

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MAKİNALARIN TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ HARİTALARININ
BELİRLENMESİ, MODELLENMESİ VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Resul ŞAHİN**

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Makine Dinamiği, Titreşim&Akustiği

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MAKİNALARIN TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ HARİTALARININ
BELİRLENMESİ, MODELLENMESİ VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Resul ŞAHİN

503071411

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 04 Mayıs 2009

Tezin Savunulduğu Tarih: 04 Haziran 2009

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK

Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. H. Temel BELEK

Prof. Dr. A. Rüstem ASLAN

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasının danışmanı olan değerli hocam Prof. Dr. Kenan Y. ŞANLITÜRK'e verdiği tavsiyeler, yaptığı olumlu eleştiriler ve bu çalışmaya yön verdiği düşünceleri için teşekkür ederim.

Çalışmanın yapılması için imkan sağlayan ve desteğini esirgemeyen Arçelik A.Ş ARGE Titreşim ve Akustik Teknolojileri Ailesi lideri Sn. Metin GÜL, tez çalışması boyunca yardımlarını esirgemeyen Sn. Ergin ARSLAN ve çalışma boyunca desteklerini esirgemeyen tüm bölüm çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca Sn. Onur Yenigül, Sn. Selçuk Çelikel ve Sn. Onur Çakmak başta olmak üzere ve de yaz dönemi uzun stajyerleri olan sevgili arkadaşlarıma çalışma boyunca verdikleri destekten ötürü teşekkür ederim.

Hayatımın her anında yanımda olan, elde ettiğim başarılarımı borçlu olduğum, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili AİLEME ve tüm DOSTLARIMA teşekkürlerimi borç bilirim.

Haziran 2009

Resul ŞAHİN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	v
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Problemin Tanımı.....	2
1.2. Amaç ve Kapsam.....	5
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	9
2.1. İşletme Koşullarında Makinaların Yüzey Titreşimlerinin Belirlenmesi	9
2.1.1. Zaman Alanında İKTŞ Ölçümü	11
2.1.2. Frekans Alanında İKTŞ Ölçümü.....	11
2.1.2.1. Lineer Spektrum(HFD).....	11
2.1.2.2. Öznel Spektrum	12
2.1.2.3. FTF-Frekans Tepki Fonksiyonu	12
2.1.2.4. Geçirgenlik(Transmissibility).....	12
2.2. Lazer(LDTÖ-Lazer Doppler Titreşim Ölçeri) Ölçüm Sistemi.....	12
2.2.1. Regressive Fourier Serisi Kullanılarak Ölçüm Süresinin Azaltılması. 15	
2.2.2. Uzaysal Regressive Teknik Kullanılarak Ölçüm Süresinin Azaltılması	16
2.3. Gürültü Kaynaklarının Belirlenmesinde Ses Şiddeti Ölçüm Yöntemi.....	16
2.3.1. KZFD ile Ses Şiddeti	19
2.3.2. WVD ile Ses Şiddeti	19
2.3.3. DD ile Ses Şiddeti	20
2.4. Vibro-Akustik Analizlerde Kullanılan Yöntemler	20
2.4.1. SEM Yöntemi	21
2.4.2. SNEM Yöntemi.....	23
2.4.3. SEM ve SNEM Yöntemlerinin Beraber Kullanılması	24
2.4.4. IEA Yöntemi	32
3. TEORİ	33
3.1. Modal Analiz Ve Titreşim Ölçümü Yöntemlerinin Belirlenmesi	33
3.1.1. Sayısal Ortamda Kurulan Titreşim Modelinin Teorisi.....	33
3.1.2. Deneysel Ortamda Kurulan Titreşim Modelinin Teorisi	35
3.1.2.1. Deneysel FTF Ölçümü.....	35
3.1.2.2. Deneysel Modal Analiz	40
3.1.3. Deneysel Ve Sayısal Modelin Karşılaştırılması.....	42
3.1.3.1. Frekansların Karşılaştırılması	43
3.1.3.2. Mod Şekillerinin Karşılaştırılması.....	43
3.1.3.3. Frekans Tepki Fonksiyonlarının Karşılaştırılması.....	45

3.1.4.	Titreşim Ölçümleri	46
3.1.4.1.	Çalışma Şartlarında Titreşim Ölçümleri	46
3.1.4.2.	Lazer İle Titreşim Ölçümleri	47
3.2.	Akustik Teorisinin Ve Akustik Ölçüm Yöntemlerinin Belirlenmesi	47
3.2.1.	Akustik Teorisi	47
3.2.2.	Akustik Büyüklükler	49
3.2.2.1.	Ses Basıncı ve Parçacık Hızı.....	49
3.2.2.2.	Ses Şiddeti.....	50
3.2.2.3.	Ses Gücü	52
3.2.3.	Akustik Ölçüm Yöntemleri	53
3.2.3.1.	Ses Basıncı Ölçümleri.....	53
3.2.3.2.	Ses Şiddeti Ölçümleri	53
3.2.3.3.	Ses Gücü Düzeyi Ölçümleri.....	56
4.	İŞLETME KOŞULLARINDA TİTREŞİM-GÜRÜLTÜ ÖLÇÜMLERİ	59
4.1.	İşletme Koşullarında Titreşim Ölçümleri	59
4.1.1.	Gardrop Tipi Kapısız Buzdolabı için İKTŞ Ölçümleri	59
4.1.1.1.	Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü	62
4.1.1.2.	Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü	69
4.1.1.3.	ARKA Panel Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü	71
4.1.2.	Gardrop Tipi Kapılı Buzdolabı İçin İKTŞ Ölçümleri	73
4.1.2.1.	Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü	74
4.1.2.2.	Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü	76
4.1.2.3.	ARKA Panel Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü	78
4.1.3.	Genel Değerlendirme	79
4.2.	İşletme Koşullarında Gürültü Kaynağı Belirleme Ölçümleri.....	80
4.2.1.	Gardrop Tipi Kapısız Buzdolabı İçin GKB Ölçümü.....	81
4.2.2.	Gardrop Tipi Kapılı Buzdolabı İçin GKB Ölçümü.....	89
4.2.3.	Genel Değerlendirme	93
5.	GARDROP TİPİ BUZDOLABI TİTREŞİM MODELİ	95
5.1.	Giriş	95
5.2.	Basit Bir Model İçin Titreşim Modeli	95
5.3.	Gardrop Tipi Buzdolabı Sayısal Modeli.....	102
5.4.	Gardrop Tipi Buzdolabı Deneysel Modeli	107
5.5.	Sayısal ve Deneysel Modellerin Karşılaştırılması	109
5.6.	Genel Değerlendirme.....	116
6.	GARDROP TİPİ BUZDOLABI AKUSTİK MODELİ.....	117
6.1.	Giriş	117
6.2.	Buzdolabı Panelinde Hız Haritalarının Karşılaştırılması	118
6.3.	Buzdolabı Panelinde Ses Basıncı Düzeyi Haritalarının Karşılaştırılması	126
6.4.	Genel Değerlendirme.....	136
7.	GENEL DEĞERLENDİRME VE GELECEKTE YAPILABİLECEK ÇALIŞMALAR.....	137
7.1.	Genel Değerlendirme.....	137
7.2.	Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar.....	139
KAYNAKLAR.....		141
ÖZGEÇMİŞ.....		145

KISALTMALAR

İKT	: İşletme Koşullarında Titreşim
İKTŞ	: İşletme Koşullarında Titreşim Şekli
GKB	: Gürültü Kaynaklarının Belirlenmesi
DMY	: Demodülasyon Yaklaşımı
FDY	: Fourier Dönüşümü Yaklaşımı
HDY	: Hilbert Dönüşüm Yaklaşımı
FTF	: Frekans Tepki Fonksiyonu
HFD	: Hızlı Fourier Dönüşümü
LDTÖ	: Lazer Doppler Titreşim Ölçer
STLDTÖ	: Sürekli Taramalı Lazer Doppler Titreşim Ölçer
DD	: Dalgacık Dönüşümü
WVD	: Wigner-Ville Dönüşümü
KZFD	: Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü
TGTÇ	: Tek Giriş Tek Çıkış
TGÇÇ	: Tek Giriş Çoklu Çıkış
ÇGÇÇ	: Çoklu Giriş Çoklu Çıkış
TSD	: Tek Serbestlik Dereceli
ÇSD	: Çok Serbestlik Dereceli
MGK	: Modal Güvence Kriteri
MÖÇ	: Modal Ölçek Çarpanı
FAGK	: Frekans Alanında Güvence Kriteri
SBD	: Ses Basıncı Düzeyi
SŞD	: Ses Şiddeti Düzeyi
SGD	: Ses Gücü Düzeyi
PU	: Poliüretan
SSEM	: Sınırsız Sonlu Elemanlar Metodu
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
SNEM	: Sınırlı Elemanlar Metodu
IEA	: İstatistiksel Enerji Analizi
ÇGD	: Çoklu Gövde Dinamiği
EÇGD	: Elastik Çoklu Gövde Dinamiği
GAD	: Gövde Akustik Duyarlılığı

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 5-1: İlk Beş Mod İçin Sayısal Ve Deneysel Doğal Frekanslar.....	97
Çizelge 5-2: Sayısal Ve Deneysel Olarak Kütle Karşılaştırması.....	97
Çizelge 5-3: Kesit Modelde Kullanılan Malzeme Özellikleri	102
Çizelge 5-4: İlk Yedi Mod İçin Sayısal Doğal Frekanslar	104
Çizelge 5-5: ADAMS'dan Elde Edilen Sayısal Doğal Frekanslar	106
Çizelge 5-6: I-DEAS ve ADAMS'dan Elde Edilen Sayısal Doğal Frekanslar	107
Çizelge 5-7: Buzdolabı Modeli İçin Ağırlık Karşılaştırması.....	110
Çizelge 5-8: Buzdolabı İçin Sayısal Ve Deneysel Doğal Frekanslar	112

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: No-Frost Buzdolabı Gürültü Kaynakları.....	3
Şekil 1.2: No-Frost Buzdolabı Gürültü Yayılım Ortamları	4
Şekil 1.3: Kırışsız Buzdolabı Gürültü Kaynaklarına Ait Ortalama Ses Gücü Düzeyleri	5
Şekil 2.1: Taşıt İçerisindeki Ses Basıncı Dağılımına Örnek Bir Çalışma(10).....	22
Şekil 2.2: Yüzeyde ve Havalı Tekerlekteki Ses Basıncı Dağılımına Örnek Bir Çalışma(10).....	22
Şekil 2.3: Tekerleğin Etrafındaki Alanın Sınırsız Elemanlar Kullanılarak Ayrıklaştırılmasına Örnek Bir Çalışma[10]	23
Şekil 2.4: Uçak gövdesinin kesitinde oluşan ses basıncı dağılımı[10].....	24
Şekil 2.5: Damperin Sönümleme Karakteristiğinin Ölçülmesi	25
Şekil 2.6: Keçenin ses yutumlama katsayısının ölçüldüğü deney düzeneği.....	26
Şekil 2.7: ÇGD simülasyonuna entegre edilen elastik yapı.....	26
Şekil 2.8: Çamaşır makinasının ÇGD/SEM/SNEM modeli	27
Şekil 2.9: Denizaltının kış modeli(11)	28
Şekil 2.10: Denizaltı kış bölgesinin kuru ve ıslak frekansları[11]	29
Şekil 2.11: Motorun araç gövdesine bağlı olmadığı bir otomobilin yarı anekoik odadaki hali	31
Şekil 2.12: Modal çözüm için takip edilen adımlar	32
Şekil 3.1: Sarsıcı Kullanılması Durumunda FTF Ölçüm Sisteminin Temel Elemanları[19]	37
Şekil 3.2: Çekiç Kullanılması Durumunda FTF Ölçüm Sisteminin Temel Elemanları[19]	37
Şekil 3.3: Ses Basıncı-Zaman Grafiği	48
Şekil 3.4: Ses Basıncı-Yol Grafiği	48
Şekil 4.1: OMETRON VPI Lazer Ölçüm Sistemi.....	59
Şekil 4.2: Kapısız Buzdolabı Elemanları.....	60
Şekil 4.3: Kapısız Buzdolabı Elemanları.....	60
Şekil 4.4: İKTŞ Tekrarlanabilirlik Ölçüm Noktaları	61
Şekil 4.5: T1 Noktası Tekrarlanabilirlik Ölçümleri.....	61
Şekil 4.6: T2 Noktası Tekrarlanabilirlik Ölçümleri.....	62
Şekil 4.7: T3 Noktası Tekrarlanabilirlik Ölçümleri.....	62
Şekil 4.8: Dondurucu Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları	63
Şekil 4.9: Ölçüm Sisteminden Alınan Tipik Bir Örnek.....	64
Şekil 4.10: 30 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli	64
Şekil 4.11: 39.4 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli	65
Şekil 4.12: 50 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli	65
Şekil 4.13: 60.6 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli	66
Şekil 4.14: 100 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli	66
Şekil 4.15: 106.9 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli	67

