi}$ matrisinin satırları $\mathbf{Z}_{vt}^H \mathbf{Z}_{vt}$ 'nin öz vektörlerine eşittir. (3.112) denklemi düzenlenip (3.115) formunda tekrar yazılabilir.

$$\boldsymbol{\Omega}_v = \mathbf{T}(\boldsymbol{\Theta} \boldsymbol{\Xi}^H \mathbf{f}_c) - (-\mathbf{p}_p) \quad (3.115)$$

Burada $\boldsymbol{\Theta} \boldsymbol{\Xi}^H \mathbf{f}_c$ ($L \times 1$) vektördür. Bu vektör $\boldsymbol{\alpha}$ ile gösterilip (3.115) tekrar yazılırsa (3.116) ifadesi elde edilir.

$$\mathbf{\Omega}_v = \mathbf{T}\mathbf{\alpha} - (-\mathbf{p}_p) \quad (3.116)$$

Burada $\mathbf{\Omega}_v$ ve $\mathbf{T}$ değerleri bilinmektedir. Bilinmeyen $\mathbf{\alpha}$ sabitleri için en küçük kareler yöntemi çözümü genel matris denklemi (3.117)'den elde edilir ve bunun sonucunda (3.113) yeniden (3.118) şeklinde düzenlenebilir.

$$\hat{\mathbf{\alpha}} = (\mathbf{T}^H \mathbf{T})^{-1} \mathbf{T}^H \mathbf{\Omega}_v \quad (3.117)$$

$$\hat{\mathbf{\alpha}} = \mathbf{T}^H \mathbf{\Omega}_v \quad (3.118)$$

(3.116) ifadesi (3.118) da yerine yazılırsa (3.119) denklemi elde edilir.

$$\hat{\mathbf{\alpha}} = \mathbf{\alpha} + \mathbf{T}^H \mathbf{p}_p \quad (3.119)$$

(3.119) denkleminde $\mathbf{\alpha}$ vektörünün elemanlarının (3.120) denklemindeki yaklaşım ifadesinden $\hat{\alpha}_j$ yanlı değer olmadığı gösterilmektedir.

$$E(\hat{\alpha}_j - \alpha_j) = 0 \quad (3.120)$$

Burada $\hat{\alpha}_j$ 'nin varyansı ise (3.121) ile ifade edilmektedir.

$$var(\hat{\alpha}_j) = \sigma^2 \quad (3.121)$$

Dolayısıyla bunların ardından $\mathbf{f}_c$ ile $\hat{\mathbf{\alpha}}$ arasındaki ilişki, en küçük kareler kestirimine uygun olacak şekilde (3.122) ifadesi ile verilmektedir.

$$\hat{\mathbf{\alpha}} = \mathbf{\Theta} \mathbf{\Xi}^H \hat{\mathbf{f}}_c \quad (3.122)$$

(3.122) denkleminde çözüm ifadesinin elde edilebilmesi için $\hat{\mathbf{f}}_c$ yalnız bırakılmasıyla (3.123) nihai denkleme ulaşılır.

$$\hat{\mathbf{f}}_c = \mathbf{\Xi}^{H-1} \mathbf{\Theta}^{-1} \hat{\mathbf{\alpha}} \quad (3.123)$$

Burada elde edilen kuvvet kontrolü genlikleri tekil değerlere ayrıştırma yöntemi ile bulunmuş yaklaşık değerlerdir.

3.4. Yapısal Akustik Kontrolün Sonlu Elemanlar Modeli Yaklaşımı

Ses basıncı analizi bileşenin içerisinde beş adet alt bileşen bulunmaktadır, bunlar basınç akustiği, ses sert sınır şartı (duvar sınır şartı), başlangıç şartları, tek kutuplu nokta kaynak ve kusursuz eşleşmiş tabakalardır. Basınç akustiği fiziği, kusursuz eşleşmiş tabakalar, kaynak yayılım hacmi ve kontrol hacmi etki alanlarında çalışmaktadır. Basınç akustiği, duvar sınır şartı ve tek kutuplu nokta kaynağın teorisi, matematiksel altyapısı ve yürütücü denklemleri aşağıda verilmiştir.

Basınç akustiği problemlerinde sabit basınç (p_0) altında bulunan bir ortamdaki küçük akustik basınç dalgalanmalarının (p veya p_1) çözümü yapılmaya çalışılmaktadır. Matematiksel olarak bu çözümlere sabit pasif değerlerin etrafındaki bağımlı değişkenlerin lineer hale getirilmesi veya küçük parametre açılımları ile ulaşılmaktadır.

Sıkıştırılabilir kayıpsız (ısı iletim ve viskozitenin sıfır olduğu) akış problemi için yürütücü denklemler kütle korunumu denklemi (süreklilik denklemi), momentum korunum denklemi (Euler denklemi) ve enerji denkleminin (entropi denklemi) meydana gelmektedir. Bunlar (3.124 – 126) denklemleri ile verilmektedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = f_{p1} \quad (3.124)$$

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + f_{p2} \quad (3.125)$$

$$\frac{\partial s}{\partial t} + \nabla \cdot (s \mathbf{v}) = 0 \quad (3.126)$$

Burada ρ toplam yoğunluk, p toplam basınç, $\mathbf{v}$ hız vektörü ve s entropidir. f_{p1} ve f_{p2} ise muhtemel kaynak terimleridir. Klasik basınç akustiğinde, tüm termodinamik prosesler tersinir ve adyabatik, yani izentropiktir. Küçük parametre açılımı yoğunluğu ρ_0 olan ve p_0 basıncından bulunan hareketsiz bir akışkana ($\mathbf{v}_0 = 0$) başlangıç şartı için uygulandığında (3.127 – 130) ifadeleri elde edilir.

$$p = p_0 + p_1 \quad p_1 \ll p_0 \quad (3.127)$$

$$\rho = \rho_0 + \rho_1 \quad \rho_1 \ll \rho_0 \quad (3.128)$$

$$\mathbf{v} = 0 + \mathbf{v}_1 \quad |\mathbf{v}_1| \ll c \quad (3.129)$$

$$s = s_0 + s_1 \quad (3.130)$$

Burada “1” alt indisi verilen parametreler küçük değerli akustik dalgalanmaları göstermektedir (birinci mertebeden seri açılımı). Sistemin ilk koşullarında entropinin 0 olduğu ve 0 kaldığı kabulü yapılarak, gerekli değerler yürütücü denklemlerde yerine yazılıp sadece lineer akustikle ilgili parametreler bırakıldığında denklemler (3.131 – 133) formlarını alır.

$$\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_0 \mathbf{v}_1) = f_{p1} \quad (3.131)$$

$$\frac{\partial \mathbf{v}_1}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \nabla p_1 + f_{p2} \quad (3.132)$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial t} = c_s^2 \left(\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \mathbf{u}_1 \cdot \nabla \rho_0 \right) \quad (3.133)$$

Burada c_s sabit entropi s altında ses hızını göstermektedir. Basıncın zamana göre değişimini gösteren son diferansiyel denklem entropi denkleminin türetilmiştir. Sabit malzeme özellikleri için denklem (3.134) formunu alır.

$$p_1 = c_s^2 \rho_1 \quad (3.134)$$

Bu ifade lineer akustik denklemlerin uyması gereken (3.135) koşuluna ulaşılmasını sağlar.

$$|p_1| \ll \rho_0 c_s^2 \quad (3.135)$$

Buradan da ses hızındaki “s”, ortamın ilk basıncında bulunan “0” ve tüm “l” alt indisleri kaldırılıp, (3.131) denkleminin tekrar düzenlenmesiyle, kayıpsız bir ortamdaki basınç dalga denklemi elde edilir.

$$\frac{1}{\rho c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \cdot \left(-\frac{1}{\rho} (\nabla p - \mathbf{q}_d) \right) = Q_m \quad (3.136)$$

(3.136) denkleminde ρ yoğunluk, c ses hızını göstermektedir. Skaler dalga denkleminin bu formunda ses hızı ve yoğunluk ortama bağlıdır. Ayrıcı denklem iki adet opsiyonel kaynak terimi içermektedir. Burada Q_m monopollü ortam kaynağı olup, süreklilik denkleminin sağ tarafındaki kütle kaynak terimine denk gelmektedir. $\mathbf{q}_d$ ise dipollü ortam kaynağı, momentum korunumu denkleminin sağ tarafındaki kuvvet kaynak terimine denk gelmektedir.

ρc^2 kombinasyonu adyabatik hacim modülü olarak adlandırılır ve genellikle $K_s [Pa]$ olarak gösterilir. Hacim modülü adyabatik sıkıştırılabilirlik sabitinin 1’e bölümüne eşittir ($\beta_s = 1/K_s$).

Denklem (3.136)’da ses hızı $c = c(x)$ ve yoğunluk $\rho = \rho(x)$ değerleri x koordinatına bağlı iken zamandan bağımsız olabilirler (zamandaki değişim akustik dalgalanmalara göre çok daha küçük olabilir). Eğer tüm etki alanı kaynakları sıfıra eşit ve yoğunluk uzayda sabitse, standart dalga denklemi elde edilir.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \nabla^2 p \quad (3.137)$$

Başka önemli bir noktada zaman – harmonik problemidir. Burada basınç zamanla değişim göstermektedir (3.138).

$$p(x, t) = p(x) e^{i\omega t} \quad (3.138)$$

Burada ω açısal frekanstır. Kaynak terimleri içinde aynı zaman-harmonik kabulleri yapılırsa homojen olmayan Hemholtz denklemi elde edilir (3.138).

$$\nabla \cdot \left(-\frac{1}{\rho_c} (\nabla p - \mathbf{q}_d) \right) - \frac{\omega^2 p}{\rho_c c_c^2} = Q_m \quad (3.139)$$

Frekans alanında çalışıldığında da bu denklemin çok az değişikliklerle uyarlanmış hali kullanılır (3.139).

$$\nabla \cdot \left(-\frac{1}{\rho_c} (\nabla p_t - \mathbf{q}_d) \right) - \frac{k_{eq}^2 p_t}{\rho_c} = Q_m \quad (3.140)$$

Bu denklemde (3.140)'a göre yapılan tek değişiklik k_{eq} dalga numarası parametresinin getirilmesidir. Bu parametre hem standart k dalga numarasını hem de düzlem dışı (azimutal – çevresel) dalga numarasını içermektedir. Düzlemsel hesaplamalarda azimutal dalga sayısı sıfır alınmaktadır. Burada p parametresi ise $p(\mathbf{x}, \omega) = p(\mathbf{x})e^{i\omega t}$ şeklinde tanımlanır. Buna bağlı olarak çözümlerde frekans cevaplarına frekans parametresi üzerinde süpürme işlemi uygulanarak ulaşılmaktadır.

Sert duvar sınır şartı değerlendirildiğinde sistem sınırlarında ivmenin normal bileşeninin (dolayısıyla hızın) sıfır olmasını sağladığı görülmektedir (3.141).

$$-\mathbf{n} \cdot \left(-\frac{1}{\rho_c} (\nabla p_t - \mathbf{q}_d) \right) = 0 \quad (3.141)$$

Eğer monopol etki alanı kaynağı sıfır ise, basıncın sınırdaki normal türevi de sıfırdır.

$$\frac{\partial p_t}{\partial \mathbf{n}} = 0 \quad (3.142)$$

Sonlu elemanlar modelindeki tüm çözümler frekans uzayında yapılmıştır. Bu nedenle frekans etki alanında, frekans cevabı çözümlerine harmonik yüklerin etkisinin altındayken ulaşılmaya çalışılmıştır. Burada harmonik yükler iki bileşen kullanılarak tanımlanır; m yönündeki genlik değeri F_m ve karşılık gelen faz ϕ_m 'dir ve harmonik etki yüklerinden lineer cevap almak için denklemler türetildiğinde denklemler (3.143) ve (3.144) elde edilir.

$$F_{m,frk} = F_m(f) \cos(\omega t + \phi_m) \quad (3.143)$$

$$F_{freq} = \begin{bmatrix} F_{x,freq} \\ F_{y,freq} \\ F_{z,freq} \end{bmatrix} \quad (3.144)$$

Burada etki yükü ile aynı açısal frekanstaki harmonik cevap kabulü yapılırsa (3.145) ve (3.146) ifadeleri elde edilir.

$$v = v_{amp} \cos(\omega t + \phi_v) \quad (3.145)$$

$$F_{frk} = \begin{bmatrix} F_{x,frk} \\ F_{y,frk} \\ F_{z,frk} \end{bmatrix} \quad (3.146)$$

Bu denklemler arasındaki ilişki aynı zamanda karmaşık terimlerle de ifade edilebilmektedir (3.147 – 151)

$$v = \text{Re}(u_{amp} e^{j\phi_v} e^{j\omega t}) = \text{Re}(\tilde{v} e^{j\omega t}) \quad (3.147)$$

$$\tilde{v} = v_{amp} e^{j\phi_v} \quad (3.148)$$

$$\mathbf{v} = \text{Re}(\tilde{\mathbf{v}}e^{j\omega t}) \quad (3.149)$$

$$F_{m,frk} = \text{Re}(F_m(\omega)e^{j\phi_m}e^{j\omega t}) = \text{Re}(\tilde{F}_m e^{j\omega t}) \quad (3.150)$$

$$\tilde{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} \tilde{F}_x \\ \tilde{F}_y \\ \tilde{F}_z \end{bmatrix} \quad (3.151)$$

3.5. Rijit Duvarlı Kapalı Boşluk Sisteminde Piezo Akustik Aktüatörler Kullanılarak Oluşturulan Deney Düzenegi

Piezoelektrik prensip elektrik enerjisinin mekanik enerjiye, mekanik enerjinin elektriksel enerjiye çevrilmesi ile kendini gösterir. Direkt piezoelektrik etki piezoelektrik kristalin deforme olduğunda sabit bir yönde elektriksel kutuplaşma etkisinin görülmesidir. Kutuplaşma deformasyonla orantılıdır ve kristal üzerinde elektrik potansiyel farklı oluşur. Endirekt piezoelektrik etki ise tam tersi bir prensip gösterir. Çalışma ile ilgili piezoelektrik denklemleri Preumont 2018'in çalışmasına göre alınmıştır.

Bu etki için gerilme, gerinim, elektrik alanı ve elektriksel deplasman alanları arasında gerilme-şarj ve gerinim-şarj denklemleri oluşturulabilir. Aşağıda verilen (3.152) ve (3.153) denklemleri gerilme – şarj durumunu ifade edilirken, (3.154) ve (3.155) denklemleri ile gerinim – şarj durumu ifade edilmektedir.

$$\sigma = c_E \epsilon - e^T \mathbf{E} \quad (3.152)$$

$$\mathbf{D} = e\epsilon + \epsilon_S \mathbf{E} \quad (3.153)$$

$$\epsilon = s_E \sigma + d^T \mathbf{E} \quad (3.154)$$

$$\mathbf{D} = d\sigma + \epsilon_T \mathbf{E} \quad (3.155)$$

Burada ϵ ve D genleme ve elektriksel yer değişimi, sırasıyla; s_E esneklik, σ mekanik gerilme, $\mathbf{E}$ (V/m) elektrik alanı; d piezoelektrik sabit, e^T dielektrik sabittir. Denklemler arasında geçiş yapmak ve dönüşümleri sağlamak içinse aşağıdaki (3.156 – 158) bağıntıları kullanılır.

$$c_E = s_E^{-1} \quad (3.156)$$

$$e = ds_E^{-1} \quad (3.157)$$

$$\epsilon_S = \epsilon_0 \epsilon_{rS} = \epsilon_0 \epsilon_{rT} - ds_E^{-1} d^T \quad (3.158)$$

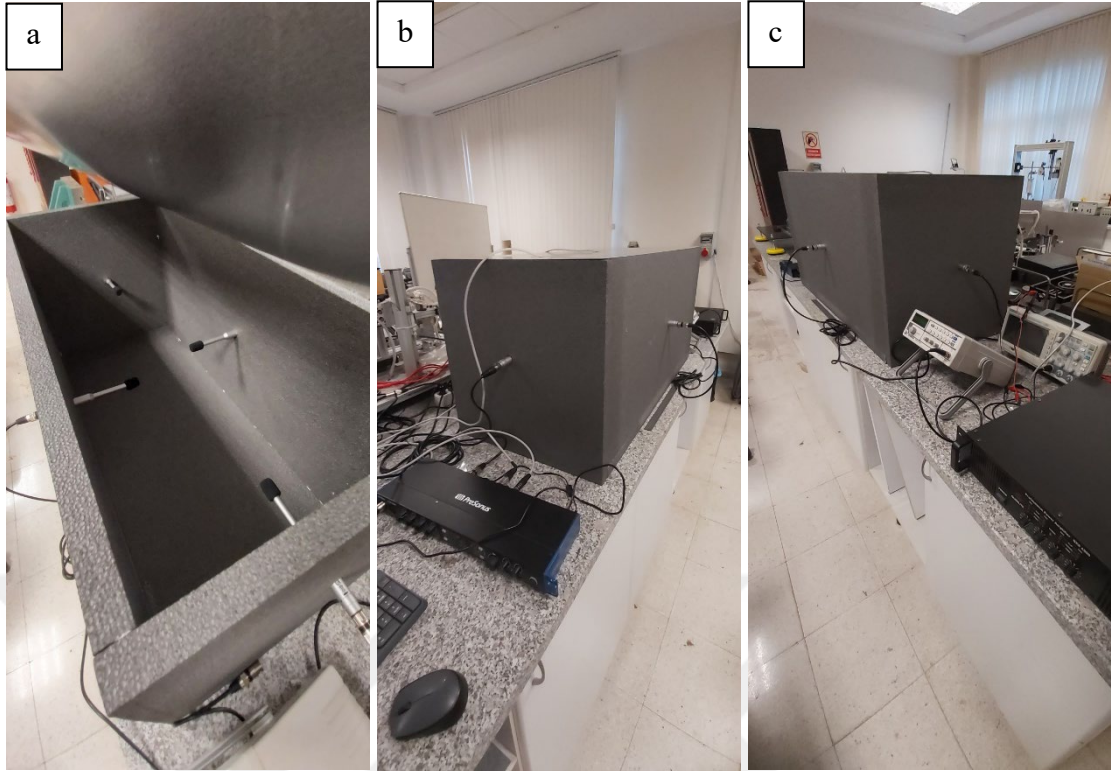
Oluşturulan deney düzenegi Şekil 3.3'te verilmiştir. Burada kapalı boşluğun sınırlarında bir adet taban ve dört adet duvar elemanı olacak şekilde Baunit Statherm Yalıtım Levhası kullanılmıştır. Köpük levhalar üzerine 1 mm kalınlığında 5454 Alüminyum plak malzeme basit mesnetli olacak şekilde yerleştirilmiştir. Plak eleman üzerine bir adet tahrik elemanı, dört adet de kontrol elemanı olarak 15 mm çapında piezo

akustik aktüatörler konumlandırılmıştır. Sistemin içerisine dört adet Behringer ECM 8000 kalibrasyon mikrofonu sensör olarak yerleştirilmiş olup, bunlar ölçümlerin ultra lineer frekans tepkisi ile yapılmasını sağlamıştır. Çoklu sinyal giriş çıkışları ve sinyal yönlendirme işlemleri için Presonus Studio 1824c harici ses arayüzü cihazı sisteme dahil edilmiştir. Piezo aktüatörlere yönlendirilen sinyallerin voltaj değerleri Quenlite QXS 4000 güç amplifikatörü ile ayarlanmıştır. A4Tech ADS 1022B osiloskop ile sistemdeki sinyallerin dalga formları takip edilmiştir. Sistemdeki piezo aktüatörler GWINSTEK SFG 1013 dalga jeneratörü ile birincil dalgalar uygulanarak kalibre edilmiştir. Ayrıca tüm piezo elemanların kablo lehimleme işlemleri Xytronic LF 1680 istasyonunda 382 °C sabit sıcaklıkta gerçekleştirilmiştir. Kullanılan kablolama tipleri ise mikrofonların ses arayüzü ile bağlantısı için XLR, piezo aktüatörlerin amplifikatörle bağlantısı için speakon, ses arayüzü ile amplifikatör bağlantısı için 6.35" çivi jak ve ses arayüzü bilgisayar bağlantısı için ise USB 3.0 şeklindedir.