Şekil 4.16: 120.6 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli	67
Şekil 4.17: Buzdolabı Paneli İçin Örnek Titreşim Şekli.....	68
Şekil 4.18: Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan Diğer Yüksek Frekanslardaki Titreşim Şekilleri.....	69
Şekil 4.19: Taze Besin Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları	70
Şekil 4.20: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri	70
Şekil 4.21: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri	71
Şekil 4.22: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri	71
Şekil 4.23: ARKA Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları	72
Şekil 4.24: ARKA Panel Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri.....	72
Şekil 4.25: ARKA Panel Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri.....	73
Şekil 4.26: ARKA Panel Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri.....	73
Şekil 4.27: Buzdolabında Kullanılan Kapılar	74
Şekil 4.28: Kapılı Modelde Dondurucu Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları.....	75
Şekil 4.29: Kapılı Model İçin Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri	76
Şekil 4.30: Kapılı Modelde Taze Besin Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları.....	77
Şekil 4.31: Kapılı Model İçin Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri	78
Şekil 4.32: Kapılı Modelde ARKA Panel Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları ..	79
Şekil 4.33: GKB Ölçümlerinde Kullanılan Ses Şiddeti Probonun Şematik Resmi ...	80
Şekil 4.34: Kapısız Buzdolabı İçin GKB Ölçüm Noktaları	82
Şekil 4.35: Kapısız Buzdolabı Modeline Ait 1/12 Oktav Bandındaki Ses Basıncı Düzeyi-Frekans Eğrisi($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	83
Şekil 4.36: 1/12 Oktav Bandında Ölçülmüş Ses Basıncı Düzeyi Spektrumu($P_{ref} =$ 20×10^{-6} Pa)	83
Şekil 4.37: Ölçüm Yüzeyindeki Noktalarda Ölçülen Ses Şiddeti Düzeyi Değerleri(dB)- ($I_{ref} = 10^{-12}$ Pa)	84
Şekil 4.38: Kapısız Buzdolabına Ait Detaylı Ses Şiddeti Düzeyi Spektrumu.....	84
Şekil 4.39: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(97.2 ve 115 Hz).....	85
Şekil 4.40: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(130 Hz)	86
Şekil 4.41: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(274 Hz)	86
Şekil 4.42: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(290 Hz)	86
Şekil 4.43: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(307 Hz)	87
Şekil 4.44: Kapısız Buzdolabına İçin 60-205 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası	88
Şekil 4.45: Kapısız Buzdolabına İçin 205-410 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası	88
Şekil 4.46: Kapılı Buzdolabı Modeline Ait 1/12 Oktav Bandındaki Ses Basıncı Düzeyi-Frekans Eğrisi($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	89
Şekil 4.47: 1/12 Oktav Bandında Ölçülmüş Ses Basıncı Düzeyi Spektrumu($P_{ref} =$ 20×10^{-6} Pa)	90
Şekil 4.48: Ölçüm Yüzeyindeki Noktalarda Ölçülen Ses Şiddeti Düzeyi Değerleri(dB)	90
Şekil 4.49: Kapılı Buzdolabına Ait Detaylı Ses Şiddeti Düzeyi Spektrumu.....	91
Şekil 4.50: Kapılı Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(97.2 Hz).....	91
Şekil 4.51: Kapılı Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(115 Hz).....	92
Şekil 4.52: Kapılı Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(218 Hz).....	92

Şekil 4.53: Kapılı Buzdolabına İçin 91-122 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası	93
Şekil 4.54: Kapılı Buzdolabına İçin 145-244 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası	93
Şekil 5.1: Deneysel Olarak Kullanılan Katmanlı Kesit Modeli	96
Şekil 5.2: Sayısal Olarak Modellenen Katmanlı Kesit Modeli.....	96
Şekil 5.3: Birinci Mod Şekli	98
Şekil 5.4: İkinci Mod Şekli.....	98
Şekil 5.5: Üçüncü Mod Şekli.....	99
Şekil 5.6: Dördüncü Mod Şekli	99
Şekil 5.7: Beşinci Mod Şekli	100
Şekil 5.8: Sayısal Ve Deneysel HFD Karşılaştırması.....	102
Şekil 5.9: I-DEAS’da Kurulan Sayısal Model.....	103
Şekil 5.10: Buzdolabının ADAMS’da Kurulan Modeli	105
Şekil 5.11: Buzdolabının Altına Konumlandırılan Kauçuk Ayak.....	105
Şekil 5.12: Deneysel Ölçümlerde Kullanılan Buzdolabı.....	108
Şekil 5.13: Deneysel Ölçümlerde Kullanılan Sarsıcının Konumu	109
Şekil 5.14: Kullanılan Deneysel Ölçüm Ekipmanları.....	109
Şekil 5.15: Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan Sonuçlar	110
Şekil 5.16: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Sonuçlar	111
Şekil 5.17: Arka Panel Üzerinden Alınan Sonuçlar	111
Şekil 5.18: Buzdolabı Modeli İçin Birinci Mod Şekli.....	113
Şekil 5.19: Buzdolabı Modeli İçin İkinci Mod Şekli.....	113
Şekil 5.20: Buzdolabı Modeli İçin Üçüncü Mod Şekli	114
Şekil 5.21: Buzdolabı Modeli İçin Dördüncü Mod Şekli.....	114
Şekil 5.22: Buzdolabı Modeli İçin Beşinci Mod Şekli.....	114
Şekil 5.23: Buzdolabı Modeli İçin Altıncı Mod Şekli.....	115
Şekil 5.24: Buzdolabı Modeli İçin Yedinci Mod Şekli	115
Şekil 6.1: Sayısal Ortamda Akustik Model Kurma Adımları.....	118
Şekil 6.2: Hız Dağılımı Ve Ses Basınç Dağılımı İçin Kullanılan Frekans Değerleri	120
Şekil 6.3: Sayısal-Deneysel Yüzey Titreşim Haritaları(44.8 ve 58.1 Hz).....	121
Şekil 6.4: Sayısal-Deneysel Yüzey Titreşim Haritaları(92.5 ve 105.2 Hz).....	121
Şekil 6.5: Sayısal-Deneysel Yüzey Titreşim Haritaları(170 ve 190 Hz).....	121
Şekil 6.6: Taze Besin Paneli Üzerindeki Farklı Noktalar İçin Hız Spektrumları....	122
Şekil 6.7: Taze Besin Paneli Üzerindeki Karşılaştırma Noktaları.....	123
Şekil 6.8: Taze Besin Kısmı Paneli Üzerinden Alınan Ölçüm Noktaları.....	123
Şekil 6.9: 14. Düğüm Noktasından Farklı Ortalamalarda Alınan Ölçüm Sonuçları	124
Şekil 6.10: 14. Düğüm Noktasından Farklı Günlerde Alınan Ölçüm Sonuçları	125
Şekil 6.11: 28. Düğüm Noktasından Farklı Günlerde Alınan Ölçüm Sonuçları	125
Şekil 6.12: 45. Düğüm Noktasından Farklı Günlerde Alınan Ölçüm Sonuçları	126
Şekil 6.13: Akustik Model İçin İzlenen Modelleme Adımları	127
Şekil 6.14: 60-120 Hz Frekans Bandındaki Toplam Ses Basıncı Düzeyi Dağılımının Karşılaştırması	128
Şekil 6.15: Taze Besin Paneli Üzerinde Farklı Toplamlar İçin Deneysel Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı	129
Şekil 6.16: Taze Besin Paneli Üzerinde Farklı Toplamlar İçin Sayısal Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı	129
Şekil 6.17: Taze Besin Paneli Üzerinde 165-175 Hz Arasındaki Toplam Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı	130

Şekil 6.18: Taze Besin Paneli Üzerinde 185-195 Hz Arasındaki Toplam Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı	130
Şekil 6.19: Farklı Frekans Değerleri İçin Taze Besin Panelinde Elde Edilen Uyumlu Ses Basıncı Düzeyi Dağılımları($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	131
Şekil 6.20: Yüksek Frekans Değerleri İçin Taze Besin Panelinde Elde Edilen Uyumun Azaldığı Ses Basıncı Düzeyi Dağılımları($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	132
Şekil 6.21: Ses Basıncı Düzeyi Spektrumları İçin Karşılaştırma Noktaları	133
Şekil 6.22: Taze Besin Paneli Üzerindeki A Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	134
Şekil 6.23: Taze Besin Paneli Üzerindeki B Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	134
Şekil 6.24: Taze Besin Paneli Üzerindeki C Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	135
Şekil 6.25: Taze Besin Paneli Üzerindeki D Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)	135

SEMBOL LİSTESİ

$p(w)_i$	: i. noktada ölçülen ses basıncı seviyesi
$f(w)_j$	: j. noktadan uygulanan kuvvet
$[K]$	: Rijitlik matrisi
$[M]$	: Kütle matrisi
$[C]$	: Sönüm matrisi
$\{q\}$	: Genelleştirilmiş koordinat
(λ)	: Özdeğer
(ϕ)	: Özvektör
$\alpha(w)$	: Frekans tepki fonksiyonu
η	: Sönüm katsayısı
$H(w)$	: Frekans tepki fonksiyonu matrisi
$[\psi]_r$	: r. mod için özvektör matrisi
$[\phi]$	: Normalize özvektör matrisi
r	: Mod numarası
$[m_r]$	: Modal kütle matrisi
$[k_r]$	: Modal rijitlik matrisi
$[I]$	: Birim matris
$[\psi_D]_r$	: r. deneysel özvektör matrisi
$[\psi_S]_r$	: r. sayısal özvektör matrisi
n	: Mod sayısı
$H_D(w)$	: Deneysel frekans tepki fonksiyonu matrisi
$H_S(w)$	: Sayısal frekans tepki fonksiyonu matrisi
T	: Peryot
f	: Frekans
a_1 ve a_2	: Dalga üzerinde birbirini izleyen iki nokta
λ	: Dalgaboyu
c	: Dalga yayılma hızı
$T(^{\circ}C)$	: Sıcaklık
γ	: Spesifik ısı oranı
ρ	: Yoğunluk
P_{atm}	: Atmosfer basıncı
P_{ref}	: Referans basınç
P	: Ses basıncı
I	: Ses şiddeti
ρ_{ort}	: Ortamın denge halindeki yoğunluğu
v	: Parçacık hızı
I_{ref}	: Referans ses şiddeti
W	: Ses gücü
W_{ref}	: Referans ses gücü

Δx : Ses şiddeti probunun iki mikrofonu arasındaki mesafe
 x ve $x + \Delta x$: Ses şiddeti probundaki iki mikrofonun konumu
 v_m : İki mikrofonun orta noktasında hesaplanan hız değeri
 p_m : İki mikrofonun orta noktasında hesaplanan basınç değeri

MAKİNALARIN TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ HARİTALARININ BELİRLENMESİ, MODELLENMESİ VE ANALİZİ

ÖZET

Sanayileşmeyle birlikte artan gürültü seviyeleri insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Yasal yaptırımların yanında insanların konfor beklentileri de göz önüne alındığında çeşitli ürünler için yapı kaynaklı gürültüyle birlikte hava akış kaynaklı gürültü de önem kazanmıştır. Ayrıca son yıllarda yapı kaynaklı gürültüye yönelik yapılan iyileştirmeler hava akış kaynaklı gürültüyü ön plana çıkarmıştır. Hava akış kaynaklı gürültü ile özellikle havacılık, otomotiv ve beyaz eşya endüstrilerinde karşılaşilmektedir. Bu çalışmanın amacı ise, makinaların gürültü ve titreşim haritalarının belirlenmesi, deneysel olarak desteklenmiş olan sayısal modellerinin kurulmasıdır. Sayısal analiz araçları olarak, I-DEAS, ADAMS ve SYSNOISE olmak üzere üç ticari yazılım paketi kullanılmıştır.

Yapılan bu tez çalışmasının teorik kısmı, titreşim ve akustik ile ilgili ölçüm ve analiz yöntemlerini içeren literatür çalışmalarını, titreşim ve akustik ölçüm yöntemlerinin teorilerini içermektedir. Ayrıca bu çalışmada gürültü kaynağı olarak sadece evaporatör fanının kullanıldığı kırıgasız buzdolaplarında gürültü ve titreşim haritaları çıkarılarak, gürültünün oluştuğu bölgeler tespit edilmiştir. Son olarak, buzdolabında kullanılan malzemelere ait malzeme özellikleri ve sönüm değerlerinin tespit edilmesi amacıyla oluşturulan basit uygulama örnekleri kullanılarak sayısal ortamda deneysel çalışmalar ile desteklenmiş olan buzdolabının titreşim ve akustik modelleri kurulmuştur. Çalışmanın literatür kısmında, titreşim ve gürültü haritalarının elde edilmesi için kullanılan ölçüm yöntemleri ve vibro-akustik analizlerde kullanılan yöntemler araştırılmıştır. Tezin teori kısmında, modal analiz ve titreşim ölçüm yöntemleri ile akustiğin teorisi ve ölçüm yöntemleri incelenmiştir. Yapılan titreşim ve gürültü haritalarının belirlenmesi çalışmalarında, buzdolabında sadece evaporatör fanının bulunduğu çalışma şartlarında yüzeyler üzerindeki titreşim ve gürültü bölgeleri tespit edilmiştir. Malzeme özelliklerinin tespit edilmesi amacıyla yapılan çalışmalarda, kullanılan malzemelere ait elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk ve sönüm değerleri deneysel yöntemlerle tespit edilmiştir. Çalışmanın titreşim ve akustik modellerinin kurulması kısmında ise, sayısal ortamda oluşturulan modeller yapılan deneysel ölçümlerle sınanarak, yapının titreşim ve akustik davranışlarını en iyi temsil edebilecek modeller kurulmuştur.

Tez çalışması boyunca geliştirilen buzdolabı modeli ile, sistemde yalnızca evaporatör fanının bulunduğu işletme koşullarında oluşan gürültü tahmin edilebilmiştir. Buzdolabının modellendiği frekans aralığı, evaporatör fanının kanat geçiş frekansını da içine almaktadır.

MODELLING AND ANALYSIS OF MACHINES BY IDENTIFYING THEIR VIBRATION AND NOISE MAPS

SUMMARY

Increasing noise levels with industrialization has adverse effects on human healths. Structural and air borne noises for different products have come into question due to legal restrictions and comfort expectations of customers. In recent years, structure borne noise is effectively reduced and air borne noise became the major concern in acoustics. Air borne noise comes across in industries such as aerospace, automotive and white goods. The aim of this study is to identify vibration and noise maps for machines and to build their numerical models supported by experimental studies. Three commercial softwares, I-DEAS, ADAMS and SYSNOISE are employed for this purpose.

The theory section in this study contains literature survey including vibration and acoustic measurements, analysis methods and the theories of their measurements. Furthermore, this study presents procedure for the determination of critical regions by using noise and vibration maps for no-frost refrigerator. During experimental measurements, only evaporator fan was used as a noise source. Simple structures are modelled and tested for identifying the material properties and damping values. Finally, vibration and acoustic models of the refrigerator are developed based on identified material properties. In the literature section, measurement techniques for obtaining vibration and noise maps, method of vibro-acoustic analysis are investigated. In the theory section, modal analysis and method of vibration measurements, the theory and measurement methods of acoustics are examined. In the study of identifying the vibration and noise maps, the noisy regions on the refrigerator surfaces are determined in operating conditions. Material properties, - young modulus, poisson ratio, density and damping- identified using experimental data. In the section of obtaining vibration and acoustic models, numerical models are compared and verified by using experimental data.

It is shown that the refrigerator model developed in this study is capable of predicting the noise caused by the evaporator fan within a frequency range including the blade passing frequency of the fan.

1. GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknoloji ile, daha hızlı, daha verimli, daha sessiz ve daha hafif ürünler üretilmektedir. Geliştirilen yeni teknolojiler şüphesiz müşteri beklentilerinin de değişmesine neden olmaktadır. Ayrıca ürün gürültüsü, ürüne ait bir kalite parametresi ve bir rekabet unsuru olarak giderek artan bir önem kazanmaktadır. Uluslararası rekabetçi pazarda üreticiler, düşük gürültü düzeyli ürün tasarımına yönelik olarak gerek yasal yaptırımlarla, gerekse konfora yönelik olarak artan müşteri talebiyle karşı karşıyadırlar. Bu talebin karşılanmasına yönelik olarak ortaya çıkan “Gürültü Denetimi” ikiye ayrılabilir. Birincisi, mühendislik ve fizik problemi olarak gürültünün kaynağı ve yayıldığı ortamdır. İkincisi ise, fizyoloji ve psikoloji problemi olarak gürültünün insan kulağı tarafından algılanmasıdır. Kaynak ve iletim yolu ile ilgili uygulamalar ürün gürültüsü denetimi probleminin nesnel boyutunu, ürün gürültüsünün insan kulağı tarafından algılanması ile ilgili olanlar ise problemin öznel boyutunu oluşturmaktadır. Yalnızca nesnel tanımları kapsayan bir gürültü denetimi çalışması, ürün gürültüsüne yönelik olarak müşteri değerlendirmesini içeren anlamlı bir kriter oluşturmayacağı için tek başına yetersiz kalacaktır. Öte yandan, kapsamı ne olursa olsun ürün gürültüsünün öznel değerlendirmesini içerecek bir çalışmanın ilk adımı, ürün gürültüsünün nesnel tanımının tam olarak ortaya konmasıdır. Bu durum yapıların titreşim davranışlarının ve gürültü kaynaklarının belirlenmesinin ve istenen çalışma koşulları için en uygun titreşim davranışı olan yapıların geliştirilmesinin önemini artırmaktadır. Aynı zamanda günümüz rekabet koşullarında üreticiler ürün geliştirme süreçlerini hızlandırmayı ve ürünün satış bedeline de önemli katkısı olan ürün geliştirme maliyetlerini azaltmayı amaçlamaktadırlar. Yapılar için titreşim ve akustik modellerinin kurulmasında öncelikle, yapının mevcut durumu bilgi, deney ve hesaplarla değerlendirildikten sonra yapılması kararlaştırılan her değişiklik prototip haline getirilmektedir. Ürün tasarım çevrimi bu prototipin deneysel çalışma ile titreşim ve akustik modelinin oluşturulması, sınanması ve iyileştirilmelerin yapılması şeklinde olmaktadır. Yapıların titreşim ve akustik modellerinin deneysel ölçümlerle desteklenmiş modellerinin kurulması, yapı üzerinde yapılacak değişikliklerin

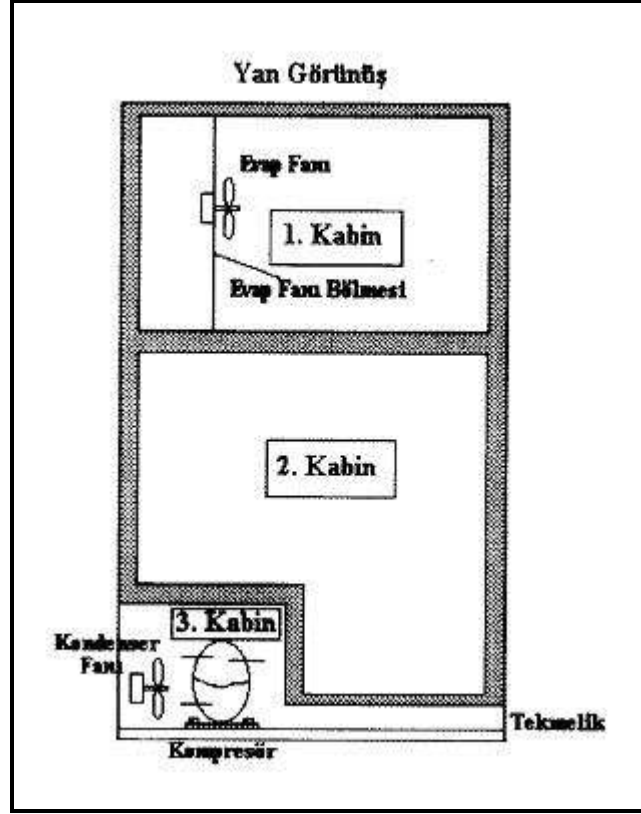
öncelikle sayısal ortamda uygulanmasını sağlamaktadır. Böylece yapı için uygun olabilecek değişikliklerin prototipi yapılarak prototip sayısı ve ihtiyacı azaltılabilmektedir.

1.1. Problemin Tanımı

Makinalar için yapıların titreşim davranışlarının ve gürültü kaynaklarının belirlenmesi, rekabetçi piyasada bir rekabet unsuru olan düşük gürültü düzeyli ürün tasarımına yönelik önemli bir gereksinim oluşturmaktadır. Makinaların titreşim ve gürültü analizleri, optimizasyonları için deneysel ölçümlerle doğrulanmış modeller gerekmektedir. Bu modellerin deneysel olarak doğrulanması için makinaların çalışma şartlarındaki titreşim ve gürültü haritalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tez kapsamında takip edilen ve uygulanan yöntem genel kapsamlı olmakla birlikte, uygulama olarak gardrop tipi kırağasız(NF-No Frost) buzdolabı seçilmiştir. Buzdolaplarında gürültü kaynakları;

1. Kondenser Fanı
2. Evaporatör Fanı
3. Kompresör
4. Akışkan Gazı Çevrimi

olmak üzere dört ana başlık altında toplanabilmektedir. Burada kaynak olarak akustik ortama aktif gürültü enerjisi besleyen sistemler tanımlanmıştır. Bu gürültü kaynakları ve bulundukları kabinler ise, Şekil 1.1’de şematik olarak verilmiştir.



Şekil 1.1: No-Frost Buzdolabı Gürültü Kaynakları

Aktif gürültü kaynaklarını enerji yayma ortamına göre de;

1. Yapı kaynaklı(Titreşim)
2. Akış kaynaklı
3. Hava kaynaklı

olarak üçe ayrılabilir. Kaynak ve iletim yollarına bağlı olarak gürültü yayılım ortamları Şekil 1.2’de şematik olarak gösterilmiştir:

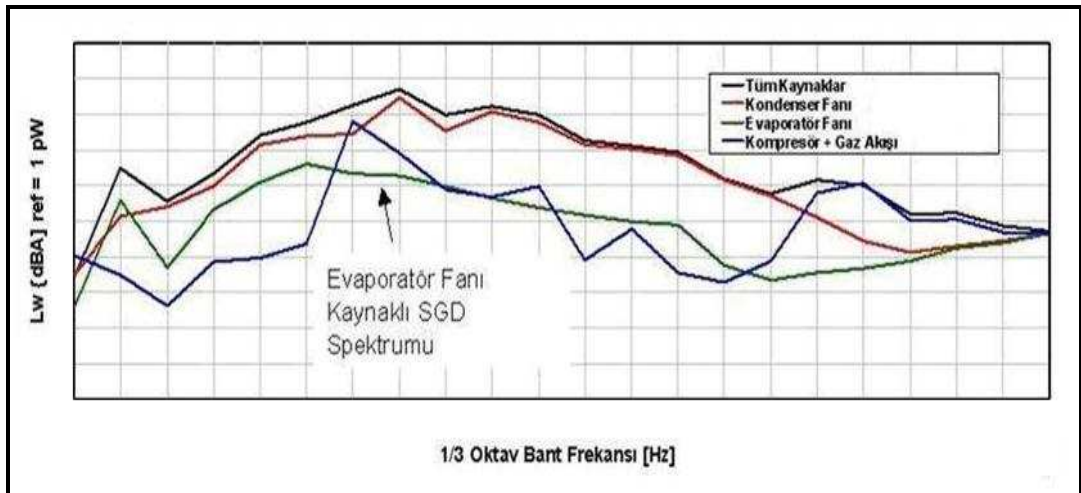
gövdesine yapı kaynaklı gürültü olarak iletilen gürültü enerjisi, kompresör kaynağında hava kaynaklı enerjiye dönüşerek 3. Kabine, kompresör ayaklarından ise yapı kaynaklı enerji olarak buzdolabı gövdesine aktarılacaktır.

Kapalı çevrim boyunca dolaşan akışkan gazının dinamik hareketi ve sıvı-gaz faz değişimleri karmaşık bir yapıyla dolaşım boruları ve elemanlarında akışkan kaynaklı gürültüye dönüşecektir.

Ayrıca kırağasız buzdolapları için gürültü kaynaklarının baskın oldukları frekans bölgelerine ait ilgili bant toplamaları alınarak, ses gücü düzeyi spektrumları altı ana gürültü kaynağına ayrılabilir. Bu kaynakları; 40-63 Hz arasında kompresör bağlantısı, 80-125 Hz arasında evaporatör fan motoru bağlantısı, 150-200 Hz arasında hava akışı kaynaklı birinci kanat geçişi, 250-400 Hz arasında hava akışı kaynaklı ikinci kanat geçişi, 500-1.6k Hz arasında hava akışı kaynaklı fanın türbülansı ve son olarak da, 2-10 kHz arasında kompresör kabuk rezonansı oluşturmaktadır.

1.2. Amaç ve Kapsam

Tez kapsamında çalışılacak kırağasız buzdolabı olarak da çift kapılı gardrop tipi buzdolabı seçilmiştir. Kullanılan buzdolabındaki gürültü kaynaklarına ait ortalama ses gücü düzeyleri Şekil 1.3’de gösterilmektedir:



Şekil 1.3: Kırağasız Buzdolabı Gürültü Kaynaklarına Ait Ortalama Ses Gücü Düzeyleri

Şekil 1.3 deki ortalama ses gücü düzeyi spektrumlarına bakıldığında buzdolabı gürültüsünü oluşturan en önemli iki kaynağın sırasıyla kondenser fanı ve evaporatör

fanı olduğu açıkça gör÷lmektedir. Bu tez kapsamında g÷r÷lt÷ kaynağı olarak evaporatör fanı kaynaklı g÷r÷lt÷ ele alınmıştır. Buzdolabı g÷r÷ltüsünün hedeflenen ses gücü düzeylerine indirilebilmesi için kondenser fanı kaynaklı g÷r÷lt÷ probleminin de çöz÷lmesi gerekmektedir. Yapılan bu tezin amacı ise, buzdolabında g÷r÷lt÷ kaynağı olarak evaporatör fanının bulunduğu durumdaki titreşim ve g÷r÷lt÷ haritalarının belirlenerek, buzdolabının modellenmesi ve analizidir.

Tez boyunca gerekli işlemlerin yapılması için, sayısal uygulamalarda sonlu elemanlar programı olarak I-DEAS, sayısal olarak frekans tepki fonksiyonlarının elde edilmesinde ADAMS programı, sayısal akustik analizlerin gerçekleştirildiğı program olarak da SYSNOISE yazılımları kullanılmıştır. Ayrıca buzdolabı üzerindeki hız dağılımının belirlenebilmesi amacıyla LDTÖ(Lazer Doppler Titreşim Ölçeri) deneysel ölçüm sistemi ve yakın alan g÷r÷lt÷ yayılımının belirlenebilmesi amacıyla da Çift Mikrofon Ses Şiddeti ölçüm yöntemi kullanılmıştır.