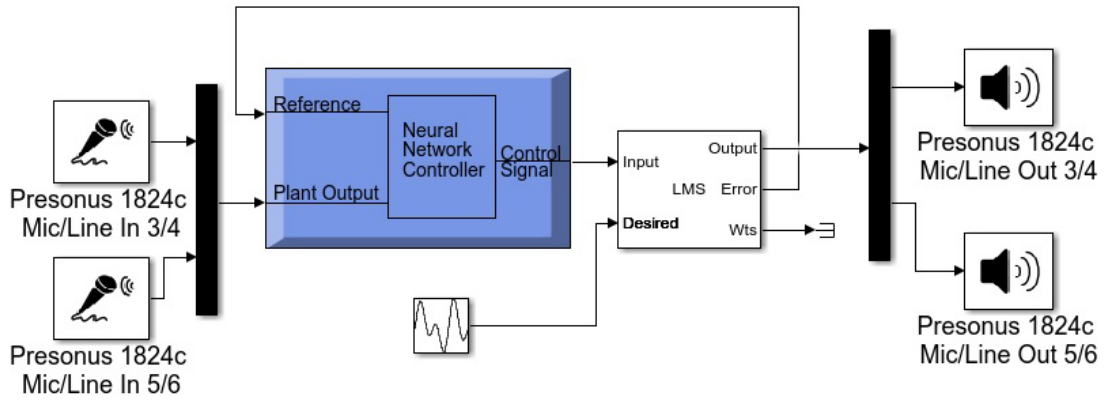


Şekil 3.3. İleri besleme aktif adaptif yapısal gürültü kontrolü deney düzeneği

Deneyde ileri besleme kapalı döngü kontrol yaklaşımı kullanılmıştır. Plakanın orta noktasında bulunan piezo eleman ile kare dalga formunda 330 Hz frekansta tahrik edilmesinin ardından kapalı boşluk içerisinde bulunan ölçüm mikrofonlarından ses sinyal seviyeleri elde edilmeye başlanmaktadır (Şekil 3.4a). Elde edilen ses sinyalleri harici ses arayüzü vasıtasıyla bilgisayara aktarılmaktadır (Şekil 3.4b). 44100 Hz frekansta örneklenen sinyaller Simulink programı üzerinde tasarlanan yapay sinir ağı adaptif filtresine giriş sinyalleri olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.5). Burada yapay sinir ağları bloğuna model çıktısı olarak aktarılan sinyaller bloktan kontrol sinyali olarak çıkmakta ve LMS filtre bloğuna girdi olarak verilmektedir. Arzu edilen sinyal seviyesine adapte edilen hata farkı tekrar yapay sinir ağları modeline referans sinyal olarak gönderilmekte, LMS bloğundan alınan çıkış sinyalleri ise ses arayüzünün hat çıkışına nihai kontrol sinyali olarak yönlendirilmektedir. Bu aşamanın ardından sinyaller hat sinyal çıkışından amplifikatöre aktarılmaktadır (Şekil 3.4c). Sinyal yükseltme işleminin gerçekleştirilmesinin ardından amplifikatörün sinyal çıkışı piezo aktüatörlere bağlanmaktadır ve sistemin döngüsü bu noktadan itibaren tamamlanmaktadır.



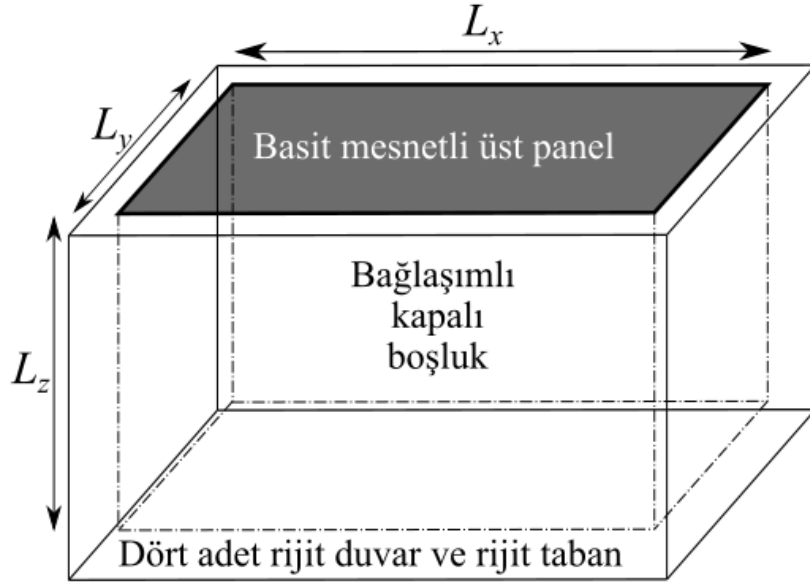
Şekil 3.4. a) Kapalı boşlukta ultra lineer ölçüm mikrofonu düzeni; b) Harici ses arayüzünün deney düzeneğinde yerleşimi; c) Osiloskop, dalga jeneratörü ve amplifikatörün deney düzeneğinde yerleşimi



Şekil 3.5. İleri beslemeli adaptif gürültü kontrolü modeli

4. BULGULAR

Denklemleri nümerik olarak test edebilmek amacıyla özelleştirilmiş bir durum olan katı – hava bağlaşımını sağlayan kapalı boşluklu bir sistem, göz önüne alınmıştır (Şekil 4.1). Bu tarz kapalı boşluklar aynı zamanda panel/boşluk sistemleri olarak da adlandırılmaktadırlar. Bu kutu temelde dört adet rijit duvar ve bir rijit tabandan oluşmaktadır. Kutunun üst kısmında ise basit mesnetli esnek bir panel elemanı bulunmaktadır.



Şekil 4.1. Rijit duvarlı panel / boşluk sistemi

Burada başlangıç olarak panel boyutları $1.8\text{ m} \times 0.88\text{ m} \times 0.009\text{ m}$, kutu boyutları $1.8\text{ m} \times 0.88\text{ m} \times 1\text{ m}$ olarak alınmıştır ve kapalı boşluk içerisindeki ses alanında bozucu etkinin üst panel ile sağlandığı kabulü yapılmıştır. Göz önüne alınan ilk sistemde akustik ve yapısal mod şekli fonksiyonları sırasıyla (3.95) ve (3.105) denklemleri ile denk gelen rezonans frekansları ise (3.99) ve (3.103) denklemleri ile elde edilmiş ve sistemde ilk on mod göz önüne alınmıştır. Bozucu etki kuvvet genlikleri 10 N 'dur. Alüminyum plaka üzerindeki konumları dört köşede $x_{b1} = 0.2\text{ m}, y_{b1} = 0.2\text{ m}, x_{b2} = 0.6\text{ m}, y_{b2} = 0.2\text{ m}, x_{b3} = 1.6\text{ m}, y_{b3} = 0.68\text{ m}, x_{b4} = 0.2\text{ m}, y_{b4} = 0.68\text{ m}$ noktalarında ve frekansı ise $F_e = 250\text{ Hz}$ olup aynı fazda çalışmaktadır. Basit mesnetli Alüminyum plakanın elastisite modülü 69 Gpa , Poisson oranı 0.334 ve yüzey yoğunluğu $\rho_s = 2677\text{ kg/m}^3$ olarak alınmıştır. Kapalı boşluk içerisindeki hava için ise yoğunluk $\rho_0 = 1.225\text{ kg/m}^3$ ve ses hızı $c_0 = 343\text{ m/s}$ değerleri kullanılmıştır. Hem plaka hem de ses alanı için kayıp faktörlerinin değerleri 0.01 olarak kabul edilmiştir. Sensör noktası konumunun kutunun sol alt köşesi orijin olmak kaydıyla $x_s = 0.97\text{ m}, y_s = 0.46\text{ m}, z_s = 0.53\text{ m}$ olduğu kabulü ile ilgili mod şekil fonksiyon değerleri, karşılık gelen rezonans frekanslar elde edilmiştir ve Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. İlk on yapısal ve akustik moda karşılık gelen rezonans frekansları

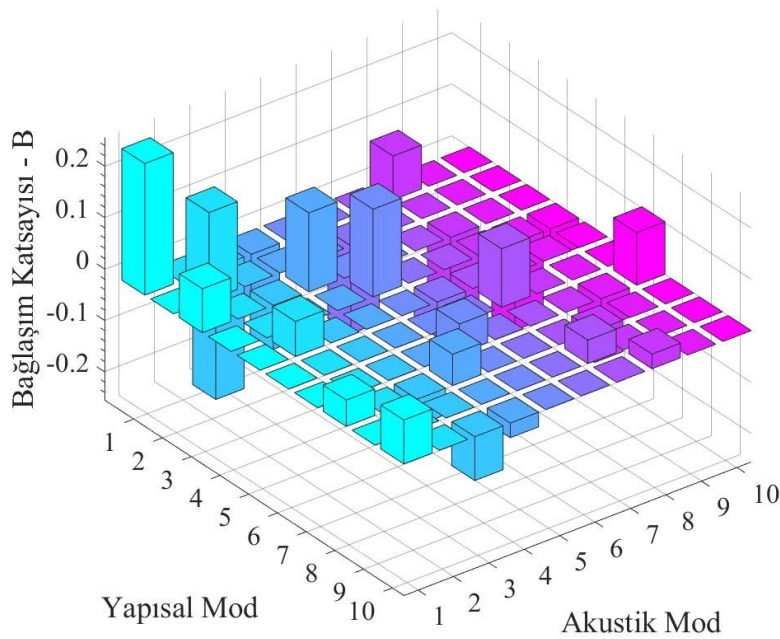
Yapısal Mod	ψ_{u,v_1}	ψ_{u,v_2}	ψ_{u,v_3}	ψ_{u,v_4}	Plaka Rezonans Frekansı (Hz)	Akustik Mod Numarası	$\varphi_{l,m,n}$	Akustik Rezonans Frekansı (Hz)
(1,1)	0.2240	0.2240	0.2240	0.2240	35.17	(0,0,0)	1	0.00
(2,1)	0.4209	-0.4209	-0.4209	0.4209	55.52	(1,0,0)	-0.1219	95.28
(3,1)	0.5671	0.5671	0.5671	0.5671	89.44	(0,0,1)	-0.0941	171.50
(1,2)	0.3385	0.3385	-0.3385	-0.3385	120.33	(2,0,0)	-0.9703	190.56
(4,1)	0.6449	-0.6449	-0.6449	0.6449	136.94	(0,1,0)	-0.0713	194.89
(2,2)	0.6362	-0.6362	0.6362	-0.6362	140.68	(1,0,1)	0.0115	196.19
(3,2)	0.8572	0.8572	-0.8572	-0.8572	174.60	(1,1,0)	0.0087	216.93
(5,1)	0.6449	0.6449	0.6449	0.6449	198.00	(2,0,1)	0.0913	256.37
(4,2)	0.9748	-0.9748	0.9748	-0.9748	222.09	(0,1,1)	0.0067	259.60
(1,3)	0.2877	0.2877	0.2877	0.2877	262.25	(2,1,0)	0.0692	272.57

Mod şekil fonksiyonu değerleri ve rezonans frekansının ardından **B** matrisi (3.100) denklemine göre elde edilmiştir ve (4.1) ve (4.2) ifadesi ile verilmiştir.

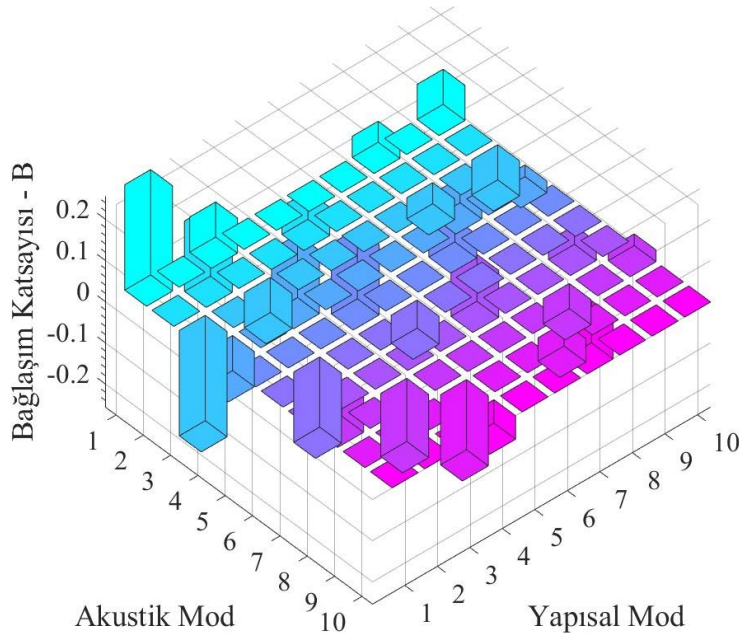
$$B(1:5,1:10) = \begin{bmatrix} 0.2559 & 0 & -0.2559 & -0.0853 & 0 \\ 0 & 0.1706 & 0 & 0 & 0 \\ 0.0853 & 0 & -0.0853 & 0.1535 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.1706 \\ 0 & 0.0682 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0569 \\ 0.0512 & 0 & -0.0512 & 0.0609 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -0.0853 & 0 & -0.0853 & -0.0284 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$B(6:10,1:10) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0.0853 & 0 & 0 \\ -0.1706 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.1535 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0.1706 & -0.0569 \\ -0.0682 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.1137 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0569 & 0.1023 \\ 0 & 0 & -0.0609 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0455 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0284 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

B matrisinin oluşturulmasının ardından bağlaşım sağlayan akustik ve yapısal modlar arasındaki katsayı büyüklüğünü gösteren grafikler ise Şekil 4.2. ve Şekil 4.3'te oluşturulmuştur.



Şekil 4.2. Akustik ve yapısal modların bağlaşım katsayısı grafikleri (pozitif değerler)



Şekil 4.3. Akustik ve yapısal modların bağlaşım katsayısı grafikleri (negatif değerler)

Burada diğerlerine göre yüksek **B** katsayısı değerleri akustik mod ile yapısal mod arasında güçlü bağlaşım olduğunu göstermektedir. Grafikler incelendiğinde güçlü bağlaşımın sırasıyla (1,1) – (0,0,0), (1,1) – (0,0,1), (2,1) – (1,0,0), (2,1) – (1,0,1), (3,1) – (0,0,0), (3,1) – (0,0,1), (1,2) – (0,1,0), (1,2) – (0,1,1), (2,2) – (1,1,0), (3,2) – (2,1,0) yapısal ve akustik modları arasında olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca bu bağlaşım durumlarında dikkat edilmesi gereken ayrı bir nokta ise tek değerli panel modlarının çift değerli akustik modlarla, çift değerli panel modlarının tek değerli akustik modlarla bağlaştığıdır. Bu durum düşük frekanslarda dahi dikkate değer yapısal modların aynı set akustik modlarla bağlaştığını ve akustik uzaya enerji transfer ettiğini göstermektedir. Bu durum düşük frekanslarda çoklu modal bağlaşma konsepti olarak adlandırılmaktadır ve kapalı boşluk gürültü kontrolünde önem verilmesi gereken bir durumdur.

Modal yayılım transfer fonksiyonu $\mathbf{Z}_a$ 'nın diyagonal elemanları (3.96) denklemiyle bulunmuştur ve değerleri Çizelge 4.2'de verilmiştir. $\mathbf{Z}_a$ matrisinin diğer elemanları sıfırdır.