Tezin ilk bölümünde genel giriş yapılarak problemin tanımına ve çalışmanın amacına yer verilmiştir. İkinci bölümde literatür araştırmasına yer verilmiş, çalışma şartlarında makinaların yüzey titreşimlerinin belirlenmesinde kullanılan ölçüm yöntemleri sınıflandırılmış, lazer ölçüm sisteminden ve gelişimlerinden bahsedilmiş, g÷r÷lt÷ kaynaklarının belirlenmesinde kullanılan ölçüm yöntemleri sınıflandırılmış ve vibro-akustik analizde kullanılan yöntemlere değinilmiştir.

Üçüncü bölümde, modal analiz ve titreşim ölçümleri yöntemlerinin teorisi ile akustiğin ve akustik ölçüm yöntemlerinin teorileri tartışılmıştır.

Dördüncü bölümde, buzdolabında g÷r÷lt÷ kaynağı olarak evaporatör fanının bulunduğu çalışma şartlarında, buzdolabı üzerinden elde edilen hız dağılımına ve çift mikrofon tekniğı kullanılarak elde edilen g÷r÷lt÷ haritalarına yer verilmiştir. Çalışma şartlarında yüzey üzerinden alınan hız datasının HFD(Hızlı Fourier Dönüşümü) sine bakılarak kritik frekans değerlerindeki yüzey titreşim hız haritaları belirlenmiştir. Ve buzdolabı üzerinde oluşan evaporatör fanı kaynaklı g÷r÷lt÷ dağılımı tespit edilmiştir. Beşinci bölümde, öncelikle basit bir uygulama üzerinde titreşim modeli kurulmuştur. Bu kısımda buzdolabını oluşturan sac, plastik ve poliüretan köpüğünden oluşan buzdolabının katmanlı yapıdaki basit modeli üzerinde titreşim modeli kurularak, buzdolabı modelinde kullanılacak olan malzemelere ait malzeme özellikleri ve sönüm değerleri tespit edilmiştir. Buzdolabının titreşim modeli kurulması kısmında

ise, yapılan kabullerden ve uygulanan farklı modelleme yöntemlerinden bahsedilmiştir. Sayısal ortamda elde edilen analiz sonuçları, deneysel olarak yapılan modal analiz ölçüm sonuçları ile karşılaştırılarak buzdolabının titreşim davranışlarını en iyi temsil edebilecek titreşim modeli kurulmuştur.

Altıncı bölümde, buzdolabı dış radyasyon analizi verilmiş olup, bölüm içerisinde sayısal çözümleme modelinin ve çözüm ağının oluşturulması, buzdolabı yüzeyine uygulanacak titreşim hızı verisinin sınır şartı olarak oluşturulması anlatılmıştır. Daha sonra buzdolabı tarafından oluşturulan dış akustik alanda bulunan sanal ölçüm yüzeyi üzerindeki ses basıncı dağılımı elde edilmiştir. Sayısal ortamda modellenen buzdolabından elde edilen ses basıncı dağılımı, deneysel olarak buzdolabı etrafında oluşturulan sanal yüzey alanı üzerindeki ayrık ölçüm noktalarında ölçülen ses basıncı verilerinin toplanmasıyla elde edilen ses basıncı dağılımıyla uyumlandırılarak buzdolabının vibro-akustik modeli kurulmuştur.

Yedinci ve son bölümde, tezin genel değerlendirmesi yapılmış ve gelecekte yapılabilecek çalışmalar belirtilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. İşletme Koşullarında Makinaların Yüzey Titreşimlerinin Belirlenmesi

Yapıların işletme koşullarındaki yüzey titreşim haritası(İşletme Koşullarında Titreşim Şekli-İKTŞ) ölçümleri, makinanın, parçanın ya da tüm yapının dinamik davranışlarının deneysel olarak belirlenmesi ve anlaşılması için çok yararlı bilgiler sunmaktadır. İKTŞ ölçümlerinin, yapıların yüzey titreşimlerinin belirlenmesinde uyaran kuvvetleri ve buna bağlı olarak yapının gerçek tepkisini içermesi açısından etkin bir yöntem olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca İKTŞ ölçüm sonuçları, yaygın olarak, titreşim yerdeğiştirmesinin yapının yüzeyi üzerinde seçilen bir noktaya göreli olarak görüntülenmesi olarak sunulmuştur[1,13-16]. M.H.Richardson[1], 1997 yılında yaptığı çalışmada, İKTŞ ölçümü yapılarak yapının modal ve rezonans özelliklerinin belirlenmesinin önem kazandığını ortaya koymuştur. Son 20 yıldır, modal analiz yöntemlerinin hızla çoğalmakta olduğu, ancak genelde tercih edilen yöntemlerin sinüs dalgasına dayanan metodlar ve analog enstrümanlar olduğunu belirtmiştir. Ayrıca HFD algoritmasının laboratuvarlarda bilgisayar ile kullanılan test sistemlerinde kullanılmasının modal analiz için yeni uyarma ve sinyal işleme tekniklerinin keşfedilmesine olanak sağladığını da ifade etmiştir. HFD algoritmasının, sinyali zaman ekseninden frekans eksenine dönüştürmesinden dolayı; geniş bant rastgele sinyal, taramalı sinüs ve geçici sinyaller gibi farklı tipte sinyaller kullanılarak yapının uyarılmakta olduğu ve yapının uyarıya cevabının ölçüldüğünü elde etmiştir. Günümüzde modal analiz için, hızlı ve ucuz bir yöntem olan darbe çekici yönteminin sıklıkla kullanılmakta olduğunu, ancak işletme koşullarında titreşim haritalarının çıkarılmasının daha bir öncelikli olduğunu belirtmiştir.

Aynı çalışmada[1] M.H.Richardson yapının doğal frekanslarını, yapıyı oluşturan malzemenin kütsel ve elastik özelliklerinin değiştirebildiğini söylemiştir. Ayrıca rezonans titreşimlerinin, malzemenin yorulması, kontrolsüzlük, ürün ömrünün kısılması ve gürültü gibi problemlere neden olabileceğini belirtmiştir. Yapının titreşim problemlerinin en iyi şekilde anlaşılması için, yapının rezonanslarının karakterize edilmesi gerektiğinden bahsetmiştir. Bunun için kullanılan en uygun

yöntemin, yapının titreşim modlarının belirlenmesi olduğu ve bütün modların modal frekans, modal sönüm ve mod şekli ile tanımlandığını belirtmiştir. İKTŞ'yi yapının özel frekanslarda yüzeyinde meydana gelen sapma olarak tanımlamıştır. Aynı zamanda İKTŞ'yi daha genel anlamda, yapının üzerindeki iki veya daha fazla noktanın zorlanmış hareketi olarak tanımlamıştır. Bu iki veya daha fazla noktadaki hareketin belirlenerek, yapının işletme koşullarındaki mod şeklinin tanımlanabildiğinden söz etmiştir. Bu hareket şeklinin, yapının bir noktasının diğer noktalara göre bağıl hareketine bakılarak belirlendiğini açıklamıştır. İKTŞ'nin yapının herhangi bir andaki ya da özel bir frekanstaki zorlanmış hareketinden tanımlandığını, bu yüzden İKTŞ'nin rastgele, ani darbe veya sinüsoidal gibi farklı tipte zaman alanında bu tür kuvvetlerin etkisi ile oluşan titreşimlerden elde edildiğini belirtmiştir. Ayrıca HFD, çapraz ve öznel güç spektrumlarının, FTF(Frekans Tepki Fonksiyonu) ve geçirgenlik gibi frekans alanındaki ölçümlerden de elde edilebildiğinden bahsetmiştir. Modların yapının içsel özelliklerinden kaynaklandığını, yani yapıya etki eden kuvvetlere ve yüklere bağlı olmadığını belirtmiştir. Modların, ancak malzeme özelliklerinin (kütle, direngenlik ve sönüm özellikleri) ve yapının sınır şartlarının değişmesi durumunda değişeceğinden, ayrıca mod şeklinin tek bir birimle ifade edildiğinden bahsetmiştir. İKTŞ'nin ise, mod şeklinden tamamen farklı olduğunu, yani yapıya uygulanan kuvvetlere ve yüklere bağlı olduğunu belirtmiştir. Eğer yük değişirse, İKTŞ'nin de değişeceğini belirtmiştir. Ayrıca İKTŞ'nin, mod şekli gibi tek bir birime değil, konum, hız, ivme gibi birimlere sahip olduğunu ifade etmiştir. Sonuçta, İKTŞ'nin lineer olmayan ve statik olmayan yapısal hareketler için tanımlandığını, mod şeklinin ise yalnızca lineer ve statik hareketler için tanımlandığını belirtmiştir. Ayrıca İKTŞ'nin bütün yapılar için tanımlanırken, modların yalnızca rezonans frekansları için karakterize edildiğini vurgulamıştır.

P.H.McHargue ve M.H.Richardson 1993 yılında yaptıkları çalışmada[2], bir yapının titreşim cevabının, uyarının büyüklüğüne ve uygulandığı bölgeye bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Bu yüzden İKTŞ'nin genelde uyarı kaynaklarına bağlı olduğunu, mod şeklinin ise uyarının büyüklüğüne ve uygulandığı bölgeye bağlı olmadığını, tamamen yapının doğal bir özelliği olduğunu açıklamışlardır. Bu yüzden modal parametrelerin İKTŞ'nin sentezlenmesinde kullanıldığını belirtmişlerdir. Ayrıca

İKTŞ ölçümünün zaman ve frekans alanında olmak üzere iki yöntemle gerçekleştirildiğinden bahsetmişlerdir.

2.1.1. Zaman Alanında İKTŞ Ölçümü

Ani darbe(Impulse) cevabı olarak doğrudan yapıya basit bir darbe uygulanarak elde edilecek cevaplar veya çok sayıda serbestlik derecesine sahip bir yapıdaki cevaplar isteniyorsa, aynı anda örnekleme yapan en az iki kanallı veri toplama sisteminin gerekli olacağını belirtmişlerdir[2]. Aynı zamanda standart bir ölçüm yöntemi olan, FTF ölçümlerinin ters Fourier dönüşümünün alınarak ani darbe cevaplarının elde edilmesi alternatif bir yöntem olarak sunulmuştur. Yapıya çekiç testi uygulanması neticesinde ölçülen FTF verilerinden modal parametrelerin elde edileceğini ifade etmişlerdir.

2.1.2. Frekans Alanında İKTŞ Ölçümü

Zaman alanında makinaların yüzeyinden elde edilen titreşim verileri, Fourier dönüşümü kullanılarak frekans alanına taşınmakta ve her bir ölçüm noktasında referans bir noktaya göre bağıl olarak elde edilen veriler analizörde işlenerek, yüzey titreşimlerinin görsellenmesi gerçekleştirilmiştir.

Birçok modern HFD tabanlı analizörün, İKTŞ'nin çıkarılmasında kullanılmak üzere farklı spektrumları hesaplayabildiğini ifade etmişlerdir[2]. Bunları;

- Lineer Spektrum(HFD-Hızlı Fourier Dönüşümü)
- Öznel Spektrum
- FTF
- Geçirgenlik(Transmissibility)

olarak sıralamışlardır.

Bu ölçüm fonksiyonlarının herbirinin, ölçüm şartlarına bağlı olarak birbirlerine göre bazı avantajlarının bulunduğunu belirtmişlerdir.

2.1.2.1. Lineer Spektrum(HFD)

Lineer spektrumun örneklenmiş zaman cevap fonksiyonunun HFD'sinin alınmasıyla elde edilenin spektrum olduğu, lineer spektrum ile İKTŞ'nin elde edilmesinde faz bilgisinin korunmakta olduğu bilinmektedir. Bu yüzden zaman alanındaki sinyallerin

eş zamanlı olarak örneklenmesi gerektiğinden bahsedilmiştir. Lineer spektrumun kompleks olması halinde, yani faz ve genlik bilgisini içeriyorsa, İKTŞ’inde faz ve genlik bilgisi içereceği ifade edilmiştir.

2.1.2.2. Öznel Spektrum

Öz güç spektrumunun, örneklenmiş zaman alanındaki fonksiyonun HFD’sinin alınmasıyla ve lineer spektrum sonucunun bütün frekans değerlerinde kompleks eşleniği ile çarpılmasıyla elde edilebilmektedir. Burada faz bilgisinin korunmamakta, bu nedenle zaman alanındaki bütün sinyallerin eş zamanlı olarak örneklenmesi gerekmemektedir.

2.1.2.3. FTF-Frekans Tepki Fonksiyonu

FTF iki kanallı bir ölçüm olup, aynı anda cevap ve uyarı sinyallerinin ölçülmesini gerektirmektedir. FTF in hesaplanmasında kullanılan en yaygın yöntemin, cevap ve uyarı sinyallerinin bütün frekans değerleri için öznel spektrumundan çapraz spektrumunun alınarak bölünmesiyle elde edilmesi olduğu bilinmektedir. Çapraz ve öznel spektrumlarda gürültünün azaltılabilmesi için ortalama alınması gerekmektedir. FTF de faz bilgisi korunurken, zaman alanındaki cevaplarda eş zamanlı örnekleme yapılması gerekmektedir.

2.1.2.4. Geçirgenlik(Transmissibility)

Geçirgenlik ölçümleri, yapıyı uyaran kuvvet sinyalinin ölçülemediği durumlarda uygulanmaktadır. Geçirgenlik ölçümleri de FTF gibi iki kanallı bir ölçümdür, ancak burada uyarı sinyalinin yerine referans cevap sinyali kullanılmaktadır. Burada da faz bilgisi korunmakta ve zaman alanındaki cevapların eş zamanlı olarak örneklenmesinin gerekmektedir. FTF gibi geçirgenlik ölçümleri de, faz ve genlik bilgisi içerdiğinden, geçirgenlik ölçümlerinden türetilen İKTŞ’ler de faz ve genlik bilgisi içerecektir.

2.2. Lazer(LDTÖ-Lazer Doppler Titreşim Ölçeri) Ölçüm Sistemi

M.S.Kang ve diğ. 2002 yılında yaptıkları çalışmada[3], yapıların titreşim analizlerinde LDTÖ yönteminin, deplasman sensörleri ve ivmeölçerler gibi ayrık noktalardan ölçüm alan sensörlere göre birçok avantajının olduğunu belirtmişlerdir. Bu avantajları; temas olmadan ölçüm yapabilme kabiliyeti, ölçüm pozisyonunu kolay

sağlayabilmesi ve sürekli tarama yapabilmesi olarak ifade etmişlerdir. Alınan sinyallerden kompleks şekil değişimini çıkarmayı amaçlayan tekniklerin, demodülasyon yaklaşımı(DMY) ve Fourier dönüşümü yaklaşımı(FDY) gerektirmesine göre iki gruba ayrılabilceğini söylemişlerdir. Basit, parametrik olmayan, zaman alanındaki demodülasyon analiz tekniğinin, sinyal işleme alanında kullanılan en yaygın teknik olduğunu söylemişlerdir. FDY'nin ise, parametrik ve frekans alanındaki bir analiz tekniği olduğunu, ayrıca şekil değişiminin fonksiyonel formunu verdiğini ortaya koymuşlardır. Pratikte, spektrumun elde edilmesinde FDY analizinin kullanıldığını, tarama oranı ve veri kayıt uzunluğu gibi deneysel ayarların eşlenmesi gerektiğini yoksa sızıntı problemlerinin tahmin edilen değerlerin doğruluğunu önemli derecede azaltabileceğini ifade etmişlerdir. DMY prosesinde ise, titreşim frekansının kesin olarak bilinmesi gerektiğini söylemişlerdir. DMY ve FDY yaklaşımlarıyla, ilgili problemlerin üstesinden gelebilmek için Hilbert dönüşüm yaklaşımının(HDY) kullanılmasını önermişlerdir. Hilbert dönüşümünün, iletişim, sinyal işleme ve yapısal tanımlama gibi farklı alanlarda uygulanmakta olduğu, ama lazer ölçüm sistemi(STLDTÖ-Sürekli Taramalı Lazer Doppler Titreşim Ölçer) tabanlı modelin analizinde daha önce hiç kullanılmadığı belirtmişlerdir. Ayrıca STLDTÖ çıktısının demodülasyonu için Hilbert dönüşümü yaklaşımının araştırılmakta olduğunu belirtmişler ve taranan doğru üzerinde yalnızca bir noktadan alınan veriden şekil değişiminin doğru bir şekilde ölçülmesinde HDY tekniğini önermişlerdir[3]. Ayrıca, özellikle sönümsüz yapılar için titreşim frekansının bilinmesinin gerekmediğini vurgulamışlardır.

Bu çalışmada[3] uygulanan HDY tekniğinin amacını, STLDTÖ den alınan verilerden titreşim şeklinin çıkarılması olarak ifade etmişlerdir. Bu tekniğin ise, STLDTÖ ile hafif sönümlü çelik plakanın taranmasıyla elde edilen deneysel çalışma ile doğrulandığını söylemişlerdir. Hilbert dönüşüm yönteminin avantajlarını ise, aşağıdaki gibi sıralanabileceğini ortaya koymuşlardır:

- Farklı tarama yollarına uyabilme kabiliyeti
- Taramanın tekrarı için çok az şey gerektirmesi
- Süreksizlikler ile mod şekillerinin doğru tahmin edilebilmesi
- Çoklu şekil değişimleri verilerinin eş zamanlı ölçülebilmesi kabiliyetinin olması

- Birden fazla frekansta uyarılan yapılar için kullanılabilmesi

A.B.Standbridge, M.Martarelli ve D.J.Ewins 2004 yılında yaptıkları çalışmada[4], LDTÖ ölçüm sistemi ile titreşen yüzey üzerinde seçilen alanı gridlere bölerek, her bir ölçüm noktasında yüzeyin titreşim hızını belirlemişlerdir. Eğer yoğun bir ölçüm gerekirse, çok fazla miktarda veri toplanması gerektiğinden ve bu durumun da deneyin süresini uzattığından bahsetmişlerdir. Bu durumda alternatif bir yöntem olan STLDTO kullanılabilceğini söylemişler ve bu yöntem ile alanın taranarak ölçüm süresinin kısaltılabileceğinden söz etmişlerdir. Bu çalışma[4] kapsamında yapılan deneysel ölçümler sonucunda, düzgün bir yüzeyde titreşimin yüzeye dik olduğunun farzedildiği ve bu yüzden STLDTO ile lazer ışınının ölçüm eksenine paralel olduğunu söylemişlerdir. Ancak, eğri yüzeylerde böyle bir kabulün yapılamayacağını, böyle durumlarda yapılan alışılmış prosedürün, sabit ölçüm noktaları ile bütün noktalarda üç farklı doğrultuda alınan ölçümlerden vektör analizi ile titreşim komponentlerinin türetilmesi olacağını ifade etmişlerdir.

Bu yöntemin, diğer tekniklerle karşılaştırıldığında, daha hızlı, uygun ve güvenilir olduğunu belirtmişlerdir[4]. İKTŞ'nin reel ve imajiner komponentleri verildiğinde, x ve y ekseninde polinom serilerin elde edilebildiğini söylemişlerdir. Buradan modal analiz ile, doğal mod şekillerinin çıkarılabildiğini belirtmişlerdir. Titreşim modunun düzensizliklere sahip olduğu yerlerde İKTŞ'nin, aynı oranda raster scan ve demodüle edilmiş olan LDTÖ çıkış sinyali ile yeniden belirlendiğini söylemişlerdir. Ancak bu durumda, ufak gürültülerin çok şiddetli olmakta olduğundan ve burada polinom serisinin katsayılarının oluşturulmasından ziyade cevabın bütün örnekleme noktalarında tanımlanması gerektiğinden söz etmişlerdir. Sonuç olarak eğri yüzeyler için ölçüm doğrultusundaki değişikliği daha doğrusu titreşimin genliğini tanımlamanın, yani İKTŞ'yi belirlemenin oldukça zor olacağını ortaya koymuşlardır. J.Vanherzeele, S.Vanlanduit ve P.Guillaume 2007 yılında yaptıkları çalışmada[5], LDTÖ ölçümlerinde yüksek çözünürlükle veri toplanması istendiğinden ölçüm süresinin uzamakta olduğunu ve bu durumun da zaman kaybına yol açtığını belirtmişlerdir. Bu yüzden bu çalışmada ölçüm süresini azaltmak için LDTÖ de iki farklı tekniğin kullanıldığından söz etmişlerdir. Yüzey tarayarak titreşim hız ölçümü yapan ticari LDTÖ sistemlerinin iki şekilde ölçüm alabildiğini ifade etmişlerdir. Birincisinin, full tarama modu adı verilen yapının tüm frekans bantlarında uyarılarak istenen bütün frekans aralığı için frekans tepki fonksiyonunun(FTF) elde edilmesi

olduğunu söylemişlerdir. Ancak bu yöntemin, frekans çözünürlüğü ile ters orantılı olarak ölçüm süresini arttırdığını belirtmişlerdir. İkincisinin ise, hızlı tarama modu olarak bilinen yalnızca bir frekansta(normal olarak rezonans frekansında) yapının uyarılarak, verinin toplanması olduğunu belirtmişlerdir. Bu yöntemle ölçüm süresinin kısaldığı belirtilmiştir. Bu çalışmada[5] ölçüm süresini azaltmak için uygulanan ilk metotta kullanılan sinyallerin, sabit frekansta sinüs ve kosinüs serilerinden yaklaşık olarak elde edilen sinyaller olduğu açıklanmaktadır. Lineer bir sistem için ölçülen sinyalin frekansının önceden bilinebildiği, çünkü çoklu sinüs sinyali kullanılarak dar-sabit bir frekans bandında yapılan uyarı ile sinyalin tümüne bakmaksızın bir kısmına bakarak da sinyalin periyodunun tahmin edilebileceği ifade edilmektedir. Bu şekilde ölçüm süresinde önemli ölçüde azalma meydana getirilebileceği söylenmektedir. Çalışmada ölçüm süresinin azaltılması için uygulanan ikinci metodun ise, uzaysal hızlandırılmış regressive teknik olduğu ifade edilmektedir. Bu yöntem de ardışık lazer ölçüm noktalarının birbiriyle aynı olduğu, ve bu noktaların sadece genlik değerleri ile birbirlerinden ayrılabilirdikleri söylenmektedir. Bu şekilde bitişik tarama noktaları için daha küçük numaralı örnekleme zamanı kullanılarak, ölçüm süresinin azaltılabildiği ifade edilmektedir.

2.2.1. Regressive Fourier Serisi Kullanılarak Ölçüm Süresinin Azaltılması

Bu yöntemde aşağıdaki adımların sırasıyla uygulandığı anlatılmıştır:

- Taranan yüzey üzerindeki tarama noktalarından tüm frekans bandında ölçüm yapılarak ilgilenilen frekans bandının belirlenmesi
- FTF in çizdirildiği frekans bandında ilgilenilen frekansın dışındaki diğer frekanslar sıfıra götürülüp ters Fourier dönüşümü uygulanarak zaman alanında sınırlandırılmış bandın elde edilmesi
- Zaman alanında sınırlandırılmış bant kullanılarak, regressive Fourier serisi için gerekli olan minimum sayıdaki örnekleme zamanının belirlenmesi
- Seçilen frekans bandını içeren çoklu sinüs sinyali ile yapı uyarılarak, bütün tarama noktaları için minimum sayıdaki örnekleme zamanının belirlenmesi
- Ölçülen örnekleme zamanları ve giriş frekansları, regressive Fourier dönüşümünde kullanılarak titreşim sinyalinin tahmin edilmesi

2.2.2. Uzaysal Regressive Teknik Kullanılarak Ölçüm Süresinin Azaltılması

Bu yöntemde aşağıdaki adımların sırasıyla uygulandığını anlatmışlardır:

- Taranan yüzey üzerindeki tarama noktalarından tüm frekans bandında ölçüm yapılarak ilgilenilen frekans bandının belirlenmesi
- FTF in çizdirildiği frekans bandında ilgilenilen frekansın dışındaki diğer frekanslar sıfıra götürülüp ters Fourier dönüşümü uygulanarak zaman alanında sınırlandırılmış bandın elde edilmesi
- Zaman alanında sınırlandırılmış bant kullanılarak, regressive Fourier serisi için ilk tarama noktası ile bitişiğindeki komşu nokta arasındaki genlik ilişkisi tahmin edilerek gerekli olan minimum sayıdaki örnekleme zamanının belirlenmesi
- Seçilen frekans bandını içeren çoklu sinüs sinyali ile yapı uyarılarak, bütün tarama noktaları için örnekleme zamanının belirlenmesi
- Bütün zaman alanı için sırasıyla tüm tarama noktalarında, komşu tarama noktaları ile arasındaki genlik ilişkisi kullanılarak sinyalin yeniden yapılandırılması

2.3. Gürültü Kaynaklarının Belirlenmesinde Ses Şiddeti Ölçüm Yöntemi

T. Musha ve J. Taniguchi 2005 yılında yaptıkları çalışmada[6], konvansiyonel ses şiddeti sensörlerinin, aralarında belirli bir boşluk olan ve birbiriyle yüz yüze monte edilmiş iki mikrofondan oluştuğunu belirtmişlerdir. Ses şiddetinin hesaplanması için, basınç gradyeninin ölçülerek partikül hızının belirlenmesi gerektiğinden bahsetmişlerdir. Ancak mikrofonların bulunduğu iki nokta arasında düz bir çizgi boyunca yaklaşık olarak ölçülen basınç gradyeninin, eğer dalgaboyu mikrofona ölçüm aralığı ile karşılaştırıldığında küçük oluyorsa, bunun hataya neden olduğunu belirtmişlerdir. Bu yüzden doğru ses şiddetini ölçebilmek için üst frekans değeri, mikrofona ölçüm aralığı ile kısıtlamışlardır. Ek olarak iki mikrofona sistemde, fazın yanlış eşlenme hatasını önlemek için fazları doğru eşlenmiş mikrofona kullanılması gerektiğinden bahsetmişlerdir. Bu kısıtlamaların üstesinden gelebilmek için, tek mikrofona yöntemini önermişlerdir[6].