Çizelge 4.2. Z_a matrisinin diyagonal elemanlarının nümerik değerleri

Matris İndisleri	Z_a Diyagonal elemanları
(1,1)	-0.2317j
(2,2)	0.0037-0.542j
(3,3)	0.031-0.8733j
(4,4)	0.0609-1.1007j
(5,5)	0.0726-1.1745j
(6,6)	0.0767-1.1990j
(7,7)	0.2235-1.8416j
(8,8)	4.5310+5.4245j
(9,9)	2.5651+4.5826j
(10,10)	0.5899+2.3250j

Yapısal modal girdi empedans matrisi Z_I 'nin elemanları (3.62) ve (3.63) denklemiyle elde edilmiştir ve 10^4 ile bölünen, 1. ve 5. sütunlar arası değerler Çizelge 4.3'te ve 6. ve 10. sütunlar arası değerler Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Z_I matrisinin 10^4 ile bölünmüş 1. ve 5. sütunlar arası değerleri

1. sütun değerleri	2. sütun değerleri	3. sütun değerleri	4. sütun değerleri	5. sütun değerleri
0.0226+1.4433j	0	-0.0374-0.0508j	0	0
0	0.0022+1.3929j	0	0	0.0006-0.0128j
-0.0374-0.0508j	0	0.0702+1.3659j	0	0
0	0	0	0.0530+1.2187j	0
0	0.006-0.0128j	0	0	0.0047+1.0439j
0	0	0	0	0
0	0	0	0.0139+0.0123j	0
-0.0148-0.0233j	0	0.0271+0.0224j	0	0
0	0	0	0	0
0.0074-0.0086j	0	-0.0125-0.0169j	0	0

Çizelge 4.4. Z_I matrisinin 10^4 ile bölünmüş 6. ve 10. sütunlar arası değerleri

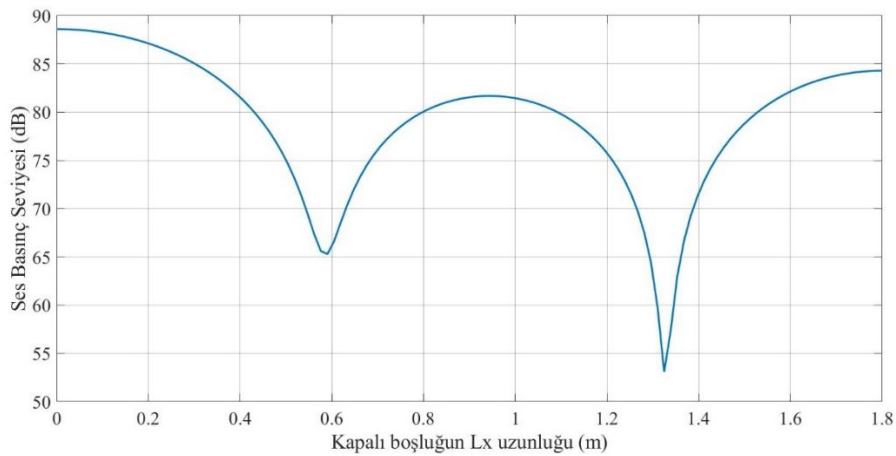
6. sütun değerleri	7. sütun değerleri	8. sütun değerleri	9. sütun değerleri	10. sütun değerleri
0	0	-0.0148-0.0233j	0	0.0074-0.0086j
0	0	0	0	0
0	0	0.0271+0.0224j	0	-0.0125-0.0169j
0	0.0139+0.0123j	0	0	0
0	0	0	0.0007-0.0060j	0
0.0066+1.0091j	0	0	0	0
0	0.0166+0.7899j	0	0	0
0	0	0.0202+0.5669j	0	-0.0049-0.0078j
0.0007-0.0060j	0	0	0.0121+0.3135j	0
0	0	-0.0049-0.0078j	0	0.0190-0.1533j

M_u üst panelin modal kütlesi olup (3.101) denklemi ile hesaplanmıştır ve değeri 9.5408 kg 'dır. Z_u ise u yapısal modunun yapısal girdi empedansıdır, (3.102) denklemi ile hesaplanmış ve değerleri 10^6 'ya bölünmüş şekilde (4.3) ifadesi verilmiştir.

$$Z_u/10^6 = \begin{bmatrix} -2.4186 + 0.0005j \\ -2.3457 + 0.0012j \\ -2.1516 + 0.0032j \\ -1.8959 + 0.0057j \\ -1.7271 + 0.0074j \\ -1.6861 + 0.0078j \\ -1.2640 + 0.0120j \\ -0.9199 + 0.0155j \\ -0.5214 + 0.0195j \\ 0.2485 + 0.0272j \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

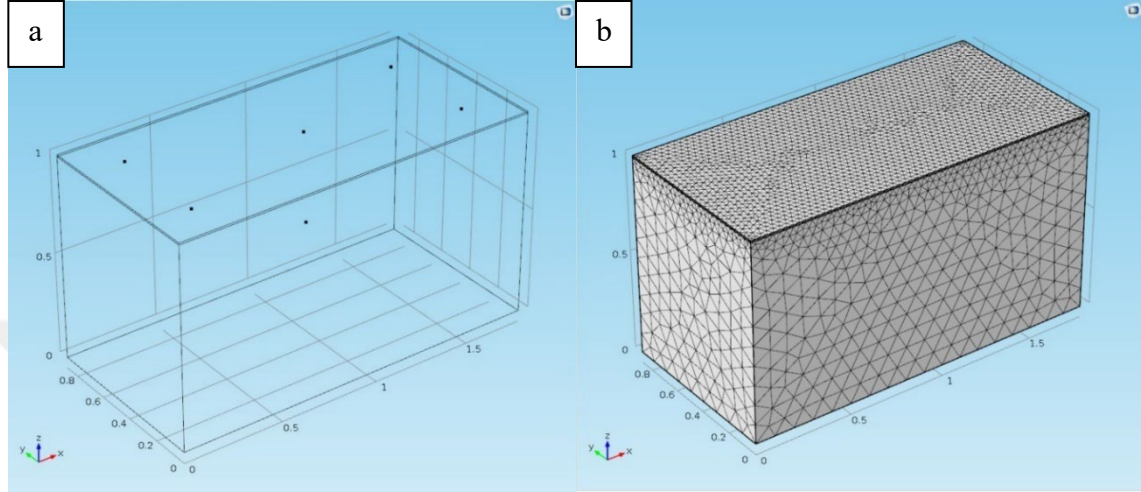
Akustik potansiyel enerjinin minimize edilmesi kapalı boşlukta ortalama ses basınç karesinin ya da sonlu sayıda nokta kullanılarak (3.92) denkleminin minimize edilmesine eşit olduğu önceki bölümde bahsedilmiştir. (3.92) denkleminde p_p birincil ses kaynağı basıncını, p_c kontrol ses kaynağı basıncını temsil etmektedir. Titreşim kaynaklarına bağlı olarak kapalı boşluk içerisinde meydana gelen ses basıncı, herhangi i noktasında oluşturulan kontrol kaynağı için (3.93) denklemi ile verilmiştir. Dört noktadan titreşimi sağlanan panel için elde edilen veriler denklemde yerine yazılır ve sensör konumunun tam x koordinatından, kapalı boşluk Lx boyutu boyunca bir çizgi çekilirse ses basınç seviyesi (4.4) denklemine göre Şekil 4.4'te gösterildiği gibi kapalı boşluğun Lx koordinatı boyunca grafiği elde edilir.

$$SPL = 20 \log_{10} \left(\frac{P_p}{P_{ref}} \right) \quad (4.4)$$



Şekil 4.4. Ses basınç seviyesi – kapalı boşluk Lx uzunluğu grafiği

Bu grafikte $y_s = 0.46 \text{ m}$, $z_s = 0.53 \text{ m}$ koordinatlarında Lx boyunca çizgisel ses basınç değişimi modal bağlaşım yaklaşımı kullanılarak analitik olarak çözümlenmiştir. Bu noktaya kadar elde edilen veriler Matlab programı vasıtasıyla elde edilmiş olup, ilgili kod Ek – 1’ de verilmiştir. Sonucu doğrulamak için tüm parametre ve şartlar aynı olacak şekilde Şekil 4.5a ve b’de geometrisi ve ağ yapısı verilen sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.5. a) Kapalı boşluk sonlu eleman modeli geometrisi; **b)** Kapalı boşluk sonlu eleman modeli ağ yapısı

Sonlu elemanlar modelinde Alüminyum plaka model içerisinde kabuk fiziği altında çalışmakta olup, plakanın uçlarında basit mesnet şartı tanımlanmıştır. Kapalı boşluk içerisindeki ses yayılımı ses basınç fiziği olarak belirlenmiştir. Kapalı boşluk ile Alüminyum plaka arasındaki bağlaşım akustik – yapısal sınır şartı verilmiştir. Ağ yapısı için hava ile plaka arasındaki ince geçiş kısımlarındaki hesapların daha hassas olabilmesi için iki parçalı olarak ayarlanmıştır. Hacmin daha büyük alt kısmı için serbest dört yüzlü ağ yapısı daha kaba şekilde tanımlanmış olup, temas yüzeyleri ve Alüminyum plakadaki ağ yapısında düğüm noktaları birbirlerine çok daha yakın olacak şekilde daha sık bir serbest dört yüzlü ağ dağılımı oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modelinden elde edilen yapısal ve akustik mod frekansları Çizelge 4.5’te verilmiştir.

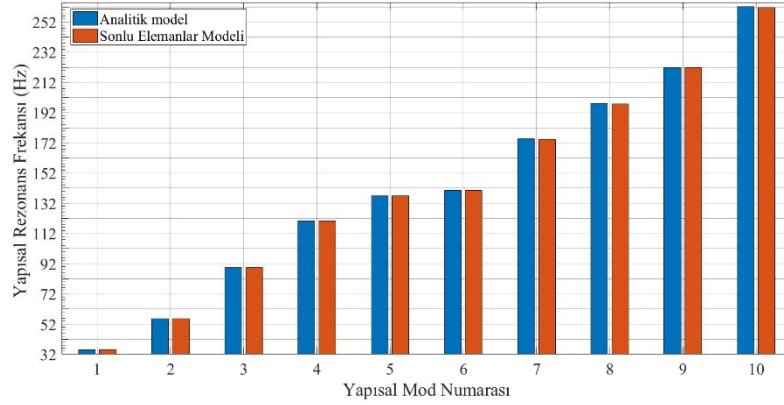
Çizelge 4.5. Sonlu elemanlar modelinden elde edilen ilk on yapısal ve akustik moda karşılık gelen rezonans frekansları

Plaka Modları	Plaka Rezonans Frekansları (Hz)	Akustik Modlar	Akustik Rezonans Frekansları (Hz)
(1,1)	35.215	(0,0,0)	2.067×10^{-6}
(2,1)	55.577	(1,0,0)	95.334
(3,1)	89.484	(0,0,1)	171.47

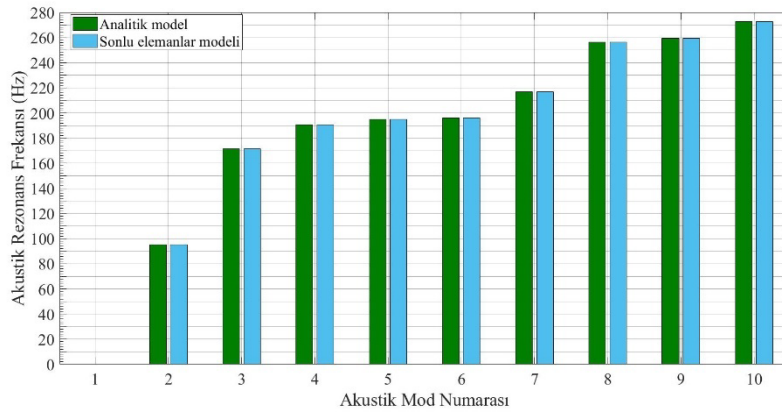
Çizelge 4.5'in devamı

(1,2)	120.32	(2,0,0)	190.59
(4,1)	136.89	(0,1,0)	194.84
(2,2)	140.63	(1,0,1)	195.98
(3,2)	174.44	(1,1,0)	216.99
(5,1)	197.75	(2,0,1)	256.36
(4,2)	221.72	(0,1,1)	259.59
(1,3)	261.65	(2,1,0)	272.58

Analitik modelden elde edilen rezonans frekansları (Çizelge 4.1) ve sonlu elemanlar modelinden elde edilen rezonans frekanslarının net şekilde görülebilmesi amacıyla plaka rezonans frekansları için Şekil 4.6 grafiği, akustik rezonans frekansları için Şekil 4.7 grafiği oluşturulmuştur.

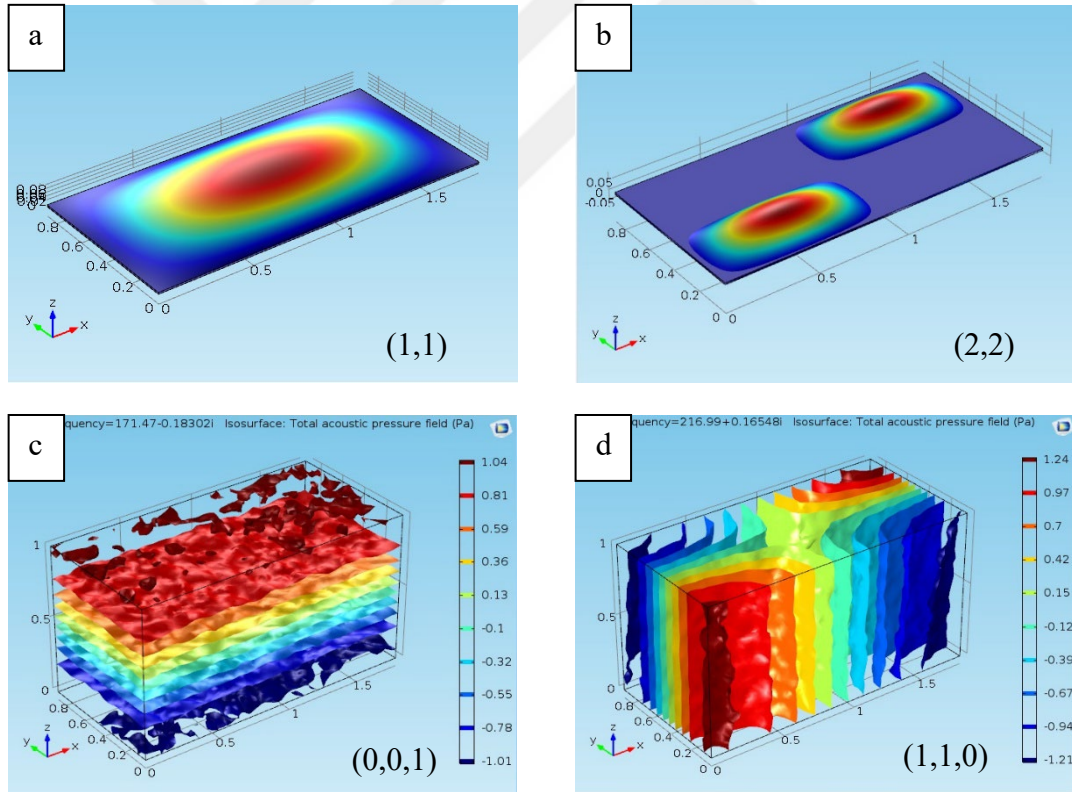


Şekil 4.6. Analitik model ve sonlu elemanları modeli arasında karşılaştırmalı yapısal mod frekansları grafiği



Şekil 4.7. Analitik model ve sonlu elemanları modeli arasında karşılaştırmalı akustik mod frekansları grafiği

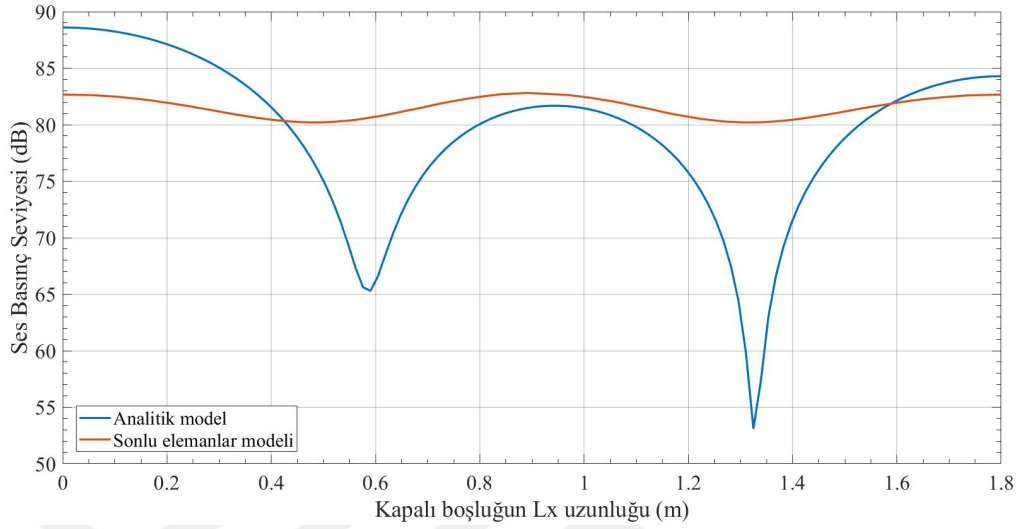
Aralarında modal bağlaşım güçlü olan $(1,1) - (0,0,1)$ ve $(2,2) - (1,1,0)$ akustik ve yapısal modlarının sonlu elemanlar modelinden elde edilen mod şekilleri Şekil 4.8’de verilmiştir. Burada modal bağlaşım katsayısı yüksek olan yapısal ve akustik modların şekil olarak bir süreklilik yarattıkları gözlemlenmektedir.



Şekil 4.8. a) Yapısal mod şekli $(1,1)$; b) Yapısal mod şekli $(2,2)$; c) Akustik mod şekli $(0,0,1)$; d) Akustik mod şekli $(1,1,0)$

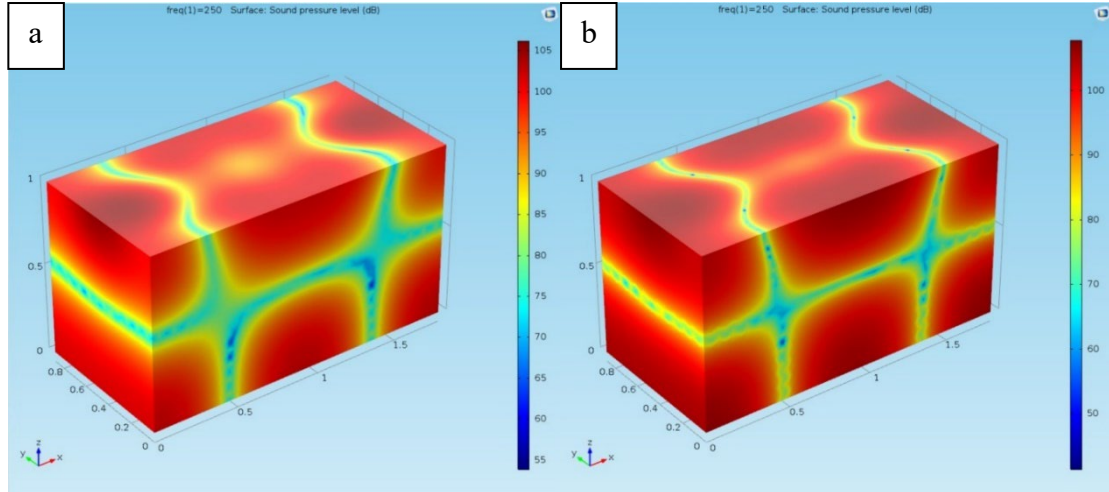
Şekil 4.6 ve Şekil 4.7 grafiklerinden anlaşıldığı üzere ayırık sonlu eleman model çözümlerinde mod frekansları arasında hata değerinin çok küçük ortalama yaklaşık 0.02 değerlerinde olduğu görülmüş. Ayırık model için sınır şartlarının doğru verildiği tespit

edilmiştir. Bu sonuçların üzerine tam bağlaşım modelinin yürütülmesinin ardından $y_s = 0.46 \text{ m}$, $z_s = 0.53 \text{ m}$ koordinatlarında L_x boyunca çizgisel ses basınç değişimi sonlu elemanlar yöntemi ile çözümlenmiş ve analitik çözümden elde edilen ses basınç seviyesi ile değişim grafiği Şekil 4.9'da verilmiştir.