Bu çalışmanın[6] sonucunda, yapılan teorik analiz ve deneysel sonuçlardan tek hareketli mikrofon yönteminin, iki mikrofon yöntemine göre avantaj ve dezavantajlarını aşağıdaki gibi çıkarmışlardır:

Avantajları:

- Teorik olarak basınç gradyeni yaklaşımından dolayı, herhangi bir frekans kısıtlaması yoktur.
- Hareketli tek mikrofon yönteminde, mikrofonların fazlarının doğru eşlenmesi gibi bir gereklilik yoktur.

Dezavantajları:

- Yüksek frekanslar için, sesin mikrofon tarafından difraksiyonunun(kırınımının) etkisi gözardı edilemeyecek seviyededir.
- Ses şiddeti analizi, zaman ekseninde tek frekansla sınırlı olmaktadır.
- Mikrofonun salınımı için ayrı bir cihaza gerek duyulmaktadır.

Hareketli tek mikrofon yönteminin doğruluğu, teorik ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Ancak yüksek frekanslarda sesin kırınımı etkisinden dolayı, hareketli tek mikrofon yöntemini uygulamanın, konvansiyonel iki mikrofon yöntemine göre daha zor olduğunu ortaya koymuşlardır.

Z. JunHong ve H. Bing 2005 yılında yaptıkları çalışmada[7], son zamanlarda yeni motor tasarımındaki en önemli amacın mevcut gürültü seviyesinin azaltılması olduğunu belirtmişlerdir. Gürültü seviyesinin efektif olarak azaltılması için, sistemdeki gürültü üreten komponentlerin çok iyi anlaşılması gerektiğinden bahsetmişlerdir. Ama basit ses basıncı ölçümünün, ses gücü akışı hakkındaki gerekli bilgiyi sağlayamayacağı bilindiğinden, bu makalede sesin kaynağının, ses şiddeti ölçümleri kullanılarak belirlendiğinden söz etmişlerdir. Bu ölçümler sonucunda, bazı önemli akustik kaynakların tanımlanabildiği sonucunu çıkarmışlardır. Bütün testlerin, zemin hariç bütün yüzeyleri akustik takozlardan oluşan anekoik odada gerçekleştirildiğini belirtmişlerdir. Çalışılan motorun ise, odanın ortasında sabitlendiği söylemişlerdir. Odanın dışına ise bir dinamometrenin yerleştirildiğinden, ölçüm düzeneğinin yükselticiye bağlı mikrofon, HFD analizörü ve PC den oluştuğundan söz etmişlerdir. Akustik sinyallerin örnekleme frekansının 40 kHz olduğu durumda tutulduğundan, mikrofonların ise motorun ön yüzünden 1m uzakta

konumlandırıldığından bahsetmişlerdir. Mikrofon pozisyonları için SAE standartlarına bağlı olarak, gürültü ölçümlerinin motorun ön, arka, üst ve diğer taraflarından gerçekleştirildiğini ifade etmişlerdir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, en yüksek gürültü seviyesinin motorun ön kısmında görüldüğü, bu yüzden motorun genelinde gürültü seviyesinin efektif olarak azaltılması için, motorun ön kısmındaki gürültü seviyesinin azaltılması gerektiği sonucunu çıkarmışlardır. Yapılan testler neticesinde, yüzey integrasyonunda ses şiddeti metodunun kullanılmasının, motorun ön kısmındaki gürültü kaynaklarının belirlenmesinde, en basit ve en doğru yol olduğuna değinmişlerdir[7].

M. J. Crocker, J. P. Arenas ve R. E. Dyamannavar 2004 yılında yaptıkları çalışmada[8], havalandırma ve ısıtma sistemlerinde gürültü üreten birkaç mekanik ve aerodinamik kaynağın bulunduğunu belirtmişler, bunların ise, kompresör kabuğunun titreşimleri, elektrik motoru titreşimleri ve fan gürültüsü olduklarını söylemişlerdir. Monopol kaynaklar fan ya da pompa kanadı gibi akışın düzgün olmasının engellendiği durumlarda ortaya çıkan basınç değişimlerinden kaynaklanmaktadır. Dipol kaynaklar ise, sabit yada hareketli parçaların yüzeylerinde meydana gelen ani basınç dalgalanmaları sonucunda oluşmaktadır. Kuadropol kaynaklar ise, düzgün olmayan ve yüksek türbülans hızlarında ortaya çıkan kaynak tipi olarak tanımlanmaktadır. Kompresör kabuğu titreşimlerinin yaptığı akustik yayılımın, monopol kaynağa eşdeğer görüldüğünü, elektrik motoru titreşimlerinin dipol kaynak olarak görüldüğünü ve fandaki akışın ürettiği akustik yayılımın ise, kuadropol kaynağa eşdeğer olarak tanımlandığını ifade etmişlerdir. Ayrıca kabinin panellerinden yayılan akustik yayılımdan ötürü, kabin panellerinin mekanik kaynak olarak tanımlandığından bahsetmişlerdir. Herhangi akustik veya mekanik kaynakların birlikte, panellerin titreşmesine ve akustik enerjinin yayılmasına neden olduğunu belirtmişlerdir.

Birçok makinadaki gürültü kontrolü probleminin, baskın gürültü kaynağında yapılan uygun değişikliklerle azaltıldığı belirtilmektedir. Ancak HVAC sistemleri gibi karışık makinalarda gürültü problemi hakkında bilgi elde etmenin ve gürültü seviyesini azaltmaya yönelik yapılan çalışmaların verimsiz olabildiği ifade edilmektedir. En güçlü kaynaktaki gürültü seviyesinin azaltılmasının, direk olarak kaynakta ya da enerji geçiş yolunun kırılması ile yapıldığı bildirilmektedir. Bu çalışmada[8], havalandırma sisteminin giriş kısmı, çıkış kısmı ve kabininden yayılan

ses gücü karşılaştırılmakta ve karakterize edilmektedir. Ses gücünün beş farklı akış hızı için, ses şiddeti ölçümleri kullanılarak hesaplandığı belirtilmektedir. Ayrıca yapılan bu çalışmada, kompresör, kondenser ve ortak fanın dışarıda konumlandırıldığı yani, sistemin bir parçası olarak kullanılmadığı belirtilmektedir.

Yapılan bu çalışmanın[8] sonucunda, ticari havalandırma sisteminde ses gücü seviyesinin belirlenmesinde ses şiddeti ölçümlerinin kullanıldığını ortaya koymuşlardır. Düşük frekans bölgesindeki gürültüye en büyük katkıyı sırasıyla çıkış bölgesinin, giriş bölgesinin ve kabinin yaptığını ifade etmişlerdir. 800 Hz in üzerindeki yüksek frekans bölgesi için ise, en baskın gürültü kaynağının kabin olduğunu, kabini ise sırasıyla, çıkış bölgesinin ve giriş bölgesinin izlediğini bulmuşlardır.

T. Musha ve T. Kumazawa 2008 yılında yaptıkları çalışmada[9], geleneksel olarak sabit sinyallerin ses şiddeti analizinde Fourier Dönüşüm metodu uygulandığını, ancak bu metodun sabit olmayan geçici sinyallere uygulanamadığını belirtmişlerdir. Bu durumda Fourier Dönüşüm metodunun dezavantajlarının üstesinden gelebilmek için, ses şiddeti analizinde Wigner-Ville Dönüşümü(WVD) ve Dalgacık Dönüşümü(DD) metodlarının tercih edildiğinden bahsetmişlerdir. Bu iki yöntemin, geçici sinyallerin analizlerinin geliştirilmesi için birer araç olduğundan, ama ses şiddeti analizi için bu yöntemlerin özelliklerinin çok iyi incelenmesi gerektiğinden bahsetmişlerdir. Ayrıca Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü(KZFD) metodu kullanılarak da diğer ses şiddeti analizi metodları ile karşılaştırmalar yapmışlardır.

2.3.1. KZFD ile Ses Şiddeti

Bu yöntemde sabit olmayan sinyalin küçük parçalara bölünerek, her bir parçasının içerisindeki sinyale sabit sinyal kabulü ile Fourier Dönüşüm metodunun uygulanabileceği ifade edilmiştir[9].

2.3.2. WVD ile Ses Şiddeti

WVD analiz tekniğinin zaman ve frekans ekseninde sinyalin enerji dağılımının belirlenmesini sağladığını ifade etmişlerdir[9]. Bu metodun en önemli karakteristik özelliği olarak, zaman ve frekans arasındaki ilişkinin belirsizliğinden kaynaklanacak herhangi bir sınırlamanın olmaması gösterilmiştir.

2.3.3. DD ile Ses Şiddeti

DD metodunun, sabit olmayan sinyallerle mücadele etmek için iyi bir araç olduğunu ortaya koymuşlardır[9]. Küçük dalga(wavelet) analizinde ana küçük dalga(mother wavelet) denilen özel bir analiz fonksiyonunun kullanıldığını, söylemişlerdir.

Bu makalede[9], ani darbe geçici sesi kullanılarak KZFD, WVD ve DD metodlarından elde edilen ses şiddeti analizi sonuçları karşılaştırılmıştır. Sayısal hesaplama sonuçlarından, ses şiddeti seviyesinin doğru ölçülmesi için kullanılabilecek en uygun yöntemin KZFD olduğu, ama geçici sinyallerde yüksek çözünürlük elde etmek için de DD metodunun kullanılmasının daha uygun olacağını ifade etmişlerdir.

2.4. Vibro-Akustik Analizlerde Kullanılan Yöntemler

V. Estorff 2007 yılında yaptığı çalışmada[10], günümüzde kullanılan ürünlerdeki konfor ile ilgili farkındalığın artmasının sistemlerin akustik açıdan optimize edilmesi gerekliliğini doğurduğunu ifade etmektedir. Sayısal simülasyon araçlarının tasarımcıya teknik sistemlerin prototipi yapılmadan önce, sistemin vibro-akustik davranışı hakkında tahmin yapabilme olanağı sunduğunu da belirtmektedir. Ayrıca bu sayısal araçların yüksek esnekliğe sahip olmalarından ötürü, sistemler hakkında yapılması düşünülen bütün değişikliklere cevap verebileceğini de belirtmiştir.

Günümüzde bilgisayarların güçlü işlemcilerle sahip olmaları ve yüksek verimli algoritmaları kullanmalarına rağmen, özellikle bazı sayısal modellerde geniş frekans aralığı ve yapıların boyutlarının büyük olmasından ötürü sayısal simülasyonunun gerçekleştirilmesinin zor olduğundan ve bu durumun araştırıldığından bahsetmiştir. Yakın gelecekte beklenen en önemli zorluklardan birisinin de hafif ağırlıklı sandwich yapılar gibi kompleks malzeme konfigürasyonuna sahip sistemlerin modellenmesi olacağını söylemiştir.

Sayısal analiz için düşük ve orta frekans aralıklarında Sonlu Elemanlar Metodu(SEM) ile Sınır Elemanlar Metodunun(SNEM) kullanılabildiğini belirtmiş, ancak yüksek frekans aralığında gerçekleştirilecek analizler için malzeme özelliklerinde ortaya çıkabilecek belirsizlikler ve sistemin dinamik cevabını önemli derecede etkileyecek olan yapısal modellemede karşılaşılabilecek kısıtlamalardan dolayı İstatistiksel Enerji Analizi(IEA) yöntemini kullanmanın daha uygun olacağını

ifade etmiştir. Ayrıca çalışmada[10], özellikle frekans alanında yapılan vibro-akustik analizlerde kullanılan SEM ve SNEM yöntemleri ile bu yöntemlerin birlikte uygulandığı modelleri vurgulamış, ve IEA yönteminden de kısaca bahsetmiştir.

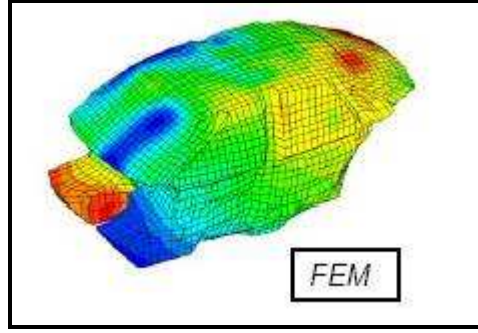
2.4.1. SEM Yöntemi

V. Estorff [10], SEM yönteminin ayrık elemanlar kullanarak üç boyutlu akustik alanı ayrıklaştıran bir method olduğunu belirtmiştir. İç ortam problemleri(yolcu kabin içi gürültü seviyesinin azaltılması gibi) için uygun bir yöntem olduğundan, ayrıca yutumlama sınır şartlarını ve titreşen yüzeyleri de göz önüne alan bir yöntem olduğundan bahsetmiştir. Dış ortam problemleri(motor bloğundan dışarıya yayılan ses radyasyonu gibi) için, dış ortama yayılan dalgaların davranışını bu yöntemle belirlemenin zor olacağını ifade etmiştir. Buna rağmen diğer ayrıklaştırma tekniklerine göre birçok avantajının da bulunduğu değinmiştir. Bazı araştırmacıların sınırsız sonlu elemanlar yöntemi(SSEM-Infinite Finite Element Method) olarak isimlendirilen yöntem üzerinde çalıştıklarına değinmiştir. Ayrıca, geçici problemler de ve homojen olmayan akustik ortamlarda, bu yöntemin kompleks olmayan bir yöntem olduğunu da ifade etmiştir.

Sınırsız Sonlu Elemanlar yönteminin işlem sırasının aşağıdaki gibi olacağı ortaya koymuştur:

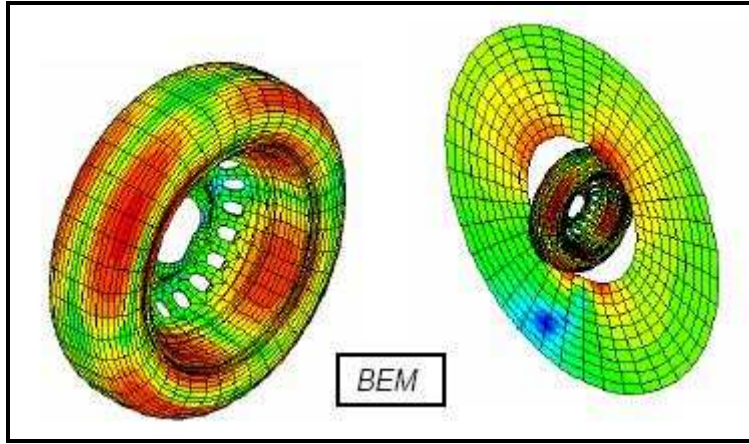
- Titreşim sisteminin etrafı genellikle küre veya elips gibi kapalı bir yüzeyle çevrelenmektedir.
- Yapı ile etrafını çevreleyen yüzeyin arası uygun akustik sonlu elemanlarla modellenmektedir.
- Akustik elemanlarla modellenen alan, etrafını saran sınırsız elemanlarla etkileşmiş durumdadır.
- Bu elemanlar tek yönde yaklaşık olarak formüle edilerek ve şekil fonksiyonları hesaplanarak, yapıdan sınırsız ortama yayılan ses radyasyonunun hesaplanabildiği söylenmektedir.

Yolcu kabini veya taşıt komponentleri gibi kapalı ortamlar içerisindeki ses basıncı dağılımının belirlenmesi çoğunlukla SEM yöntemi kullanılarak yapılabilmektedir[10]. Şekil 2.1'in tipik sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen yolcu kabinine ait akustik modu gösterdiği belirtilmiştir:



Şekil 2.1: Taşıt İçerisindeki Ses Basıncı Dağılımına Örnek Bir Çalışma(10)

Akustik modun, kabin içerisindeki hangi bölgede yapının uyarıldığı frekansın sistemin doğal frekansına yaklaştığı durumda, kabinin akustik basıncını ne derece artırıp azaltıldığını gösterdiğini ifade etmiştir. Ayrıca bu tipteki analizlerde yutumlama sınır şartlarının göz önüne alındığı durumlarda analiz gerçekleştirilmeden önce empedans tüpü ile farklı yüzeylere ait empedans değerlerinin ölçülmekte olduğu belirtilmiştir. Böylece yapının vibro-akustik davranışının daha doğru bir şekilde belirlenebileceğini ifade etmiştir. Şekil 2.2 de havalı tekerlekteki ses basıncı dağılımına örnek verilmiştir[10].

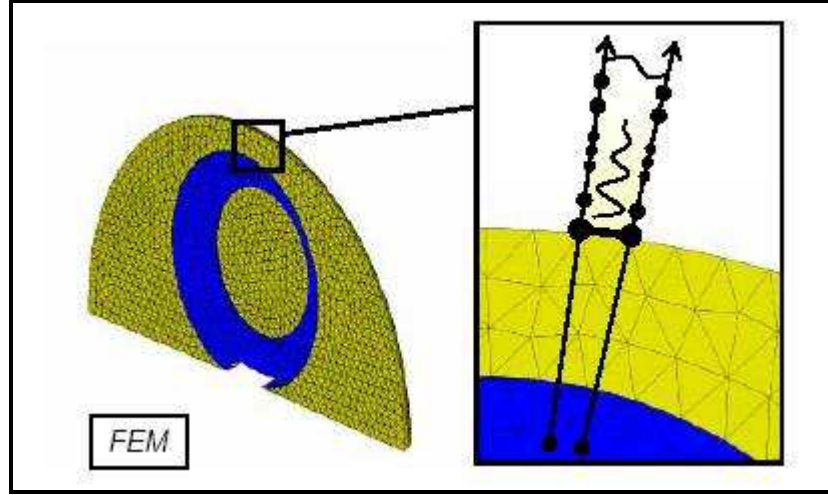


Şekil 2.2: Yüzeyde ve Havalı Tekerlekteki Ses Basıncı Dağılımına Örnek Bir Çalışma(10)

Bu örnekte de tekerleğin ve yolun yüzeylerinin sınır elemanlar kullanılarak modellendiği belirtilmiş ve tekerlek ile yol arasındaki etkileşimin çok önemli olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca tekerleğin ne kadar uyarıldığının yolun üzerindeki tabakada yapılan ölçümler sonucundan çıkarıldığı da ifade edilmiştir.

Ses radyasyonunun araştırılmasında sınır eleman metodu(SNEM) yerine sınırsız sonlu eleman metodunun(SSEM) da kullanılabileceğine değinilmiştir. Titreşen bir sistem için(ör. tekerlek için) öncelikle etrafının küre ya da elips gibi kapalı bir

yüzeyle çevrelenmesi gerektiği belirtilmiştir. Daha sonra tekerlek ile etrafını çevreleyen alanın arası uygun akustik sonlu elemanlarla modellenerek ve kapalı yüzey boyunca var olan sınırsız elemanların, tekerlekle etkileşim halinde olacak şekilde modellenebileceğini ifade etmiştir. Bu yöntemin en büyük avantajı olarak, var olan sonlu elemanlar programları ile yapılacak hesaplamaların çok kolay olacağını sunmuştur. Şekil 2.3 de sınırsız eleman yöntemiyle modellenmiş olan tekerlek örneği verilmiştir.



Şekil 2.3: Tekerleğin Etrafındaki Alanın Sınırsız Elemanlar Kullanılarak Ayırıştırılmasına Örnek Bir Çalışma[10]

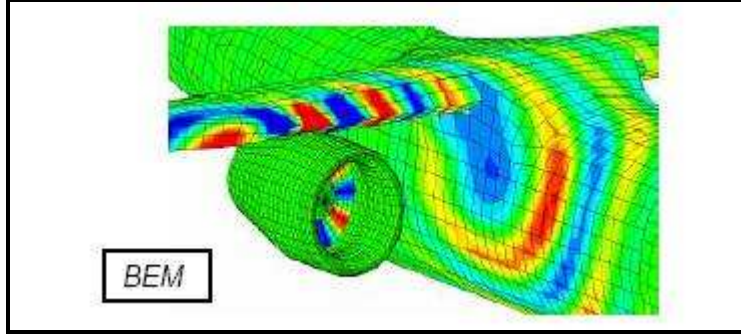
2.4.2. SNEM Yöntemi

SNEM yöntemi ile akustik ortamdaki akışkanın yalnızca etrafını saran yüzey modellenebilmektedir[10]. Bu yöntemin temel iddiasının, “akustik ortamdaki fiziksel kaynaktan dolayı oluşan ses dalgasının ses basıncı, ses hızı, ses potansiyeli gibi fiziksel özelliklerinin sınır yüzeyinde tanımlanması” olduğu ifade edilmektedir[10,17]. Bu yöntemin iki önemli avantajı aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

- SEM yöntemi ile karşılaştırıldığında, yapının daha az sayıda serbestlik derecesi ile modellenebilmesi
- Radyasyon sonucu yayılan ses dalgalarının sınır elemanlar formülasyonunda kapalı olarak bulunması

Bu yöntemin en büyük dezavantajı olarak da sisteme ait bütün denklemlerin çözülmesinin gerekli olması gösterilmiştir. Ayrıca SNEM yönteminin SEM yöntemine göre daha az yaygın olduğu, dolayısıyla sayısal algoritmaların daha çok SEM yöntemi için geliştirildiği belirtilmiştir.

Enerji kayıplarının kapalı formda sınır elemanı formülasyonunda bulunmasından dolayı, ses radyasyonu problemlerinde daha çok SNEM yönteminin uygulanmakta olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 2.4 de görülmekte olan tipik bir uçak gövdesindeki ses yayılımı örneği referans[10] dan alınmıştır.



Şekil 2.4: Uçak gövdesinin kesitinde oluşan ses basıncı dağılımı[10]

2.4.3. SEM ve SNEM Yöntemlerinin Beraber Kullanılması

İnce duvarlı yapılar ile diğer yapıların vibro-akustik davranışlarının belirlenmesinde akustik akışkan ile yapının arasındaki etkileşimin, sayısal model kurulurken göz önüne alınması gerektiği ifade edilmektedir[10]. Bu yöntemde yapı uygun sonlu elemanlar ile, yapıya bitişik olan akışkanın ise sınır elemanlar kullanılarak modellenmesi gerektiği bildirilmektedir. Bu yöntem ile yapının davranışlarının akışkanın etkisi altında modellenmesiyle daha doğru bir şekilde hesaplanabileceği ve akustik ortam içerisindeki akustik basıncın da belirlenebileceği belirtilmektedir. Ayrıca yapı üzerinden ses iletimi varsa, etkileşim(coupling) yönteminin çok uygun olacağı da ifade edilmektedir.

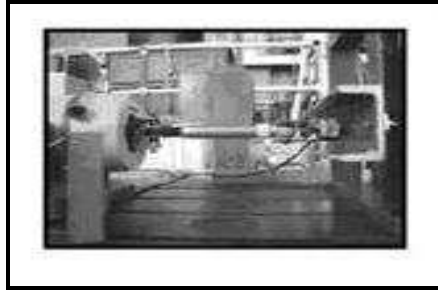
V. Estorff yaptığı çalışmada[10], kompleks bir sistem olarak çamaşır makinasının vibro-akustik modelini ele almıştır. Sayısal ortamda kurulan çamaşır makinası modelinin son halinin, uygun sonlu elemanlar yöntemiyle yapısal titreşiminin belirlenmesini, Çoklu Gövde Dinamiği(ÇGD) algoritması ile makina dinamiklerinin analiz edilmesini ve radyasyon sonucunda yayılan akustik dalgaların hesaplanmasını kapsamaktadır.

Referans[10] da çamaşır makinasının vibro-akustik modelinin kurulmasında izlenen adımlar aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

- Araştırılan çamaşır makinasında yapılan akustik basınç ölçümlerinin birkaç farklı sıkma hızlarında gerçekleştirildiği ifade edilmiştir. Ölçüm sırasında 6 adet mikrofonun kullanıldığı ve bu mikrofonlardan elde edilen saf dataların

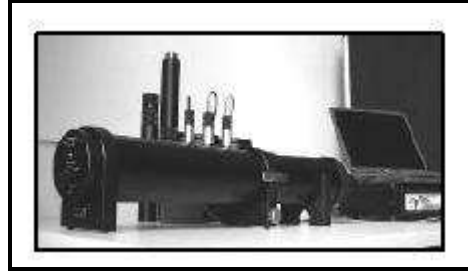
analiz edilmesiyle karakteristik bir özellik olan akustik emisyonun belirlendiğine değinilmiştir. Harmonik uyarı sonucunda elde edilen cevabın ise, sistemde bulunan lineer olmayan durumdan kaynaklandığını ve bu durumdan da sistemde bulunan süspansiyon sisteminin(yaylar ve damperler) sorumlu olduğunu ortaya koymuştur.

- Elde edilen sinyalin spektral analizi sonucunda çamaşır makinasının herbir komponentine ait girdilerin elde edildiğini bulmuştur. Herbir komponentden sisteme gelen katkının da frekansa bağlı olduğunu ifade etmiştir.
- Üçüncü adımda, kullanılan yutumlayıcıların dinamik davranışlarının araştırıldığını söylemiştir. Kullanılan bütün damperlerin bir ucunun rijit duvarlara DMS kuvvet sensörleri ile sabitlendiğini ve damperin pistonunun elektromanyetik sarsıcı ile uyarıldığını Şekil 2.5 de görüldüğü gibi göstermiştir. Yapılan bu deney neticesinde damperin karakteristiğinin beklenenden farklı olduğu, bunun da sayısal modelde göz önüne alınacağı ifade edilmiştir.



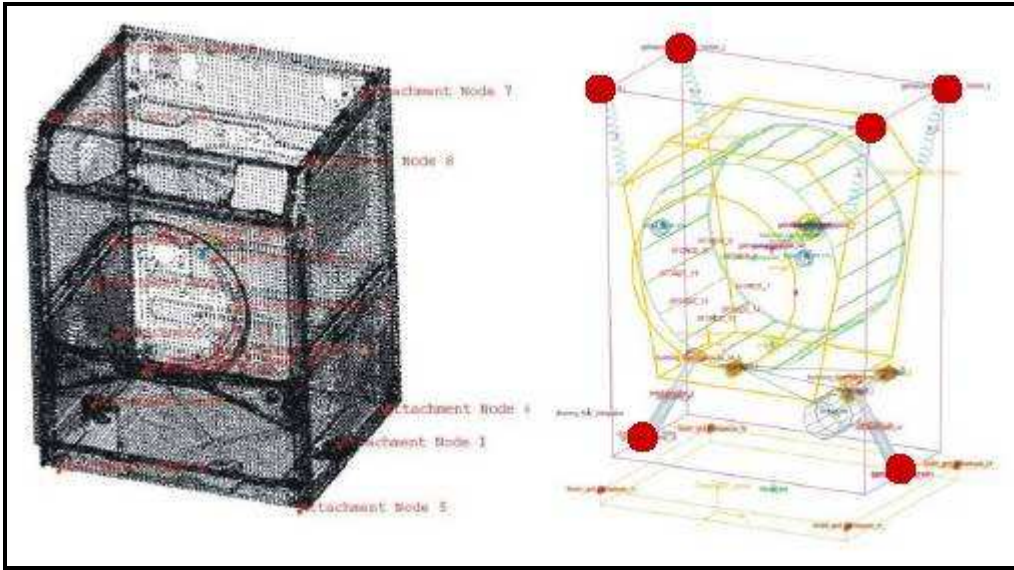
Şekil 2.5: Damperin Sönümleme Karakteristiğinin Ölçülmesi

- Dördüncü adımda, empedans tüpü kullanılarak araştırılan çamaşır makinası içerisinde kullanılan farklı keçe malzemelerinin akustik empedans değerlerinin ölçüldüğünü ifade etmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda kullanılan keçenin kalınlığının değiştirilmesinin yutumlama katsayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu sonucunu ortaya koymuştur. Şekil 2.6 da referans[10] dan alınan ses yutumlama katsayısının ölçüldüğü deney düzeneğinin resmi görülmektedir.