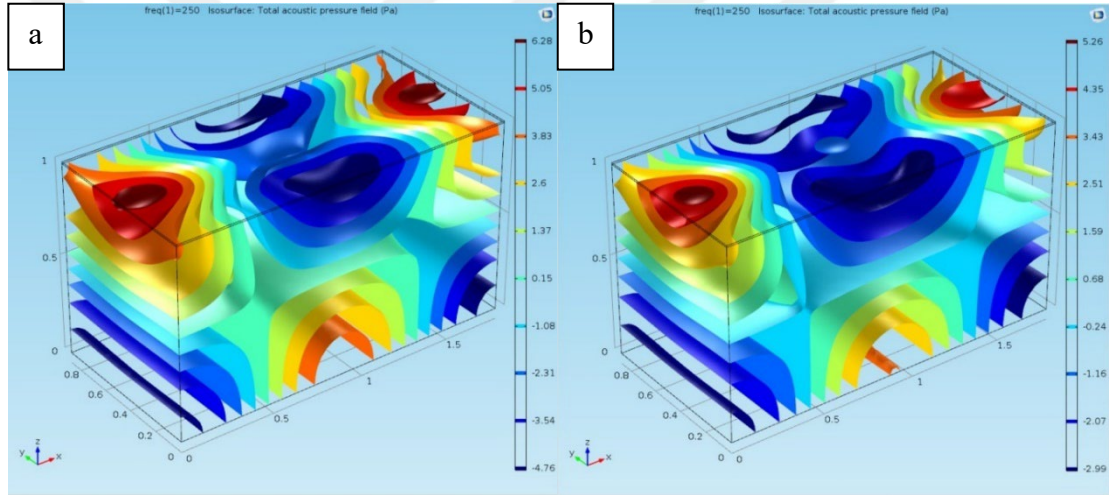


Şekil 4.9. Analitik ve sonlu elemanlar modeli karşılaştırmalı kapalı boşluk L_x uzunluğu boyunca ses basınç seviyesi değişimi

Analitik ve sonlu elemanlar grafiğinde sabit y ve z konumlarında x koordinatı boyunca ses basınç seviyesi değişimi 0.6 m ve 1.35 m çevresinde hata değeri vermiştir. Analitik modelde ortalama ses basınç seviyesi 79.1 dB , sonlu elemanlar modelinde 81.4 dB 'dir. İki model arasındaki hata seviyesi kabul edilebilir düzeyde olduğundan modellerde kontrol kuvvet genliğinin belirlenmesi aşamasına geçilmiştir. Kontrol kuvveti panelin tam orta noktası olan $x_c = 0.94 \text{ m}$, $y_c = 0.44 \text{ m}$ noktasından 180° faz kaymasıyla uygulanmıştır. Ses basıncını $x_s = 0.97 \text{ m}$, $y_s = 0.46 \text{ m}$, $z_s = 0.53 \text{ m}$ sensör noktasında analitik olarak tam sıfırlayacak şekilde (3.93) denkleminde f_c parametresi yalnız bırakılarak genliği $4.7853 + 1.8229j$ olarak bulunmuştur. Bu değer sonlu elemanlar modelinde belirlenen noktadan uygulandığında elde edilen üç boyutlu ses basınç seviyesi değişimi yüzey grafiği Şekil 4.10'da, toplam akustik basınç alanı izoyüzeyler grafiği Şekil 4.11'de verilmiştir.

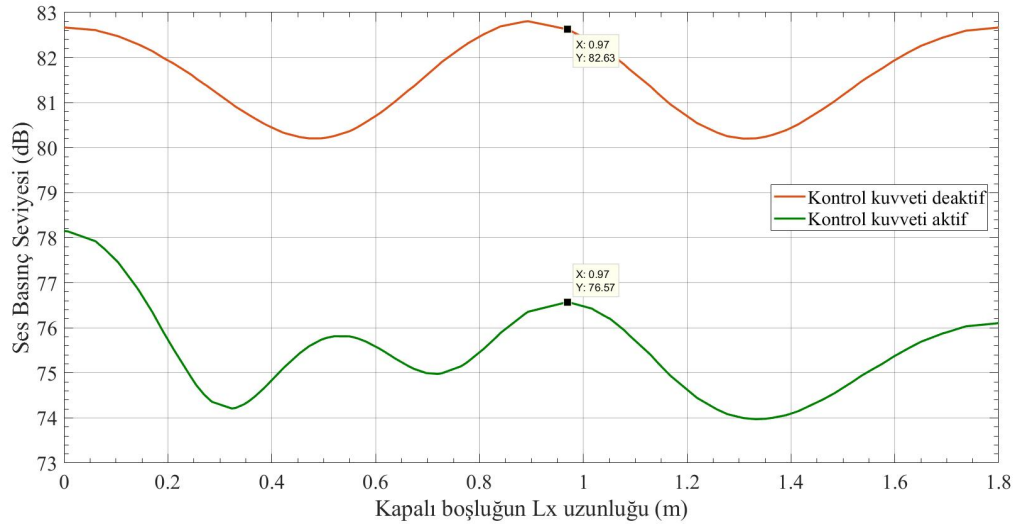


Şekil 4.10. a) Kontrol kuvveti uygulanmış ses basınç seviyeleri; **b)** Kontrol kuvveti uygulanmadan önce ses basınç seviyeleri



Şekil 4.11. a) Kontrol kuvveti uygulanmış toplam akustik basınç alanı; **b)** Kontrol kuvveti uygulanmadan önce toplam akustik basınç alanı

Kontrol kuvvetinin uygulanmasının ardından kapalı boşluk içerisinde akustik seviyelerdeki azalma trendi görülmüştür. Seviyelerdeki azalma durumunu daha net tespit edebilmek için çizgisel ses basınç seviyeleri değişim grafiği kontrol kuvvetinin etki etmesi durumu için tekrar oluşturulmuş ve Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12. Kontrol kuvvetinin uygulanmasının ardından kapalı boşluk L_x uzunluğu boyunca ses basınç seviyesi değişimi

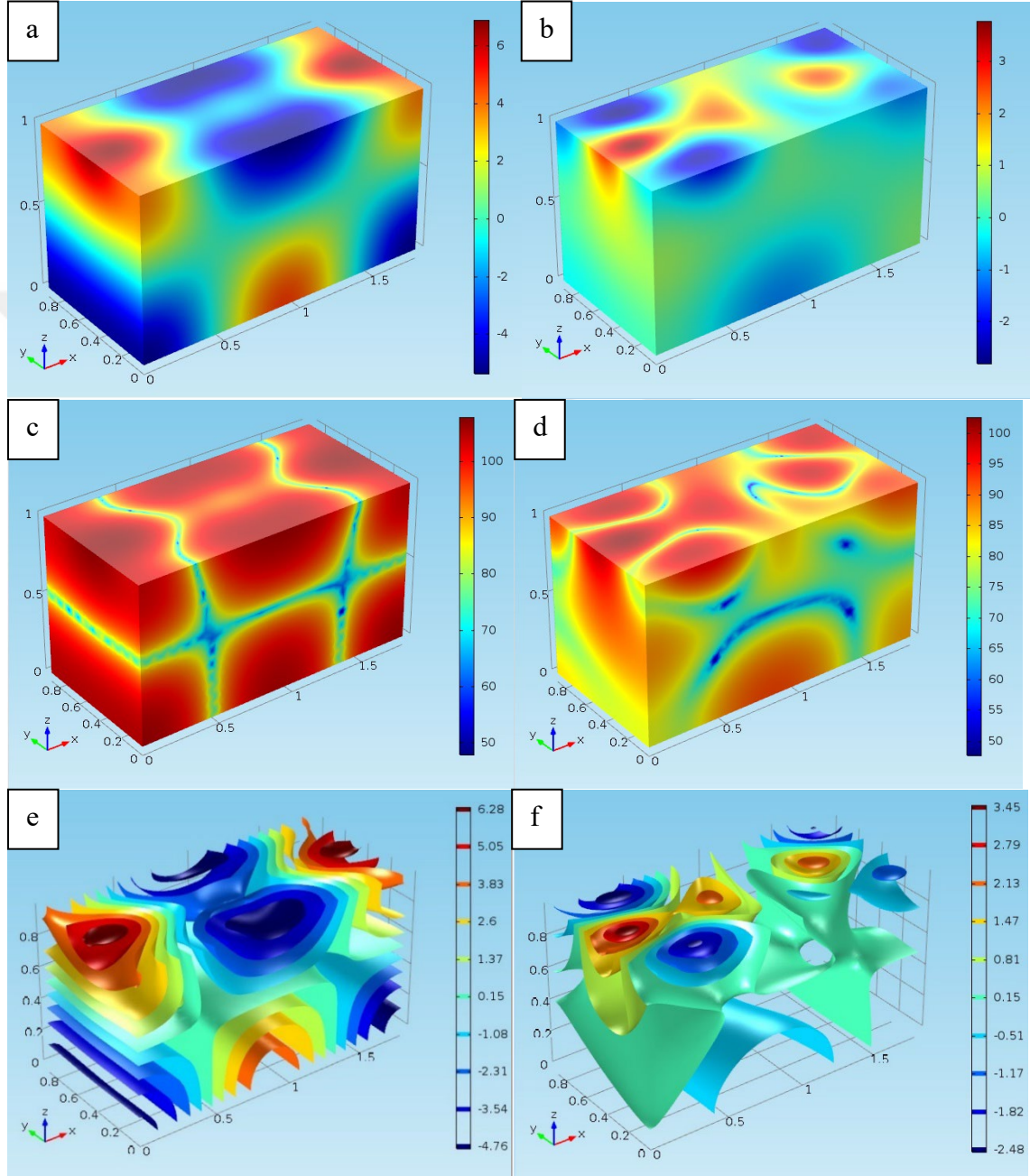
$x_s = 0.97 \text{ m}$, $y_s = 0.46 \text{ m}$, $z_s = 0.53 \text{ m}$ sensör noktası hedeflenerek titreşim kaynağı ile kapalı boşlukta ses basınç seviyesinde azalma hedeflenmiş olup, tüm çizgisel veri alımı çizgisi boyunca $\sim 6 \text{ dB}$ değerinde seste azalma gözlemlenmiştir.

Bu sonuçların elde edilmesinin ardından sistemde dört adet birincil kaynak, tekil kontrol kaynağı ve tekil hata algılama noktasından elde edilen sonuçlardan ardından kontrol kaynağı ve hata algılama noktaları sayısı beşe çıkarılarak kontrol performansının artırılması amaçlanmıştır. Ayrıca minimize edilmesi gereken ses basıncı denklemi (3.110) içerisindeki hata algılama noktaları transfer fonksiyonu matrisi $\mathbf{Z}_{vt}$ artık birden fazla aktüatör ve sensör konumuna bağlı olduğundan sistemin kontrol kuvveti genlikleri tekil değerlere ayrıştırma yöntemi ile optimize edilecek duruma gelmiştir. Burada birincil titreşim kaynakları aynı koordinatlarda kalmak koşuluyla yeni aktüatör noktaları ve sensör noktaları Çizelge 4.6’da verilmiştir. Bu çizelgede “c” alt indisi kontrol koordinatlarını, “s” alt indisi sensör koordinatlarını temsil etmekte olup, geometrinin sol alt köşesi orijin olarak kabul edilmiş ve uzunluk birimleri metre olarak alınmıştır. Buradaki koordinatların kullanılmasıyla birincil ses basıncı hem analitik olarak hem de sonlu elemanlar modeli ile çözülmüş ve kontrol kaynakları kuvvet genlikleri ise tekil değerlere ayrıştırma vasıtasıyla çıkarılan (3.123) denklemi kullanılarak optimize edilmiş ve nihai kontrol sonuçları elde edilmiştir.

Çizelge 4.6. Çoklu kontrol kaynağı ve sensör noktası koordinatları

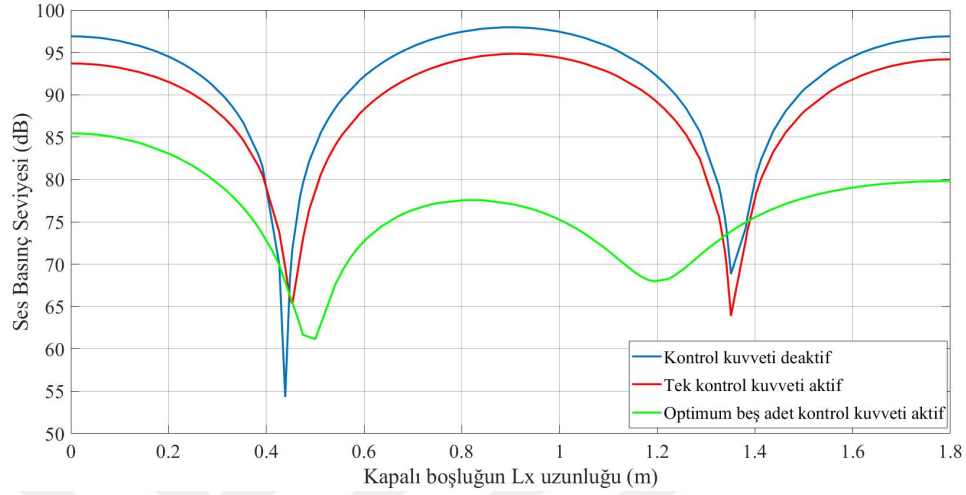
$f_{c_{opt}}$	$x_c(m)$	$y_c(m)$	$x_s(m)$	$y_s(m)$	$z_s(m)$
-16.3943-0.2420j	0.2	0.44	0.2	0.46	0.53
-6.4262+0.2617j	0.94	0.2	0.97	0.2	0.53
-1.9442+0.1398j	1.6	0.44	1.6	0.46	0.53
-3.1576+0.0200j	0.94	0.68	0.97	0.68	0.53
3.0437+0.661j	0.94	0.44	0.97	0.46	0.53

Buradaki koordinatların kullanılmasıyla birincil ses basıncı hem analitik olarak hem de sonlu elemanlar modeli ile çözülmüş ve kontrol kaynakları kuvvet genlikleri ise tekil değerlere ayrıştırma vasıtasıyla çıkarılan (3.123) denklemi kullanılarak optimize edilmiş ve nihai kontrol sonuçları elde edilmiştir. Çizelge 4.6'da değerleri verilen optimum kuvvet genlikleri Ek-2'deki Matlab kodunun çalıştırılmasıyla elde edilmiştir. Bulunan bu sonuçlar Şekil 4.13'te karşılaştırmalı üç boyutlu grafikler olarak verilmiştir.



Şekil 4.13. a) Kontrol kuvveti uygulanmamış durumda toplam ses basıncı alanı; **b)** Optimum kontrol kuvvetleri uygulanmış durumda toplam ses basıncı alanı; **c)** Kontrol kuvveti uygulanmamış durumda ses basınç seviyeleri; **d)** Optimum kontrol kuvvetleri uygulanmış durumda ses basınç seviyeleri; **e)** Kontrol kuvveti uygulanmamış durumda toplam ses basıncı alanı izoyüzeyleri; **f)** Optimum kontrol kuvvetleri uygulanmış durumda toplam ses basıncı alanı izoyüzeyleri

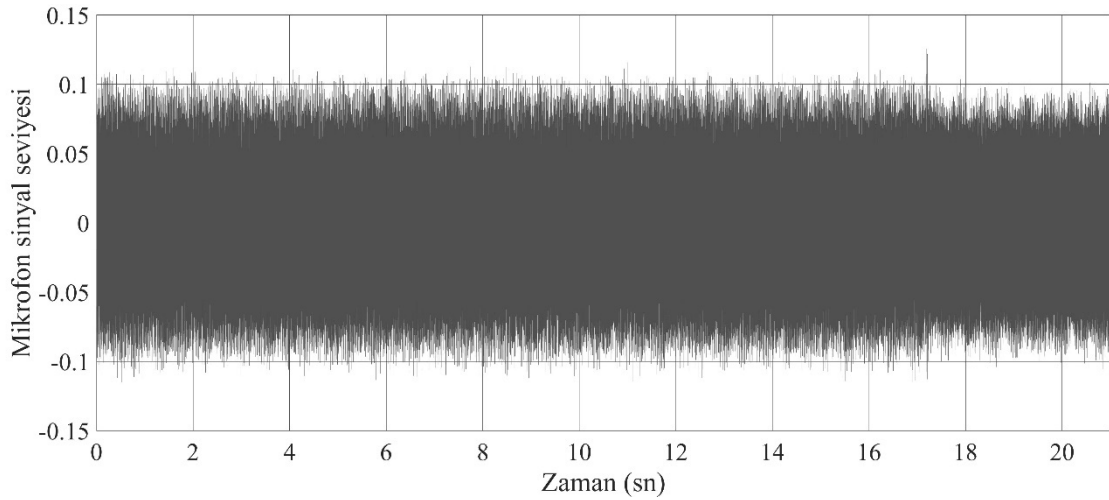
Optimum kontrol kuvvetlerinin uygulanmasının ardından kapalı boşluk içerisinde akustik seviyelerdeki azalma trendi görülmüştür. Seviyelerdeki azalma durumunu daha net tespit edebilmek için çizgisel ses basınç seviyeleri değişim grafiği kontrol kuvvetinin etki etmesi durumu için tekrar oluşturulmuş ve Şekil 4.14'te verilmiştir.



Şekil 4.14. Tekil kontrol kuvvetleri ve optimum kontrol kuvvetlerinin uygulanmasının ardından kapalı boşluk Lx uzunluğu boyunca ses basınç seviyesi değişimi

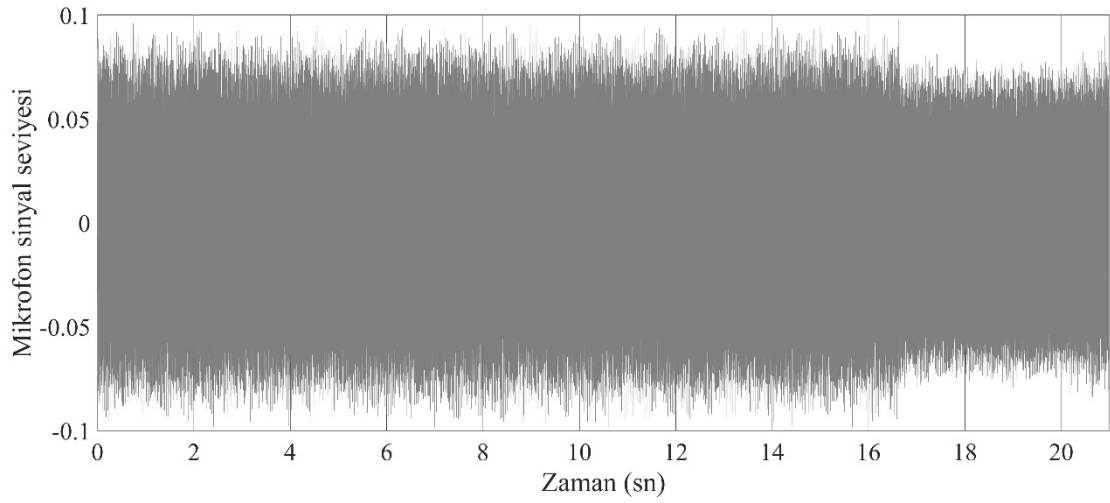
$y_s = 0.40 \text{ m}$, $z_s = 0.38 \text{ m}$ noktası ile tanımlanan ve x eksenini boyunca veri alımı çizgisi boyunca 10 dB ile 35 dB değerinde seste azalma gözlemlenmiştir.

Elde edilen model parametrelerine bağlı olarak deney düzeneğinde ölçüm mikrofonu 1'den elde edilen ses sinyali seviyeleri Şekil 4.15'te verilmiştir.



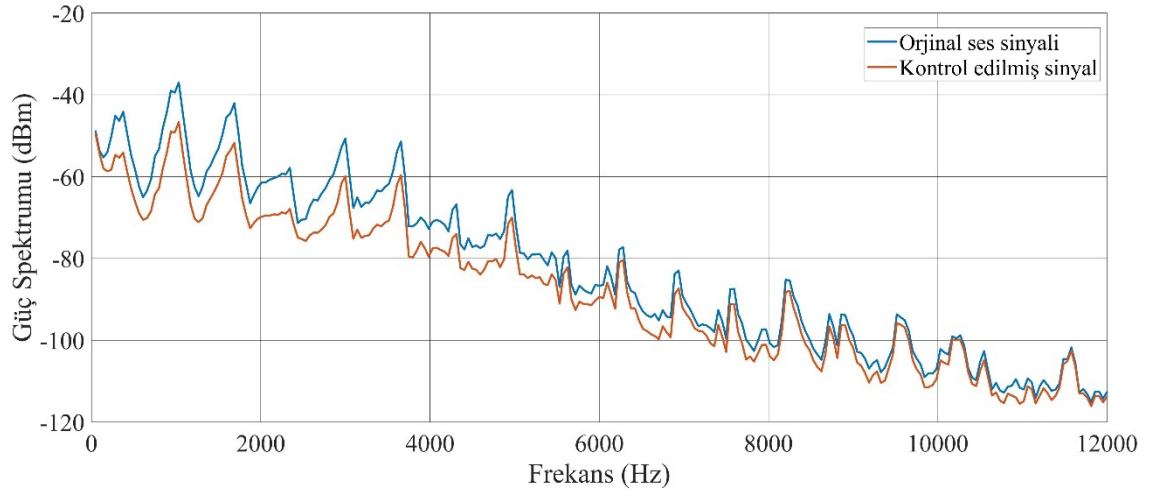
Şekil 4.15. Deneyel kapalı boşluk sistemindeki ölçüm mikrofonu 1'den elde edilen ses verileri

Ölçüm mikrofonu 2'den elde edilen ses sinyali seviyeleri Şekil 4.16'da verilmiştir.

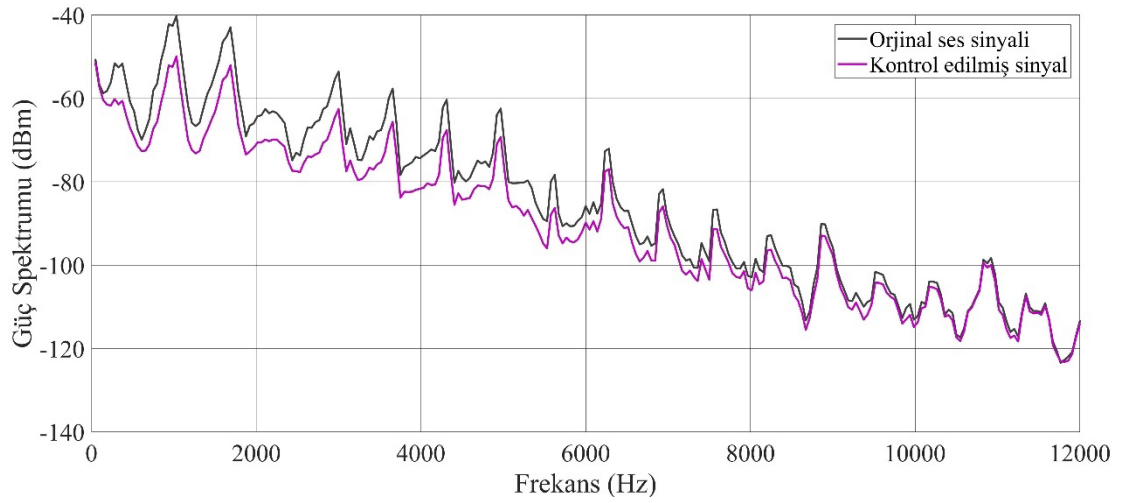


Şekil 4.16. Deneysel kapalı boşluk sistemindeki ölçüm mikrofonu 2’den elde edilen ses verileri

Gürültü kontrolü performansının daha net görülebilmesi için her iki mikrofondan alınan sinyaller kontrol sisteminin 17. saniyede aktif olmasından itibaren ikiye bölünmüş ve spektrumları çıkarılmıştır. Ayrıca sinyallerde 2982 Hz üzerinde ölçüm gürültüsü tespit edilmiş olup, bu frekanstan itibaren her harmonikte 12 dB azaltma sağlayacak şekilde alçak geçiren filtre uygulanmıştır. Mikrofon 1 sinyalinin ses spektrum grafiği Şekil 4.17’de, mikrofon 2 sinyalinin ses spektrum grafiği Şekil 4.18’de verilmiştir.

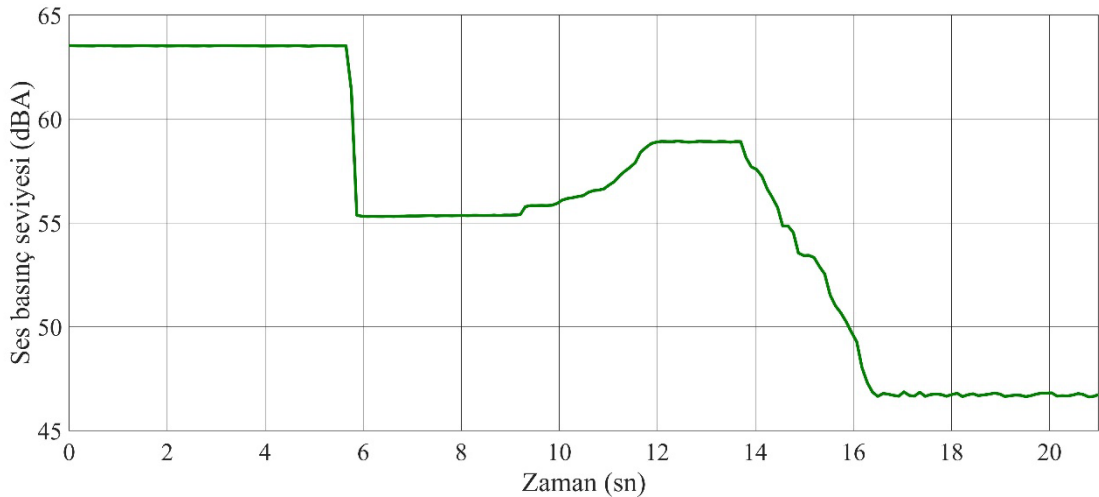


Şekil 4.17. Mikrofon 1 ses sinyali spektrum grafiği



Şekil 4.18. Mikrofon 2 ses sinyali spektrum grafiği

Güç spektrum grafiklerinde ölçüm mikrofonlarından alınan değerlerde kontrol sisteminin aktif olmasının ardından 6000 Hz frekansa kadar ortalama 10 dB azalma, 6000 Hz – 12000 Hz arasında ortalama 5 dB azalma gözlemlenmiştir. Sinyal güç seviyelerindeki azalma kontrol sisteminin performansı ve sistem tasarımı hakkında bilgiler vermektedir. Ancak gerçek gürültü kontrolü performansının elde edilebilmesi için sisteme dBA cinsinden ses basınç seviyesi ölçümü yapan gürültü ölçüm cihazı eklenmesi de gerekmiştir. CESVA SC310 Tip 1 gürültü ölçer cihazı kapalı boşluğun içerisine iki ölçüm mikrofonun ortasında olacak şekilde yerleştirilmiş ve aynı süre boyunca gürültü ölçümü alınmıştır. Elde edilen zamana bağlı ses basınç seviyesi değişim grafiği Şekil 4.19'da verilmiştir.



Şekil 4.19. Zamana bağlı ses basınç seviyesi değişimi

5. TARTIŞMA

Çalışma kapsamında yapısal aktif gürültü kontrolü sisteminde ana model olarak prizmatik rijit duvarlı kapalı boşluk sistemi kullanılmıştır. Özellikle dış ortam ses kaynakları ya da sistem sınırları üzerinde bulunan kaynaklar nedeniyle iç kısma aktarılan elastik dalgaların hem matematiksel modelleri hem de deneysel testlerinde literatürde genel kabul gören bir yaklaşımdır (Hansen vd. 1997). Tez çalışması kapsamında bu modelin sistem sınırlarında bulunan titreşim kaynaklarından kapalı boşluk içerisine ses iletimi olduğu ve bu titreşimin oluşan gürültü için en büyük etkiyi sağladığı kabulü yapılmıştır. Sistemde taban ve yan duvarların rijit olduğu ve üzerlerinde bölgesel dalga yayılımı olmadığı üzerinden hesaplar yapılmıştır. Boş olarak bırakılan üst tavan kısmı ise çeşitli yapısal elemanlara belirli bir sınır şartı verilerek kapatılabilmektedir. Bu çalışmada üst panel plak eleman tepkileri verecek şekilde ince Alüminyum sac levha olarak seçilmiştir. Bu metalin seçilmesi titreşim kaynakları ile tahrik edildiğinde hem titreşim verilerinin hem de kapalı boşluk içerisine aktarılan ses dalgaları büyüklüklerinin net şekilde hesaplanabilmesini ve ölçülmesini sağlamıştır. Üst plaka yerleştirilmesinde ise basit mesnetleme yapılmıştır ve bu sınır şartı basit mesnetli plak elemanların mod fonksiyonlarının hem analitik olarak hem de nümerik olarak hesaplanmasını sağlamıştır. Model boyutları seçimi ise akustik fiziğinin yakın alan ve uzak alan ölçüm prensiplerini karşılayacak şekilde seçilmiştir. Uzak alan ölçümü için en pratik yaklaşım kaynakla ölçüm noktası arasında bir dalga boyu mesafe bırakılmasına dayanmaktadır. 250 Hz saf sinüs dalgası verilen sistemde havada ses dalgasının yayılımı sez hızının 343 m/sn olduğu göz önüne alınarak yaklaşık 1.3 metre gibi bir mesafeyi vermektedir. Çalışan modellerde yakın alandaki ses kontrolünün de yapılabilmesi için ölçüm noktaları bu hesaba göre hem yakın alan hem uzak alanda kalacak şekilde seçilmiştir. Bu sistemde tahrik edici kuvvet kullanıldığında harmonik etkili 10 N genliğinde yükler kullanılmıştır. Sistemde elde edilen transfer fonksiyonu matrisleri ve hesaplanan sonuçlarda karmaşık sayılar görülmektedir. Bunun nedeni sistemde kayıpların bulunmasıdır. Matematiksel model yaklaşımlarında hem yapısal sistemdeki histerik kayıp faktörü hem de akustik ortamdaki ses alanı sönümlene değeri 0.01 olarak belirlenmiştir. Bu kayıp değerlerinin sistemlere etki ettirilmesiyle kayıp değerlerinin hesapları için nümerik değerlerde karmaşık sayılar çıkması beklenen bir durumdur. Saf dalga frekansları ile tahrik edilen sistemlerde bu değerlerin sabit olarak alınmasında herhangi bir problem bulunmamaktadır. Ancak sistemde yüksek frekans kullanılırsa veya tahrik kuvvetleri lineer olmayan etki gösterirse kayıp değerlerinin mod frekansına bağlı fonksiyonlarla belirlenmesi gerekmektedir.

Sistemin modellenmesinde hem yapısal elemanın hem de akustik ortamın ilk on modu alınmıştır. Özellikle kapalı boşluk gürültüsünün düşük frekans tahrikli elemanlarla gerçekleştirildiği sistemlerde göz önüne alınacak mod sayısının düşük tutulması hassas sonuçlar vermektedir. Çizelge 4.1 ile verilen hem plak elemanı hem de akustik ortamın mod frekansları incelendiğinde; plaka elemanının mod frekanslarının 35.17 Hz ile 262.25 Hz arasında, akustik ortamın mod frekanslarının 0 ile 272.57 Hz arasında değiştiği tespit edilmiştir. Sistem tahrik frekansımızın 250 Hz olduğu göz önüne alınırsa ilk on mod frekansının değerlendirilmesinin yeterli olduğu kanısına varılmıştır. Ayrıca sistemin tahrik frekansı değerinin 8., 9. ve 10. plaka modlarının rezonans frekansları 198 Hz, 222.09 Hz ve 262.25 Hz değerlerine, 4., 5., 6., 7., 8., 9. ve 10. Akustik alan modlarının rezonans frekansları 190.56 Hz, 194.89 Hz, 196.19 Hz, 216.93 Hz, 256.37 Hz, 259.37 Hz ve 272.57 değerlerine yakın olduğu görülmektedir. Buradan yola çıkarak sistemde kayda

değer bir gürültü elde edilebileceği öngörülmüş ve gerekli çözümlemeler – testlerin ardından bu öngörünün doğru olduğu ortaya çıkmıştır (Şekil 4.15).

Mod frekansları verilerinde dikkate değer diğer bir nokta akustik ortamın 1.modunun rezonans frekansının 0 olmasıdır. Bu durum akışkan sistemlerde titreşim akustığı modları elde edilirken sistemin durağan halinin de bir mod şekli olduğunu göstermektedir. (3.95) ifadesi incelendiğinde ise bunun matematiksel anlamı da ortaya çıkmaktadır. Çünkü denklem kosinüs ifadeleri içermektedir, dolayısıyla bu sisteme geometri yönlerine göre 0 modları formül içerisinde yerlerine yazıldığında denklem ifadelerinde 0 değerinin alınamayacağı görülmektedir. Bu durum özellikle modal bağlaşım katsayılarının incelenmesinin ardından daha da anlam kazanmaktadır. (4.1) – (4.2) deki ifadeler ve bunların grafik temsilleri Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 beraber incelendiğinde bağlaşım katsayısının en büyük değerinin 1. yapısal mod ile 1. Akustik modu arasında 0.2559 değerinde olduğu tespit edilmiştir. Buradan sistemdeki gürültüye neden olacak mod çiftinin (1,1) – (0,0,0) olduğu açıkça görülmektedir. Bu durum özellikle düşük frekans tahrikli kapalı boşluk gürültüsünde güçlü bağlaşım değeri bulunan mod bağlaşımlarına dikkat edilmesi gerektiğini göstermektedir. Diğer değerler incelendiğinde ise (1,1) – (0,0,1), (2,1) – (1,0,0), (2,1) – (1,0,1), (3,1) – (0,0,0), (3,1) – (0,0,1), (1,2) – (0,1,0), (1,2) – (0,1,1), (2,2) – (1,1,0), (3,2) – (2,1,0) mod çiftlerinin güçlü bağlaşım gösterdiği görülmüştür. Buradan yola çıkarak değerleri tek sayı ile ifade edilen panel modlarının değerleri çift sayı ile ifade edilen akustik modlarla, değerleri çift sayılarla ifade edilen panel modlarının tek sayılarla ifade edilen akustik modlarla bağlaşım durumunda olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla kapalı boşluk gürültüsünün kontrolünde bu modların üzerine odaklanmak gerekli olduğu bulunmuş olmaktadır. Çünkü düşük frekanslarda dahi çoklu modal bağlaşımı meydana gelmekte ve bu modlar panelden boşluk içerisine akustik enerjinin aktırılmasına neden olmaktadır.

Plaka elemanı ve akustik ortamın mod değerleri ve frekanslarının bulunmasının ardından denklem (3.93) ile tanımlanan kapalı boşluk içerisinde ses basınç değerinin bulunması mümkün hale gelmiştir. Denklem içindeki parametrelerin hesaplanabilmesi için modal yayılım transfer fonksiyonu matrisi ve yapısal modal girdi empedans matrisi oluşturulmuştur. Bu matris elemanlarının nümerik değerleri Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3 incelendiğinde sonuçların karmaşık sayı formunda olduğu tespit edilmiştir. Modal kütle ve yapısal mod yapısal girdi empedans vektörünün de elde edilmesiyle Şekil 4.4'te verilen ses basınç seviyesi – kapalı boşluk L_x boyu uzunluğu grafiği elde edilmiştir. Kapalı boşluğun üst panelinin üzerinde tam orta noktaya yerleştirilen noktasal bir kuvvetin tek başına boşluk içerisinde nasıl bir ses basınç seviyesi oluşturduğu bu yöntemle hesaplanabilmiş ve lokal minimum değer yaklaşık 53 dB, lokal maksimum değer yaklaşık 87 dB olduğu tespit edilmiştir.

Çalışan analitik modelden elde edilen değerlerden sonra bu durumu doğrulamanın gerekli bir durum olduğu düşünüldüğünden tamamen aynı koşullarda bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Geometrisi blok ve noktalardan meydana getirilen modelde iç ortam hava ve plaka Alüminyum malzeme olarak tanımlanmıştır. İç ortam için basınç akustığı ve plak için kabuk fiziği tanımlanıp basit mesnet sınır şartı verilmiştir. Kabuk fiziği her ne kadar ilk aşamada geometrilerinde eğrilik içeren modelleri tanımlayan bir durum olsa da sonlu elemanlar modelinde eğrilik sıfır olarak verildiğinde eleman plak davranışı göstermektedir. Bu modellerde dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan biri ağ yapısının doğru seçilmesidir. Özellikle çok ince konumlarda ağ dağılımı

inceltilmesi ya da düzenlenmesi önem arz etmektedir. Sistemin sınır şartlarının doğruluğunu test edebilmek için öncelikle burada da mod frekansları hesaplanmıştır ve değerler Çizelge 4.5'te verilmiştir. Buradaki değerler Çizelge 4.1 ile karşılaştırılıp Şekil 4.6 ve Şekil 4.7 altında grafikler çizilmiştir. Elde edilen rezonans frekanslarında fark neredeyse yok denecek kadar az olduğundan sisteme verilen sınır şartları doğrulanmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken nokta bağlaşım modelleri sonlu elemanlar modeli ile oluşturulduğunda direk çözümlere geçilmemesi gerekliliğidir. Analitik modeller ile sonlu elemanlar modelleri arasında problemlere yaklaşım açısından farklar bulunduğu için iki model sistemi arasında fiziksel olarak en ufak fark kalmayınca kadar, gerekmesi halinde simülasyon tekrar tekrar yürütülmelidir. Bu çalışmada da özellikle mod frekansları değerleri arasındaki hata çok küçük değerlere gelene kadar simülasyon birden fazla kez yürütülüp geri dönüşlü hata tespitleri yapılmıştır. Bu aşamadan sonra tek tahrik titreşimli kapalı boşluk gürültüsü için analitik model ve sonlu elemanlar modeli karşılaştırması yapılmış ve elde edilen değerler Şekil 4.9 grafiği ile verilmiştir. Bu grafikte dikkat çekici sonuçlar vardır. Her ne kadar sistemler birebir aynı şekilde modellenmiş olsa da 0.6 m ve 1.35 m çevresinde hata değerleri elde edilmiştir. Bu iki sistemin modelleri çözümlemeye farklı yaklaşımlar yapmasından kaynaklanmaktadır. Analitik modelde modal bağlaşım kullanılırken, sonlu elemanlar modelinde ise uzaysal yaklaşım kullanılmaktadır. Analitik modelde mod sayısı sınırlı olarak alındığından model 0.6 m ve 1.35 m noktalarındaki ses basınç seviyesini yakalayamamıştır. Ancak global olarak ses basınç seviyelerinin belirlenmesinde noktasaldan ziyade daha ortalama değerler alındığından bu durum ciddi bir problem değildir. Bu durum analitik modele dönülüp kontrol genlik kuvvetinin buradan elde edilmesi ve elde edilen kuvvetin sonlu elemanlar modelinde denenerek ses basınç seviyelerinde azalmayı sağlamasıyla da doğrulanmış hale gelmiştir. Elde edilen üç boyutlu grafikler Şekil 4.10 ve Şekil 4.11 altında incelendiğinde modellenen geometrinin büyük bir bölümünde ortalama 6 dB değerinde seste azalma tespit edilirken geometrinin bazı bölgelerinde ise lokal olarak artışlar da gözlemlenmiştir. Özellikle tek kontrol kaynağı kullanılan sistemlerde bu yaygın olarak görülen bir problemdir. Kapalı boşluk içerisinde tek bir hata algılama noktasını hedefleyen tek kontrolör tüm global ses azalmasını sağlamak için yeterli değildir. Bu durum ancak tek bir rezonans frekansı göz önüne alındığında iyi bir kontrol sağlayabilmektedir. Tek hata algılama noktasından alınan değerler ise tüm geometriyi temsil edemediğinden sensör etrafında iyi kontrol sağlanırken diğer noktalarda artış olabilmektedir. Bu artış modal taşma etkisi olarak adlandırılmaktadır. Tek kontrol noktası ile hedeflenmiş kontrol yapılmaya çalışıldığında hata algılama noktası etrafındaki mod şekli baskılanıp ses basınç seviyelerinde azalma sağlanırken çevredeki diğer modların bağlı ses seviyelerinde artış gerçekleşmekte ve hata algılama noktalarından uzaklaştıkça azalma tersine dönerek artış trendi görülmektedir. Bu nedenle ilgilenilen sistemde sensör ve aktüatör noktaları seçilirken tüm geometriyi temsil edecek şekilde konumlandırma yapılması gerekmektedir. Ayrıca seçilen kontrol kaynağı sayısı ile hata algılama noktaları sayısının eşit seçilmesi de pratikte tercih edilen bir uygulamadır. Çünkü belirlenen kontrol kaynağı sayısı sensör sayısına göre az olduğunda modellerde ağırlık transfer matrisleri tekil olabilmekte ve sonsuz sayıda kontrol vektörleri elde edilebilmektedir. Eğer kontrol kaynağı sayısı sensör sayısına göre fazla ise bu durumda akustik basınç matematiksel olarak sıfırlanamaz ancak akustik güç azalma seviyeleri üzerinde etki yine de olumlu olabilecektir. Bu durumlara bağlı olarak sistemdeki ana ve nihai modelde aktüatör sayıları ile sensör sayıları birbirlerine eşit seçilmiştir.

Deney düzeneğinde sistem boyutlarında modellere göre azaltma yapılmıştır. Genişlik, derinlik ve yükseklik sırasıyla 1 m, 0.44m ve 0.5 m olacak şekilde belirlenmiştir. Kapalı boşluğun boyutları küçültüldüğünden tahrik elemanı, kontrol kaynağı ve sensör sayısı da sırasıyla 1, 2 ve 2 olacak şekilde tekrar düzenlenmiştir. 330 Hz kare dalga ile tahrik edilen sistemde, gerçek sistem olduğundan tüm harmoniklerde sinyal seviyesi oluşan bir ses ölçümü alınmıştır. Modellerden yola çıkılarak piezo kontrol kaynaklarının sinyal genlikleri ayarlanmasıyla ileri besleme kontrol sistemi tamamlanmış ve kontrol sinyallerinin aktif olmasıyla sistemde oluşan ses seviyelerinde azalma görülmüştür. Sistemdeki genel sinyal seviyelerinin modellere göre düşük olmasının sebebi ise modelde sınır şartlarında sert duvar ve tam yansıma koşulunun kapalı boşluk içerisinde yansımaya bağlı sinyal seviyesini katlaması deney sistemi sınırlarında ise gerçek tam yansıma durumunun gerçekleştirilememesidir.

Bu çalışma öncesindeki sonuçlar incelendiğinde Clark ve Fuller (1992-b) sistem rezonans halindeyken ses basınç seviyesinde rezonans halinde 20 – 30 dB, rezonans halinde değilken 15 dB, Viperman ve Clark (1998) ses basınç seviyesinde 15 dB’e kadar, Jeong vd. (2016) ise çok kanallı kontrolde 10 dB, tekil frekans etkisinde 20 – 50 dB azalma tespit ettikleri görülmüştür. Tez çalışması kapsamında tek sensör – aktüatör düzeninde model tabanlı sonuçta 6 dB, beş adet sensör – aktüatör düzeninde 12 – 20 dB, deney düzeneğinde ise 17 dBA ses basınç seviyesinde azalma tespit edilmiştir. Model tabanlı sonuçlarda literatür ile uyumlu sonuçlar yakalanmış olup. Deney düzeneği performansı olarak daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

6. SONUÇLAR

Çalışma bulguları incelendiğinde elde edilen verilen dört ana aşamadan oluştuğu görülmektedir. Bu değerler; analitik, nümerik optimizasyon, sonlu elemanlar doğrulaması ve deneysel karşılaştırma olarak sınıflandırılmıştır. Analitik sonuçların değerlendirilmesi öncelikle literatürde kabul geren modal yaklaşım kullanılarak çıkarılan yürütücü denklemlerin oluşturulmasıyla başlamış ve bu denklemlerin prizmatik şekilli kapalı bir boşluk için özelleştirilmesiyle devam edilmiştir. Daha sonra gürültü kontrol modelleri hem analitik model için hem de sonlu elemanlar modeli için dört adet tahrik kaynağı, tekil sensör ve tekil aktüatör olarak düzenlenmiştir. Elde edilen sonuçlarda tekil sensör tekil aktüatör düzeninde gürültü seviyesindeki azalmanın sensör çevresinde belirli seviyede olduğu ancak lokal bazı noktalarda artış problemi yarattığı görülmüştür. Bunun üzerine en nihai model olan dört tahrik noktası, beş adet sensör noktası ve beş adet aktüatör noktası içeren modelde karar kılınmıştır.

Analitik modelin yürütülmesi ve (3.123) denklemi kullanılarak kontrol kaynağı kuvvet genliklerinin tekil değerlere ayrıştırma yöntemi kullanılarak optimize edilmesiyle değerleri Çizelge 4.6'da da verilmiş olan optimum kontrol kaynağı genlikleri elde edilmiştir. Bu büyüklükteki yüklerin 180 derece faz dışı çalıştırılmasıyla sonlu elemanlar modelinde nokta kaynak olarak tanımlanmış ve Şekil 4.13 grafiği elde edilmiştir.

Elde edilen ses basıncı alanı yüzey – izoyüzey ve ses basınç seviyesi yüzey grafikleri optimum kontrol kuvvetlerinin global seste önemli ölçüde azalma sağladığını göstermiştir. Ayrıca tekil kontrol kuvveti kaynağında karşılaşılan bazı bölgelerde oluşan yükselme probleminin oluşmadığı görülmüştür. Tekil kontrol kuvvetleri ve optimum kontrol kuvvetlerinin uygulanmasının ardından kapalı boşluk Lx uzunluğu boyunca ses basınç seviyesi değişimi incelendiğinde ise ses basınç seviyesinin optimum kontrol sisteminin aktif olmadığı duruma göre sensör noktalarına uzak noktalarda yaklaşık 12 dB, sensör noktaları çevresinde ise yaklaşık 20 dB azalma sağladığı, tekil kontrol kaynağında elde edilen değerlerden ise sensör noktalarına uzak konumlarda yaklaşık 7 dB daha fazla sensör noktaları çevresinde ise yaklaşık 18 dB daha fazla azalma sağlandığı tespit edilmiştir. Şekil 4.19 incelendiğinde ses azalma performansının deneysel olarak yaklaşık 17 dBA seviyesinde olduğu tespit edilmiştir.

Bu verilere bağlı olarak kurulan aktif kontrol sisteminin koyulan hedeflere uygun şekilde gürültü kontrolü sağlamış olduğu sonucuna varılmıştır.

Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki kurulan aktif – adaptif gürültü kontrol sisteminin oda akustiği, çeşitli araç kabinleri ve havalandırma sistemleri dış ünitelerinde kullanılması mümkündür. Elektronik sinyal işleme teknolojileri kullanılarak bu sistemlerin performansı ve kapasitesi artırılabilceği gibi gürültü durumları belirli bir rejimde olan sistemler için sadece tekil değerlere ayrıştırma optimizasyonu yapılmış düzeneklerin kullanılması da yeterli olacaktır.

Ayrıca elde edilen tekil değerlere ayrıştırma optimizasyon algoritması sadece aktif kontrol sistemleri içerisinde değil, benzer sensör aktüatör düzenleri kullanılan tüm sistemlerde uyarlanabilecek hale getirilmiştir ve test düzeneğinde ümit edici sonuçlar elde edilmiştir.

7. KAYNAKLAR

- Abdeljaber, O., Avci, O. and Inman, D.J. 2016. Active vibration control of flexible cantilever plates using piezoelectric materials and artificial neural networks. *Journal of Sound and Vibration*, 363, 33-53.
- Bailey, T. and Hubbard, J.E. 1985. Distributed Piezoelectric Polymer Active Vibration Control of a Cantilever Beam. *Journal of Guidance Control and Dynamics*, 8, (5): 605-611.
- Balamurugan, V. and Narayanan, S. 2001. Shell finite element for smart piezoelectric composite plate/shell structures and its application to the study of active vibration control. *Finite Elements in Analysis and Design*, 37, (9): 713-738.
- Berkhoff, A.P. 2000. Sensor scheme design for active structural acoustic control. *J Acoust Soc Am*, 108, (3 Pt 1): 1037-1045.
- Bruant, I., Gallimard, L. and Nikoukar, S. 2010. Optimal piezoelectric actuator and sensor location for active vibration control, using genetic algorithm. *Journal of Sound and Vibration*, 329, (10): 1615-1635.
- Caruso, G., Galeani, S. and Menini, L. 2003. Active vibration control of an elastic plate using multiple piezoelectric sensors and actuators. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 11, (5-6): 403-419.
- Chandrashekhara, K. and Agarwal, A.N. 1993. Active Vibration Control of Laminated Composite Plates Using Piezoelectric Devices: A Finite Element Approach. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 4, (4): 496-508.
- Chen, S.H., Wang, Z.D. and Liu, X.H. 1997. Active vibration control and suppression for intelligent structures. *Journal of Sound and Vibration*, 200, (2): 167-177.
- Chhabra, D., Bhushan, G. and Chandna, P. 2015. Optimal placement of piezoelectric actuators on plate structures for active vibration control via modified control matrix and singular value decomposition approach using modified heuristic genetic algorithm. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 23, (3): 272-280.
- Clark, R.L. and Fuller, C.R. 1992a. Modal Sensing of Efficient Acoustic Radiators with Polyvinylidene Fluoride Distributed Sensors in Active Structural Acoustic Control Approaches. *Journal of the Acoustical Society of America*, 91, (6): 3321-3329.
- Clark, R.L. and Fuller, C.R. 1992b. A Model-Reference Approach for Implementing Active Structural Acoustic Control. *Journal of the Acoustical Society of America*, 92, (3): 1534-1544.
- Clark, R.L. and Fuller, C.R. 1992c. Optimal Placement of Piezoelectric Actuators and Polyvinylidene Fluoride Error Sensors in Active Structural Acoustic Control Approaches. *Journal of the Acoustical Society of America*, 92, (3): 1521-1533.
- Durand, J.F., Soize, C. and Gagliardini, L. 2008. Structural-acoustic modeling of automotive vehicles in presence of uncertainties and experimental identification and validation. *J Acoust Soc Am*, 124, (3): 1513-1525.
- Han, J.H., Rew, K.H. and Lee, I. 1997. An experimental study of active vibration control of composite structures with a piezo-ceramic actuator and a piezo-film sensor. *Smart Materials & Structures*, 6, (5): 549-558.
- Hanagud, S., Obal, M.W. and Calise, A.J. 1987. Optimal vibration control by the use of piezoceramic sensors and actuators. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 15, (5): 1199-1206.

- Hansen, C.H., Snyder, S.D., Qiu, X., Brooks, L.A. and Moreau, D.J. 1997. Active control of noise and vibration. Spon London, s.
- Heganna, S.S. and Joglekar, J.J. 2016. Active Vibration Control of Smart Structure using PZT Patches. *Twelfth International Conference on Communication Networks, Iccn 2016 / Twelfth International Conference on Data Mining and Warehousing, Icdmw 2016 / Twelfth International Conference on Image and Signal Processing, Icisp 2016*, 89, 710-715.
- Jeong, U.C., Kim, J.S., Kim, Y.D. and Oh, J.E. 2016. Reduction of radiated exterior noise from the flexible vibrating plate of a rectangular enclosure using multi-channel active control. *Applied Acoustics*, 105, 45-54.
- Kim, S.J. and Jones, J.D. 1991. Optimal-Design of Piezoactuators for Active Noise and Vibration Control. *Aiaa Journal*, 29, (12): 2047-2053.
- Kim, S.M. and Brennan, M.J. 1999. A compact matrix formulation using the impedance and mobility approach for the analysis of structural-acoustic systems. *Journal of Sound and Vibration*, 223, (1): 97-113.
- Liu, J.X., Chen, X.F., Yang, L.D., Gao, J.W. and Zhang, X.W. 2017. Analysis and compensation of reference frequency mismatch in multiple-frequency feedforward active noise and vibration control system. *Journal of Sound and Vibration*, 409, 145-164.
- Liu, Z.-s., Wang, D.-j., Hu, H.-c. and Yu, M. 1994. Measures of modal controllability and observability in vibration control of flexible structures. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 17, (6): 1377-1380.
- Loghmani, A., Danesh, M. and Keshmiri, M. 2016. Modal structural acoustic sensing with minimum number of optimally placed piezoelectric sensors. *Journal of Sound and Vibration*, 363, 345-358.
- Ma, X.J., Lu, Y. and Wang, F.J. 2017. Active structural acoustic control of helicopter interior multifrequency noise using input-output-based hybrid control. *Journal of Sound and Vibration*, 405, 187-207.
- Ma, X.Y., Chen, K.A., Ding, S.H., Yu, H.X. and Chen, J. 2014. Mechanisms of active control of noise transmission through triple-panel system using single control force on the middle plate. *Applied Acoustics*, 85, 111-122.
- Padula, S., Palumbo, D. and Kincaid, R. 1998. Optimal sensor/actuator locations for active structural acoustic control. 39th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference and Exhibit, ss. 1865,
- Panda, S. and Ray, M.C. 2009. Active control of geometrically nonlinear vibrations of functionally graded laminated composite plates using piezoelectric fiber reinforced composites. *Journal of Sound and Vibration*, 325, (1-2): 186-205.
- Peng, X.Q., Lam, K.Y. and Liu, G.R. 1998. Active vibration control of composite beams with piezoelectrics: A finite element model with third order theory. *Journal of Sound and Vibration*, 209, (4): 635-649.
- Preumont, A. 2018. Vibration control of active structures: an introduction. Springer, s.
- Qiu, Z.C., Zhang, X.M., Wu, H.X. and Zhang, H.H. 2007. Optimal placement and active vibration control for piezoelectric smart flexible cantilever plate. *Journal of Sound and Vibration*, 301, (3-5): 521-543.
- Ray, M.C. and Shivakumar, J. 2009. Active constrained layer damping of geometrically nonlinear transient vibrations of composite plates using piezoelectric fiber-reinforced composite. *Thin-Walled Structures*, 47, (2): 178-189.

- Snyder, S.D. and Tanaka, N. 1993. On Feedforward Active Control of Sound and Vibration Using Vibration Error Signals. *Journal of the Acoustical Society of America*, 94, (4): 2181-2193.
- Vipperman, J.S. and Clark, R.L. 1999. Multivariable feedback active structural acoustic control using adaptive piezoelectric sensoriactuators. *J Acoust Soc Am*, 105, (1): 219-225.
- Wang, B.T., Burdisso, R.A. and Fuller, C.R. 1994. Optimal Placement of Piezoelectric Actuators for Active Structural Acoustic Control. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 5, (1): 67-77.



8. EKLER

Ek-1 Dört birincil kaynak nedeniyle titreşim halinde olan plakaya bağlı oluşan gürültünün tek kontrol kaynağı ile kontrol kuvvetini belirleyen Matlab kodu

%Kodun çalışması için bu aşamada boşluk dış boyutları, plaka kalınlığı, plaka yüzey yoğunluğu, tahrik frekansı, elastisite modülü, yapısal kayıp faktörü, akustik kayıp faktörü, ortam yoğunluğu, ortamda ses hızı, Poisson oranı, dört adet tahrik noktasının koordinatları, tek sensör ve tek aktüatör noktası koordinatlarının nümerik olarak girilmesi gerekmektedir.

%B Matrisi

syms l m n u v

$$B_{11}(u,v,l,m,n)=((u*v*(((-1)^{(l+u)}-1)*(((-1)^{(m+v)}-1))/((\pi^2)*((l^2)-(u^2))*((m^2)-(v^2)))))*((-1)^n);$$

B_M_11 = zeros(10,10);

B_M_11(1,1)=double(B_11(1,1,0,0,0));

B_M_11(1,3)=double(B_11(1,1,0,0,1));

B_M_11(1,4)=double(B_11(1,1,2,0,0));

B_M_11(1,8)=double(B_11(1,1,2,0,1));

B_M_11(2,2)=double(B_11(2,1,1,0,0));

B_M_11(2,6)=double(B_11(2,1,1,0,1));

B_M_11(3,1)=double(B_11(3,1,0,0,0));

B_M_11(3,3)=double(B_11(3,1,0,0,1));

B_M_11(3,4)=double(B_11(3,1,2,0,0));

B_M_11(3,8)=double(B_11(3,1,2,0,1));

B_M_11(4,5)=double(B_11(1,2,0,1,0));

B_M_11(4,9)=double(B_11(1,2,0,1,1));

B_M_11(4,10)=double(B_11(1,2,2,1,0));

B_M_11(5,2)=double(B_11(4,1,1,0,0));

B_M_11(5,6)=double(B_11(4,1,1,0,1));

B_M_11(6,7)=double(B_11(2,2,1,1,0));

```

B_M_11(7,5)=double(B_11(3,2,0,1,0));
B_M_11(7,9)=double(B_11(3,2,0,1,1));
B_M_11(7,10)=double(B_11(3,2,2,1,0));
B_M_11(8,1)=double(B_11(5,1,0,0,0));
B_M_11(8,3)=double(B_11(5,1,0,0,1));
B_M_11(8,4)=double(B_11(5,1,2,0,0));
B_M_11(8,8)=double(B_11(5,1,2,0,1));
B_M_11(9,7)=double(B_11(4,2,1,1,0));
B_M_11(10,1)=double(B_11(1,3,0,0,0));
B_M_11(10,3)=double(B_11(1,3,0,0,1));
B_M_11(10,4)=double(B_11(1,3,2,0,0));
B_M_11(10,8)=double(B_11(1,3,2,0,1));
S=Lx*Ly;
B_M_11_S = (1/S)*B_M_11
%Birincil Titreşim Kaynağı 1
syms u v x_exc_1 y_exc_1
psi11(u,v) = (sin(u*pi*x_exc_1/Lx))*(sin(v*pi*y_exc_1/Ly));
PSI_V_11 = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_11(1,1);
PSI_V2=psi_11(2,1);
PSI_V3=psi_11(3,1);
PSI_V4=psi_11(1,2);
PSI_V5=psi_11(4,1);
PSI_V6=psi_11(2,2);
PSI_V7=psi_11(3,2);
PSI_V8=psi_11(5,1);

```

```

PSI_V9=psi_11(4,2);
PSI_V10=psi_11(1,3);
PSI_V_sub_11=subs(PSI_V_11)
x_exc_1=0.2;y_exc_1=0.2;
PSI_V_sub_11_sub=subs(PSI_V_sub_11)
PSI_V_num_11=double(PSI_V_sub_11_sub)

%Birincil Titreşim Kaynağı 2
syms u v x_exc_2 y_exc_2
psi_22(u,v) = (sin(u*pi*x_exc_2/Lx))*(sin(v*pi*y_exc_2/Ly));
PSI_V_22 = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_22(1,1);
PSI_V2=psi_22(2,1);
PSI_V3=psi_22(3,1);
PSI_V4=psi_22(1,2);
PSI_V5=psi_22(4,1);
PSI_V6=psi_22(2,2);
PSI_V7=psi_22(3,2);
PSI_V8=psi_22(5,1);
PSI_V9=psi_22(4,2);
PSI_V10=psi_22(1,3);
PSI_V_sub_22=subs(PSI_V_22)
x_exc_2=1.6;y_exc_2=0.2;
PSI_V_sub_22_sub=subs(PSI_V_sub_22)
PSI_V_num_22=double(PSI_V_sub_22_sub)

%Birincil Titreşim Kaynağı 3
syms u v x_exc_3 y_exc_3

```

```

psi_33(u,v) = (sin(u*pi*x_exc_3/Lx))*(sin(v*pi*y_exc_3/Ly));
PSI_V_33 = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_33(1,1);
PSI_V2=psi_33(2,1);
PSI_V3=psi_33(3,1);
PSI_V4=psi_33(1,2);
PSI_V5=psi_33(4,1);
PSI_V6=psi_33(2,2);
PSI_V7=psi_33(3,2);
PSI_V8=psi_33(5,1);
PSI_V9=psi_33(4,2);
PSI_V10=psi_33(1,3);
PSI_V_sub_33=subs(PSI_V_33)
x_exc_3=1.6;y_exc_3=0.68;
PSI_V_sub_33_sub=subs(PSI_V_sub_33)
PSI_V_num_33=double(PSI_V_sub_33_sub)

%Birincil Titreşim Kaynağı 4
syms u v x_exc_4 y_exc_4
psi_44(u,v) = (sin(u*pi*x_exc_4/Lx))*(sin(v*pi*y_exc_4/Ly));
PSI_V_44 = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_44(1,1);
PSI_V2=psi_44(2,1);
PSI_V3=psi_44(3,1);
PSI_V4=psi_44(1,2);
PSI_V5=psi_44(4,1);
PSI_V6=psi_44(2,2);

```

```

PSI_V7=psi_44(3,2);
PSI_V8=psi_44(5,1);
PSI_V9=psi_44(4,2);
PSI_V10=psi_44(1,3);
PSI_V_sub_44=subs(PSI_V_44)
x_exc_4=0.2;y_exc_4=0.68;
PSI_V_sub_44_sub=subs(PSI_V_sub_44)
PSI_V_num_44=double(PSI_V_sub_44_sub)
%Yapısal eleman rezonans vektörü
syms u v
D= (E*h^3)/(12*(1-nu^2));
Z_uv_11 = zeros(10,1);
omega_uv_11 = zeros(10,1);
j=1i;
omega_uv(u,v) = ((sqrt(D/(rho_s*h))))*(((u*pi/Lx)^2)+((v*pi/Ly)^2)));
omega_uv_11(1) = omega_uv(1,1);
omega_uv_11(2) = omega_uv(2,1);
omega_uv_11(3) = omega_uv(3,1);
omega_uv_11(4) = omega_uv(1,2);
omega_uv_11(5) = omega_uv(4,1);
omega_uv_11(6) = omega_uv(2,2);
omega_uv_11(7) = omega_uv(3,2);
omega_uv_11(8) = omega_uv(5,1);
omega_uv_11(9) = omega_uv(4,2);
omega_uv_11(10) = omega_uv(1,3);
omega_uv_com_Hz=omega_uv_11./(2*pi)

```

```

omega_uv_11
for p=1:10
Z_uv_11(p) = ((omega_uv_11(p)^2)+(j*eta_uv*(omega_uv_11(p)^2))-omega^2);
end

% Modal kütle
M_uv_xy_11_num = (rho_s*h*S)/4;

j=1i;
second_term_11=(j*M_uv_xy_11_num.*Z_uv_11)/omega;

%Modal Girdi Empedans Matrisi
syms l m n Lambda_lmn...
Kappa_lmn omega_lmn ...
epsilon_lmn u v x y z

S=Lx*Ly;
V=Lx*Ly*Lz;

j=1i;
epsilon_lmn = piecewise(l~=0 | m~=0 | n~=0,1,l==0 | m==0 | n==0,2);

Lambda_lmn = (V/8)*(epsilon_lmn);

omega_lmn=(c_0*pi)*(sqrt(((l/Lx)^2)+((m/Ly)^2)+((n/Lz)^2)));

Kappa_lmn=omega_lmn/(c_0*(1-2*j*zeta_lmn));

k=omega/c_0;

D_fun(l,m,n)=Lambda_lmn*(Kappa_lmn^2-k^2);

D_V = sym('D_V',[1,10]);

D_V1=D_fun(0,0,0);
D_V2=D_fun(1,0,0);
D_V3=D_fun(0,0,1);
D_V4=D_fun(2,0,0);

```

```

D_V5=D_fun(0,1,0);
D_V6=D_fun(1,0,1);
D_V7=D_fun(1,1,0);
D_V8=D_fun(2,0,1);
D_V9=D_fun(0,1,1);
D_V10=D_fun(2,1,0);
D_V=subs(D_V);
D_V=double(D_V);
D_M=[D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V];
diag_sum=(B_M_11.*B_M_11)./D_M;
Z_I_M_11=zeros(10,10);
Z_I_M_11(1,1)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(1,:)))-second_term_11(1);
Z_I_M_11(2,2)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(2,:)))-second_term_11(2);
Z_I_M_11(3,3)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(3,:)))-second_term_11(3);
Z_I_M_11(4,4)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(4,:)))-second_term_11(4);
Z_I_M_11(5,5)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(5,:)))-second_term_11(5);
Z_I_M_11(6,6)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(6,:)))-second_term_11(6);
Z_I_M_11(7,7)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(7,:)))-second_term_11(7);
Z_I_M_11(8,8)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(8,:)))-second_term_11(8);
Z_I_M_11(9,9)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(9,:)))-second_term_11(9);
Z_I_M_11(10,10)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(10,:)))-second_term_11(10);
Z_I_M_11(1,2)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(1,:).*B_M_11(2,:))./D_V));
Z_I_M_11(1,3)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(1,:).*B_M_11(3,:))./D_V));
Z_I_M_11(1,4)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(1,:).*B_M_11(4,:))./D_V));
Z_I_M_11(1,5)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(1,:).*B_M_11(5,:))./D_V));
Z_I_M_11(1,6)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(1,:).*B_M_11(6,:))./D_V));

```

$$\begin{aligned} Z_I_M_11(1,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(1,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(1,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(1,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(1,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(1,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(1,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(1,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(3,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(4,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(5,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(6,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(2,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(2,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(2,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(4,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(5,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(6,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(3,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(3,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(4,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(4,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(2,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(4,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(3,:))./D_V)); \\ Z_I_M_11(4,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(5,:))./D_V)); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Z_I_M_11(4,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(6,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(4,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(4,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(4,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(4,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(4,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(2,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(3,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(4,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(6,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(5,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(5,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(2,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(3,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(4,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(5,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(6,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(6,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(7,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(7,:).*B_M_11(2,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11(7,:).*B_M_11(3,:))./D_V));
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Z_I_M_11(7,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(7,:).*B_M_11(4,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(7,:).*B_M_11(5,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(7,:).*B_M_11(6,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(7,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(7,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(7,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(7,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(2,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(3,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(4,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(5,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(6,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(9,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(8,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(8,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(2,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(3,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(4,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(5,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(6,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(7,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(8,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(9,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(9,:).*B_M_11(10,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(10,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(1,:))./D_V)); \\
Z_I_M_11(10,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(2,:))./D_V));
\end{aligned}$$

```

Z_I_M_11(10,3)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(3,:))./D_V));
Z_I_M_11(10,4)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(4,:))./D_V));
Z_I_M_11(10,5)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(5,:))./D_V));
Z_I_M_11(10,6)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(6,:))./D_V));
Z_I_M_11(10,7)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(7,:))./D_V));
Z_I_M_11(10,8)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(8,:))./D_V));
Z_I_M_11(10,9)=j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11(10,:).*B_M_11(9,:))./D_V));
Z_I_M_11
invZ_I_M=inv(Z_I_M_11)
%Modal yayılım transfer fonksiyonu
syms l m n Lambda_lmn...
Kappa_lmn omega_lmn ...
epsilon_lmn x y z
j=1i;
epsilon_lmn = piecewise(l~=0 | m~=0 | n~=0,1,l==0 | m==0 | n==0,2);
Lambda_lmn = (V/8)*(epsilon_lmn);

omega_lmn=(c_0*pi)*(sqrt(((l/Lx)^2)+((m/Ly)^2)+((n/Lz)^2)));
Kappa_lmn=omega_lmn/(c_0*(1-2*j*zeta_lmn));
k=omega/c_0;
Za_11(l,m,n)=(j*rho_0*omega)/(Lambda_lmn*((Kappa_lmn^2)-(k^2)));
Z_a_11=zeros(10,10);
Z_a_11(1,1)=double(Za_11(0,0,0));
Z_a_11(2,2)=double(Za_11(1,0,0));
Z_a_11(3,3)=double(Za_11(0,0,1));
Z_a_11(4,4)=double(Za_11(2,0,0));

```

```

Z_a_11(5,5)=double(Za_11(0,1,0));
Z_a_11(6,6)=double(Za_11(1,0,1));
Z_a_11(7,7)=double(Za_11(1,1,0));
Z_a_11(8,8)=double(Za_11(2,0,1));
Z_a_11(9,9)=double(Za_11(0,1,1));
Z_a_11(10,10)=double(Za_11(2,1,0));
Z_a_11
% Hata algılama noktası akustik mod şekli vektörü
syms l m n x_sen_1 y_sen_1 z_sen_1
phi_11(l,m,n)=(cos(l*pi*x_sen_1/Lx))*(cos(m*pi*y_sen_1/Ly))*(cos(n*pi*z_sen_1/Lz
));
PHI_V_11 = sym('PHI_V',[10,1]);
PHI_V1=phi_11(0,0,0);
PHI_V2=phi_11(1,0,0);
PHI_V3=phi_11(0,0,1);
PHI_V4=phi_11(2,0,0);
PHI_V5=phi_11(0,1,0);
PHI_V6=phi_11(1,0,1);
PHI_V7=phi_11(1,1,0);
PHI_V8=phi_11(2,0,1);
PHI_V9=phi_11(0,1,1);
PHI_V10=phi_11(2,1,0);
PHI_V_sub_11=subs(PHI_V_11)
x_sen_1=LxV11;y_sen_1=0.46;z_sen_1=0.53;
PHI_V_sub_11_sub=subs(PHI_V_sub_11)
PHI_V_num_11=double(PHI_V_sub_11_sub)

```

%Ağırlık matrisi

$Z_p = (PHI_V_num_11) * (PHI_V_num_11')$;

$PSI_M_11 = [PSI_V_num_11, PSI_V_num_22, PSI_V_num_33, PSI_V_num_44]$

%Hata algılama noktaları transfer fonksiyonları matrisi

$Z_{vt_11} = PHI_V_num_11' * Z_a_11 * B_M_11_S * invZ_I_M * PSI_M_11$

%Ses Basınç Seviyesi Hesabı

$f_{exc_11} = [-10; -10; -10; -10]$;

$P_p_11 = Z_{vt_11} * f_{exc_11}$

$P_{ref} = 2e-5$;

$SPL_11 = 20 * \log_{10}(P_p_11 / P_{ref})$

Ek-2 Beş adet kontrol kaynağı kuvvet genliklerini optimum değerde hesaplayan Matlab kodu

%Kodun çalışması için bu aşamada boşluk dış boyutları, plaka kalınlığı, plaka yüzey yoğunluğu, tahrik frekansı, elastisite modülü, yapısal kayıp faktörü, akustik kayıp faktörü, ortam yoğunluğu, ortamda ses hızı ve Poisson oranının nümerik olarak girilmesi gerekmektedir.

$P_p = [0.4534 + 0.0407i; 0.0142 - 0.1329i; 0.2522 + 0.0461i; -0.4377 - 0.0117i; -0.2331 - 0.0666i]$;

syms l m n u v

$B_{11mc}(u,v,l,m,n) = ((u*v*(((-1)^{(l+u)} - 1) * (((-1)^{(m+v)} - 1)) / ((\pi^2)^{(l^2 - (u^2)) * ((m^2 - (v^2))))) * ((-1)^n)$;

$B_{M_11mc} = \text{zeros}(10,10)$;

$B_{M_11mc}(1,1) = \text{double}(B_{11mc}(1,1,0,0,0))$;

$B_{M_11mc}(1,3) = \text{double}(B_{11mc}(1,1,0,0,1))$;

$B_{M_11mc}(1,4) = \text{double}(B_{11mc}(1,1,2,0,0))$;

$B_{M_11mc}(1,8) = \text{double}(B_{11mc}(1,1,2,0,1))$;

$B_{M_11mc}(2,2) = \text{double}(B_{11mc}(2,1,1,0,0))$;

$B_{M_11mc}(2,6) = \text{double}(B_{11mc}(2,1,1,0,1))$;

```

B_M_11mc(3,1)=double(B_11mc(3,1,0,0,0));
B_M_11mc(3,3)=double(B_11mc(3,1,0,0,1));
B_M_11mc(3,4)=double(B_11mc(3,1,2,0,0));
B_M_11mc(3,8)=double(B_11mc(3,1,2,0,1));
B_M_11mc(4,5)=double(B_11mc(1,2,0,1,0));
B_M_11mc(4,9)=double(B_11mc(1,2,0,1,1));
B_M_11mc(4,10)=double(B_11mc(1,2,2,1,0));
B_M_11mc(5,2)=double(B_11mc(4,1,1,0,0));
B_M_11mc(5,6)=double(B_11mc(4,1,1,0,1));
B_M_11mc(6,7)=double(B_11mc(2,2,1,1,0));
B_M_11mc(7,5)=double(B_11mc(3,2,0,1,0));
B_M_11mc(7,9)=double(B_11mc(3,2,0,1,1));
B_M_11mc(7,10)=double(B_11mc(3,2,2,1,0));
B_M_11mc(8,1)=double(B_11mc(5,1,0,0,0));
B_M_11mc(8,3)=double(B_11mc(5,1,0,0,1));
B_M_11mc(8,4)=double(B_11mc(5,1,2,0,0));
B_M_11mc(8,8)=double(B_11mc(5,1,2,0,1));
B_M_11mc(9,7)=double(B_11mc(4,2,1,1,0));
B_M_11mc(10,1)=double(B_11mc(1,3,0,0,0));
B_M_11mc(10,3)=double(B_11mc(1,3,0,0,1));
B_M_11mc(10,4)=double(B_11mc(1,3,2,0,0));
B_M_11mc(10,8)=double(B_11mc(1,3,2,0,1));
S=Lx*Ly;
B_M_11mc_S = (1/S)*B_M_11mc
syms u v x_act_1 y_act_1
psi_11mc(u,v) = (sin(u*pi*x_act_1/Lx))*(sin(v*pi*y_act_1/Ly));

```

```

PSI_V_11mc = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_11mc(1,1);
PSI_V2=psi_11mc(2,1);
PSI_V3=psi_11mc(3,1);
PSI_V4=psi_11mc(1,2);
PSI_V5=psi_11mc(4,1);
PSI_V6=psi_11mc(2,2);
PSI_V7=psi_11mc(3,2);
PSI_V8=psi_11mc(5,1);
PSI_V9=psi_11mc(4,2);
PSI_V10=psi_11mc(1,3);
PSI_V_sub_11mc=subs(PSI_V_11mc)
x_act_1=0.2;y_act_1=0.44;
PSI_V_sub_11mc_sub=subs(PSI_V_sub_11mc)
PSI_V_num_11mc=double(PSI_V_sub_11mc_sub)
syms u v x_act_2 y_act_2
psi_22mc(u,v) = (sin(u*pi*x_act_2/Lx))*(sin(v*pi*y_act_2/Ly));
PSI_V_22mc = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_22mc(1,1);
PSI_V2=psi_22mc(2,1);
PSI_V3=psi_22mc(3,1);
PSI_V4=psi_22mc(1,2);
PSI_V5=psi_22mc(4,1);
PSI_V6=psi_22mc(2,2);
PSI_V7=psi_22mc(3,2);
PSI_V8=psi_22mc(5,1);

```

```

PSI_V9=psi_22mc(4,2);
PSI_V10=psi_22mc(1,3);
PSI_V_sub_22mc=subs(PSI_V_22mc)
x_act_2=0.94;y_act_2=0.2;
PSI_V_sub_22mc_sub=subs(PSI_V_sub_22mc)
PSI_V_num_22mc=double(PSI_V_sub_22mc_sub)

syms u v x_act_3 y_act_3
psi_33mc(u,v) = (sin(u*pi*x_act_3/Lx))*(sin(v*pi*y_act_3/Ly));
PSI_V_33mc = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_33mc(1,1);
PSI_V2=psi_33mc(2,1);
PSI_V3=psi_33mc(3,1);
PSI_V4=psi_33mc(1,2);
PSI_V5=psi_33mc(4,1);
PSI_V6=psi_33mc(2,2);
PSI_V7=psi_33mc(3,2);
PSI_V8=psi_33mc(5,1);
PSI_V9=psi_33mc(4,2);
PSI_V10=psi_33mc(1,3);
PSI_V_sub_33mc=subs(PSI_V_33mc)
x_act_3=1.6;y_act_3=0.44;
PSI_V_sub_33mc_sub=subs(PSI_V_sub_33mc)
PSI_V_num_33mc=double(PSI_V_sub_33mc_sub)

syms u v x_act_4 y_act_4
psi_44mc(u,v) = (sin(u*pi*x_act_4/Lx))*(sin(v*pi*y_act_4/Ly));
PSI_V_44mc = sym('PSI_V',[10,1]);

```

```

PSI_V1=psi_44mc(1,1);
PSI_V2=psi_44mc(2,1);
PSI_V3=psi_44mc(3,1);
PSI_V4=psi_44mc(1,2);
PSI_V5=psi_44mc(4,1);
PSI_V6=psi_44mc(2,2);
PSI_V7=psi_44mc(3,2);
PSI_V8=psi_44mc(5,1);
PSI_V9=psi_44mc(4,2);
PSI_V10=psi_44mc(1,3);
PSI_V_sub_44mc=subs(PSI_V_44mc)
x_act_4=0.94;y_act_4=0.68;
PSI_V_sub_44mc_sub=subs(PSI_V_sub_44mc)
PSI_V_num_44mc=double(PSI_V_sub_44mc_sub)
syms u v x_act_5 y_act_5
psi_55mc(u,v) = (sin(u*pi*x_act_5/Lx))*(sin(v*pi*y_act_5/Ly));
PSI_V_55mc = sym('PSI_V',[10,1]);
PSI_V1=psi_55mc(1,1);
PSI_V2=psi_55mc(2,1);
PSI_V3=psi_55mc(3,1);
PSI_V4=psi_55mc(1,2);
PSI_V5=psi_55mc(4,1);
PSI_V6=psi_55mc(2,2);
PSI_V7=psi_55mc(3,2);
PSI_V8=psi_55mc(5,1);
PSI_V9=psi_55mc(4,2);

```

```

PSI_V10=psi_55mc(1,3);
PSI_V_sub_55mc=subs(PSI_V_55mc)
x_act_5=0.94;y_act_5=0.44;
PSI_V_sub_55mc_sub=subs(PSI_V_sub_55mc)
PSI_V_num_55mc=double(PSI_V_sub_55mc_sub)

syms u v

D= (E*h^3)/(12*(1-nu^2));

Z_uv_11mc = zeros(10,1);

omega_uv_11mc = zeros(10,1);

j=1i;

omega_uv(u,v) = ((sqrt(D/(rho_s*h))))*(((u*pi/Lx)^2)+((v*pi/Ly)^2)));

omega_uv_11mc(1) = omega_uv(1,1);
omega_uv_11mc(2) = omega_uv(2,1);
omega_uv_11mc(3) = omega_uv(3,1);
omega_uv_11mc(4) = omega_uv(1,2);
omega_uv_11mc(5) = omega_uv(4,1);
omega_uv_11mc(6) = omega_uv(2,2);
omega_uv_11mc(7) = omega_uv(3,2);
omega_uv_11mc(8) = omega_uv(5,1);
omega_uv_11mc(9) = omega_uv(4,2);
omega_uv_11mc(10) = omega_uv(1,3);

omega_uv_com_Hz=omega_uv_11mc./(2*pi)

omega_uv_11mc

for p=1:10

Z_uv_11mc(p)=((omega_uv_11mc(p)^2)+(j*eta_uv*(omega_uv_11mc(p)^2))-
omega^2);

```

```

end

M_uv_xy_1lmc_num = (rho_s*h*S)/4;

j=1i;

second_term_1lmc=(j*M_uv_xy_1lmc_num.*Z_uv_1lmc)/omega;

syms l m n Lambda_lmn...

Kappa_lmn omega_lmn ...

epsilon_lmn u v x y z

S=Lx*Ly;

V=Lx*Ly*Lz;

j=1i;

epsilon_lmn = piecewise(l~=0 | m~=0 | n~=0,1,l==0 | m==0 | n==0,2);

Lambda_lmn = (V/8)*(epsilon_lmn);

omega_lmn=(c_0*pi)*(sqrt(((l/Lx)^2)+((m/Ly)^2)+((n/Lz)^2)));

Kappa_lmn=omega_lmn/(c_0*(1-2*j*zeta_lmn));

k=omega/c_0;

D_fun(l,m,n)=Lambda_lmn*(Kappa_lmn^2-k^2);

D_V = sym('D_V',[1,10]);

D_V1=D_fun(0,0,0);

D_V2=D_fun(1,0,0);

D_V3=D_fun(0,0,1);

D_V4=D_fun(2,0,0);

D_V5=D_fun(0,1,0);

D_V6=D_fun(1,0,1);

D_V7=D_fun(1,1,0);

D_V8=D_fun(2,0,1);

D_V9=D_fun(0,1,1);

```

```

D_V10=D_fun(2,1,0);
D_V=subs(D_V);
D_V=double(D_V);
D_M=[D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V;D_V];
diag_sum=(B_M_11mc.*B_M_11mc)./D_M;
Z_I_M_11mc=zeros(10,10);
Z_I_M_11mc(1,1)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(1,:)))-second_term_11mc(1);
Z_I_M_11mc(2,2)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(2,:)))-second_term_11mc(2);
Z_I_M_11mc(3,3)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(3,:)))-second_term_11mc(3);
Z_I_M_11mc(4,4)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(4,:)))-second_term_11mc(4);
Z_I_M_11mc(5,5)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(5,:)))-second_term_11mc(5);
Z_I_M_11mc(6,6)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(6,:)))-second_term_11mc(6);
Z_I_M_11mc(7,7)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(7,:)))-second_term_11mc(7);
Z_I_M_11mc(8,8)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(8,:)))-second_term_11mc(8);
Z_I_M_11mc(9,9)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(9,:)))-second_term_11mc(9);
Z_I_M_11mc(10,10)=j*rho_0*S^2*omega*(sum(diag_sum(10,:)))-
second_term_11mc(10);
Z_I_M_11mc(1,2)=
j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11mc(1,:).*B_M_11mc(2,:))./D_V));
Z_I_M_11mc(1,3)=
j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11mc(1,:).*B_M_11mc(3,:))./D_V));
Z_I_M_11mc(1,4)=
j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11mc(1,:).*B_M_11mc(4,:))./D_V));
Z_I_M_11mc(1,5)=
j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11mc(1,:).*B_M_11mc(5,:))./D_V));
Z_I_M_11mc(1,6)=
j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11mc(1,:).*B_M_11mc(6,:))./D_V));
Z_I_M_11mc(1,7)=
j*rho_0*S^2*omega*(sum((B_M_11mc(1,:).*B_M_11mc(7,:))./D_V));

```

$$\begin{aligned}
Z_{I_M_11mc}(1,8) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(1,:) * B_M_11mc(8,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(1,9) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(1,:) * B_M_11mc(9,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(1,10) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(1,:) * B_M_11mc(10,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,1) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(1,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,3) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(3,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,4) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(4,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,5) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(5,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,6) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(6,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,7) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(7,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,8) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(8,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,9) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(9,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(2,10) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(2,:) * B_M_11mc(10,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,1) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(3,:) * B_M_11mc(1,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,2) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(3,:) * B_M_11mc(2,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,4) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(3,:) * B_M_11mc(4,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,5) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(3,:) * B_M_11mc(5,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,6) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(3,:) * B_M_11mc(6,:)) ./ D_V));
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Z_{I_M_11mc}(3,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(3,:).*B_M_11mc(7,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(3,:).*B_M_11mc(8,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(3,:).*B_M_11mc(9,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(3,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(3,:).*B_M_11mc(10,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(1,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(2,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(3,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,5) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(5,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,6) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(6,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,7) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(7,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,8) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(8,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,9) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(9,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(4,10) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(4,:).*B_M_11mc(10,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,1) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(5,:).*B_M_11mc(1,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,2) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(5,:).*B_M_11mc(2,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,3) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(5,:).*B_M_11mc(3,:))./D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,4) &= j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(5,:).*B_M_11mc(4,:))./D_V));
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Z_{I_M_11mc}(5,6) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(5,:) \cdot B_M_11mc(6,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,7) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(5,:) \cdot B_M_11mc(7,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,8) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(5,:) \cdot B_M_11mc(8,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,9) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(5,:) \cdot B_M_11mc(9,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(5,10) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(5,:) \cdot B_M_11mc(10,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,1) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(1,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,2) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(2,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,3) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(3,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,4) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(4,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,5) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(5,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,7) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(7,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,8) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(8,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,9) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(9,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(6,10) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(6,:) \cdot B_M_11mc(10,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,1) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) \cdot B_M_11mc(1,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,2) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) \cdot B_M_11mc(2,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,3) &= j \cdot \rho_0 \cdot S^2 \cdot \omega \cdot (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) \cdot B_M_11mc(3,:)) ./ D_V));
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Z_{I_M_11mc}(7,4) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) .* B_M_11mc(4,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,5) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) .* B_M_11mc(5,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,6) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) .* B_M_11mc(6,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,8) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) .* B_M_11mc(8,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,9) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) .* B_M_11mc(9,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(7,10) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(7,:) .* B_M_11mc(10,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,1) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(1,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,2) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(2,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,3) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(3,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,4) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(4,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,5) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(5,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,6) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(6,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,7) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(7,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,9) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(9,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(8,10) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(8,:) .* B_M_11mc(10,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(9,1) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(9,:) .* B_M_11mc(1,:)) ./ D_V)); \\
Z_{I_M_11mc}(9,2) &= j * \rho_0 * S^2 * \omega * (\text{sum}((B_M_11mc(9,:) .* B_M_11mc(2,:)) ./ D_V));
\end{aligned}$$

$Z_{I_M_11mc}(9,3)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(9,:).*B_M_11mc(3,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(9,4)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(9,:).*B_M_11mc(4,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(9,5)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(9,:).*B_M_11mc(5,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(9,6)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(9,:).*B_M_11mc(6,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(9,7)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(9,:).*B_M_11mc(7,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(9,8)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(9,:).*B_M_11mc(8,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(9,10)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(9,:).*B_M_11mc(10,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,1)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(1,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,2)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(2,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,3)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(3,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,4)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(4,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,5)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(5,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,6)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(6,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,7)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(7,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,8)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(8,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}(10,9)=$
 $j*\rho_0*S^2*\omega*(\text{sum}((B_M_11mc(10,:).*B_M_11mc(9,:))./D_V));$

$Z_{I_M_11mc}$

invZ_I_M=inv(Z_I_M_11mc)

syms l m n Lambda_lmn...

Kappa_lmn omega_lmn ...

epsilon_lmn x y z

j=1i;

epsilon_lmn = piecewise(l~=0 | m~=0 | n~=0,1,l==0 | m==0 | n==0,2);

Lambda_lmn = (V/8)*(epsilon_lmn);

omega_lmn=(c_0*pi)*(sqrt(((l/Lx)^2)+((m/Ly)^2)+((n/Lz)^2)));

Kappa_lmn=omega_lmn/(c_0*(1-2*j*zeta_lmn));

k=omega/c_0;

Za_11mc(l,m,n)=(j*rho_0*omega)/(Lambda_lmn*((Kappa_lmn^2)-(k^2)));

Z_a_11mc=zeros(10,10);

Z_a_11mc(1,1)=double(Za_11mc(0,0,0));

Z_a_11mc(2,2)=double(Za_11mc(1,0,0));

Z_a_11mc(3,3)=double(Za_11mc(0,0,1));

Z_a_11mc(4,4)=double(Za_11mc(2,0,0));

Z_a_11mc(5,5)=double(Za_11mc(0,1,0));

Z_a_11mc(6,6)=double(Za_11mc(1,0,1));

Z_a_11mc(7,7)=double(Za_11mc(1,1,0));

Z_a_11mc(8,8)=double(Za_11mc(2,0,1));

Z_a_11mc(9,9)=double(Za_11mc(0,1,1));

Z_a_11mc(10,10)=double(Za_11mc(2,1,0));

Z_a_11mc

syms l m n x_sen_1 y_sen_1 z_sen_1

phi_11mc(l,m,n)=(cos(l*pi*x_sen_1/Lx))*(cos(m*pi*y_sen_1/Ly))*(cos(n*pi*z_sen_1/Lz));

```

PHI_V_11mc = sym('PHI_V',[10,1]);
PHI_V1=phi_11mc(0,0,0);
PHI_V2=phi_11mc(1,0,0);
PHI_V3=phi_11mc(0,0,1);
PHI_V4=phi_11mc(2,0,0);
PHI_V5=phi_11mc(0,1,0);
PHI_V6=phi_11mc(1,0,1);
PHI_V7=phi_11mc(1,1,0);
PHI_V8=phi_11mc(2,0,1);
PHI_V9=phi_11mc(0,1,1);
PHI_V10=phi_11mc(2,1,0);
PHI_V_sub_11mc=subs(PHI_V_11mc)
x_sen_1=0.2;y_sen_1=0.46;z_sen_1=0.53;
PHI_V_sub_11mc_sub=subs(PHI_V_sub_11mc)
PHI_V_num_11mc=double(PHI_V_sub_11mc_sub)

syms l m n x_sen_2 y_sen_2 z_sen_2

phi_22mc(l,m,n)=(cos(l*pi*x_sen_2/Lx))*(cos(m*pi*y_sen_2/Ly))*(cos(n*pi*z_sen_2/Lz));

PHI_V_22mc = sym('PHI_V',[10,1]);
PHI_V1=phi_22mc(0,0,0);
PHI_V2=phi_22mc(1,0,0);
PHI_V3=phi_22mc(0,0,1);
PHI_V4=phi_22mc(2,0,0);
PHI_V5=phi_22mc(0,1,0);
PHI_V6=phi_22mc(1,0,1);
PHI_V7=phi_22mc(1,1,0);

```

```

PHI_V8=phi_22mc(2,0,1);
PHI_V9=phi_22mc(0,1,1);
PHI_V10=phi_22mc(2,1,0);
PHI_V_sub_22mc=subs(PHI_V_22mc)
x_sen_2=0.97;y_sen_2=0.2;z_sen_2=0.53;
PHI_V_sub_22mc_sub=subs(PHI_V_sub_22mc)
PHI_V_num_22mc=double(PHI_V_sub_22mc_sub)
syms l m n x_sen_3 y_sen_3 z_sen_3
phi_33mc(l,m,n)=(cos(l*pi*x_sen_3/Lx))*(cos(m*pi*y_sen_3/Ly))*(cos(n*pi*z_sen_3/Lz));
PHI_V_33mc = sym('PHI_V',[10,1]);
PHI_V1=phi_33mc(0,0,0);
PHI_V2=phi_33mc(1,0,0);
PHI_V3=phi_33mc(0,0,1);
PHI_V4=phi_33mc(2,0,0);
PHI_V5=phi_33mc(0,1,0);
PHI_V6=phi_33mc(1,0,1);
PHI_V7=phi_33mc(1,1,0);
PHI_V8=phi_33mc(2,0,1);
PHI_V9=phi_33mc(0,1,1);
PHI_V10=phi_33mc(2,1,0);
PHI_V_sub_33mc=subs(PHI_V_33mc)
x_sen_3=1.6;y_sen_3=0.46;z_sen_3=0.53;
PHI_V_sub_33mc_sub=subs(PHI_V_sub_33mc)
PHI_V_num_33mc=double(PHI_V_sub_33mc_sub)
syms l m n x_sen_4 y_sen_4 z_sen_4

```

$\text{phi_44mc}(l,m,n)=(\cos(l*\pi*x_sen_4/Lx))*(\cos(m*\pi*y_sen_4/Ly))*(\cos(n*\pi*z_sen_4/Lz));$

$\text{PHI_V_44mc} = \text{sym}(\text{'PHI_V'},[10,1]);$

$\text{PHI_V1}=\text{phi_44mc}(0,0,0);$

$\text{PHI_V2}=\text{phi_44mc}(1,0,0);$

$\text{PHI_V3}=\text{phi_44mc}(0,0,1);$

$\text{PHI_V4}=\text{phi_44mc}(2,0,0);$

$\text{PHI_V5}=\text{phi_44mc}(0,1,0);$

$\text{PHI_V6}=\text{phi_44mc}(1,0,1);$

$\text{PHI_V7}=\text{phi_44mc}(1,1,0);$

$\text{PHI_V8}=\text{phi_44mc}(2,0,1);$

$\text{PHI_V9}=\text{phi_44mc}(0,1,1);$

$\text{PHI_V10}=\text{phi_44mc}(2,1,0);$

$\text{PHI_V_sub_44mc}=\text{subs}(\text{PHI_V_44mc})$

$x_sen_4=0.97;y_sen_4=0.68;z_sen_4=0.53;$

$\text{PHI_V_sub_44mc_sub}=\text{subs}(\text{PHI_V_sub_44mc})$

$\text{PHI_V_num_44mc}=\text{double}(\text{PHI_V_sub_44mc_sub})$

$\text{syms } l \ m \ n \ x_sen_5 \ y_sen_5 \ z_sen_5$

$\text{phi_55mc}(l,m,n)=(\cos(l*\pi*x_sen_5/Lx))*(\cos(m*\pi*y_sen_5/Ly))*(\cos(n*\pi*z_sen_5/Lz));$

$\text{PHI_V_55mc} = \text{sym}(\text{'PHI_V'},[10,1]);$

$\text{PHI_V1}=\text{phi_55mc}(0,0,0);$

$\text{PHI_V2}=\text{phi_55mc}(1,0,0);$

$\text{PHI_V3}=\text{phi_55mc}(0,0,1);$

$\text{PHI_V4}=\text{phi_55mc}(2,0,0);$

$\text{PHI_V5}=\text{phi_55mc}(0,1,0);$

$\text{PHI_V6}=\text{phi_55mc}(1,0,1);$

PHI_V7=phi_55mc(1,1,0);

PHI_V8=phi_55mc(2,0,1);

PHI_V9=phi_55mc(0,1,1);

PHI_V10=phi_55mc(2,1,0);

PHI_V_sub_55mc=subs(PHI_V_55mc)

x_sen_5=0.97;y_sen_5=0.46;z_sen_5=0.53;

PHI_V_sub_55mc_sub=subs(PHI_V_sub_55mc)

PHI_V_num_55mc=double(PHI_V_sub_55mc_sub)

PHI_M_11mc=

[PHI_V_num_11mc,PHI_V_num_22mc,PHI_V_num_33mc,PHI_V_num_44mc,PHI_V_num_55mc]

Z_p=(PHI_M_11mc)*(PHI_M_11mc');

PSI_M_11mc=

[PSI_V_num_11mc,PSI_V_num_22mc,PSI_V_num_33mc,PSI_V_num_44mc,PSI_V_num_55mc]

Z_vt_11mc = PHI_M_11mc'*Z_a_11mc*B_M_11mc_S*invZ_I_M*PSI_M_11mc

[Tau,Theta,Xi]=svd(Z_vt_11mc);

P_p=Pp;

L_v=P_p;

alpha_est=Tau'*L_v;

f_c_est=(pinv(Xi'))*(pinv(Theta))*alpha_est

ÖZGEÇMİŞ

KAYRA KURŞUN

ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Doktora 2015-2022	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
Yüksek Lisans 2013-2015	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
Lisans 2006-2011	Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kocaeli

MESLEKİ VE İDARİ GÖREVLER

Araştırma Görevlisi 2013-2022	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
----------------------------------	--

ESERLER

Uluslararası hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

Kurşun, K., Güven, F. and Ersoy, H. 2022. Utilizing Piezo Acoustic Sensors for the Identification of Surface Roughness and Textures. *Sensors*, 22, (12): 4381.

Kurşun, K., Özdemir, L. and Ersoy, H. 2022. Identification of a Steam Boiler Burner via Acoustic Analysis. *Processes*, 10, (6): 1223.