Şekil 2.6: Keçenin ses yutumlama katsayısının ölçüldüğü deney düzeneği

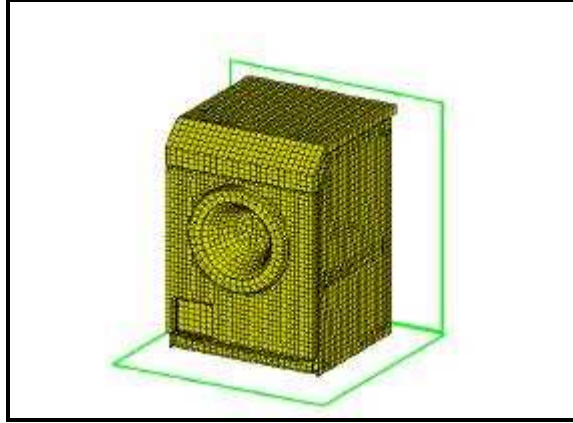
- Son adımda, hazırlanan ölçümler temel alınarak, değişken yükler altında çamaşır makinasının lineer olmayan dinamik modelinin geliştirildiğinden bahsetmiştir. Bu gelişmenin Elastik Çoklu Gövde Dinamiği(EÇGD) modeline dayandığı, bu modelin esnek sonlu elemanlar yapısının ÇGD simülasyonunun içerisine aktarılarak kurulduğunu ifade etmiştir. Çamaşır makinasının rijit elemanlarının esnek durumdaki makinarya ortogonal Craig-Bampton modeliyle bağlandığı belirtilmiştir. Ek olarak, Craig-Bampton ortogonal modlarının tüm elastik yapılar için hesaplandığına değinmiştir. ÇGD modelinden integre edilen elastik yapının Şekil 2.7 deki gibi tanımlandığını da ifade etmiştir.



Şekil 2.7: ÇGD simülasyonuna entegre edilen elastik yapı

Çamaşır makinasının yapısal sonlu elemanlar modelinin, SNEM yöntemi ile Şekil 2.8 de görüldüğü gibi geliştirilebileceğinden bahsetmiştir[10]. Bu şekilde, modeldeki küçük yapısal detayların elemine edilerek, yapının serbestlik derecesi sayısının azaltılabileceğinden söz etmiştir. Bu çalışmanın çamaşır makinasının dinamik

davranışı üzerinde önemli bir etki yapacağı, ancak çamaşır makinasının yüzeylerinden yayılan ses dalgasını etkilemeyeceğini ifade etmiştir.

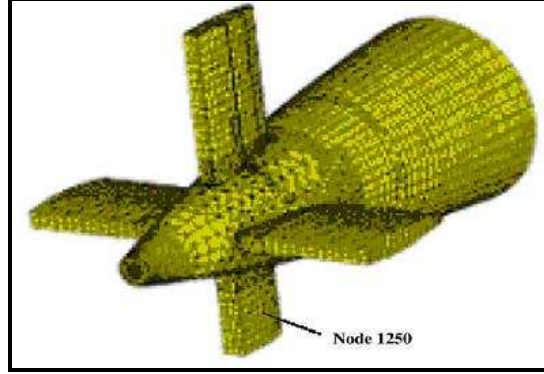


Şekil 2.8: Çamaşır makinasının ÇGD/SEM/SNEM modeli

V. Estorff yaptığı çalışmanın[10] sonucunda, yapılan deneysel ve sayısal ölçümlerin karşılaştırılmasından, sayısal hesaplamanın doğru sonuçlar verdiğinin tespit edildiğinden bahsetmiş ve dolayısıyla akustik model için girdi oluşturan yapının yapısal davranışlarının doğru modellenemesinin çok daha önemli olacağını vurgulamıştır.

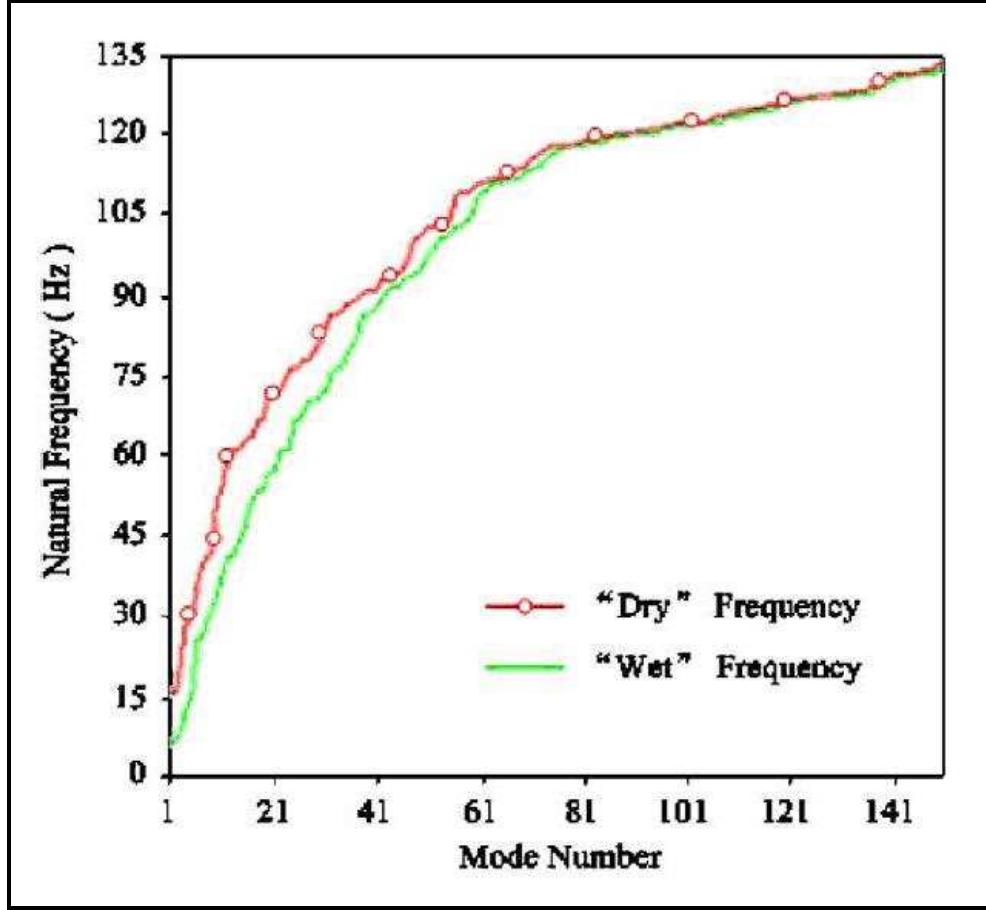
Z. Tong, Y. Zhang ve H. Hua 2007 yılında yaptıkları çalışmada[11], denizaltıların arka tarafını oluşturan elastik yapıların varolan dinamik akışkan yükler etkisi altındaki titreşimlerini incelemişlerdir. Özellikle deniz yolculukları boyunca yapı-akışkan etkileşiminden dolayı, denizatının arka tarafını oluşturan yapının doğal frekansının değişebileceğini belirtmişlerdir. Bu yüzden, bu yapıların mükemmel olarak tasarlanabilmeleri için, yapı-akışkan etkileşiminin doğru olarak modellenemesinin önemli olduğunu ifade etmişlerdir. Denizatlılarda oluşan titreşimlerin ses iletimine neden olmasının önemli bir tehdit oluşturduğu, dolayısıyla akustik kavite, akustik radyasyon ve elastik yapıdan dağılan akustik yayılım gibi akustik özelliklerin tasarım süreci boyunca çok iyi tahmin edilmeleri gerektiğini ifade etmişlerdir. Yapı-akışkan etkileşiminin analitik çözümünün, yapının basit yüzeylerle oluşturulması durumunda verilebileceğinden söz etmişlerdir. Gerçekte yapılar oldukça kompleks yüzeylere sahip olduklarından, yapı-akışkan etkileşimlerinin sadece analitik metotlarla çözülebilmemesinin zor olacağını söylemişlerdir. Ancak yaptıkları çalışmada incelenecek modeldeki elastik yapının ve akışkanın modellenebileceği birçok sayısal tekniğin bulunmasının, yapı-akışkan etkileşiminin doğru olarak modellenemesini sağlayacağına değinmişlerdir. Yapı-

akışkan etkileşimi probleminin çözümündeki ilk standart yaklaşımın SEM(Sonlu Elemanlar Metodu) olduğu, ancak yapı-akışkan etkileşiminin olduğu ıslak yüzeylerin ayrıklaştırılabildiği durumlarda SNEM'in (Sınır Elemanlar Metodu) kullanılmasının daha iyi sonuçlar vereceğini de ifade etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada[11] ise, denizatlıların arka kısmının(kıç kısmının) titreşim ve ses iletimi analizlerinde yapı-akışkan kombinasyonunun sınır eleman ve sonlu eleman yöntemleri(direk-SNEM/SEM) kullanılarak yapıldığını ifade etmişlerdir.



Şekil 2.9: Denizaltının kıç modeli(11)

Şekil 2.9 da denizaltının arka kısmının sayısal modeli görülmektedir. Model, izometrik shell elemanlar, kiriş elemanlar ve katı(solid) elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur[11].



Şekil 2.10: Denizaltı kık bölgesinin kuru ve ıslak frekansları[11]

Referans[11] den alınan Şekil 2.10 daki grafik, denizaltının ilk 150 ıslak(wet) ve kuru(dry) doğal frekanslarını göstermektedir. Grafikten ıslak frekansların kuru frekanslarla karşılaştırıldığında daha düşük değerler aldığı ve iki eğrinin frekans arttıkça birbirine yaklaştığı görülmektedir. Bunun nedeni olarak da, yapı-akışkan etkileşiminde akışkanın kütle etkisinin azalması göstermişlerdir.

Yapılan bu çalışmanın[11] sonucunda, düzgün olmayan şekile sahip yapılarda ve akışkanın varlığında, ses radyasyonunun belirlenmesinde hesaplama süresinin az olduğu direk-SNEM/SEM yönteminin kullanılmasının doğru bir yaklaşım olduğunu söylemişlerdir. Bu yöntemde önce yapı-akışkan etkileşiminin olmadığı kuru parametrelerin, sonra yapı-akışkan etkileşiminin göz önüne alındığı ıslak parametrelerin hesaplandığı, son olarak da ses radyasyonunun hesaplandığını ifade etmişlerdir. SEM yönteminde, direk-SNEM/SEM yöntemiyle karşılaştırıldığında daha fazla eleman ve düğüm noktası kullanıldığı, hesaplama süresinin daha uzun olduğu ve modal parametrelerin direk-SNEM/SEM yöntemine göre eksik hesaplandığı ifade edilmektedir. Bu yüzden direk-SNEM/SEM yönteminin, yapı-

akışkan etkileşiminin olduğu analizlerde daha güvenilir sonuçlar verdiği ifade edilmektedir.

R. Citarella, L. Federico ve A. Cicatiello 2007 yılında yaptıkları çalışmada[12], günümüzde araçların kalitesinin değerlendirilmesinde en önemli kriter olarak akustik emisyon seviyelerinin göz önüne alındığını belirtmişlerdir. Araçlardan istenenin, konforlu olmasının yanı sıra gürültü seviyelerinin istenilen aralıkta tutulması olduğunu ifade etmişlerdir. Yapısal kaynaklı gürültüde, sayısal yöntemlerle(SEM ve SNEM) çalışılabildiğinden, vibro-akustik analizler için ise, SEM ve SNEM yöntemini birleştirerek kullanmanın çok popüler bir yöntem olduğundan bahsetmişlerdir. Genellikle SEM yönteminin yapısal dinamik simülasyonda, SNEM yönteminin ise akustik alanın tanımlanmasında tercih edildiğine değinmişlerdir. Bu prosedürlerin akustik mühendisleri tarafından tasarımın performansından, devletler ve standartlar tarafından belirlenen regülasyonlar açısından memnun edici sonuçlar verebildiğinden emin olunması için uygulandığı belirtilmektedir. SEM ve SNEM'in iç ortam problemleri için eşdeğer olarak kullanılabilirken, SNEM'in dış ortam problemleri için çok iyi performans gösterdiği belirtilmiştir. Burada dış ortam probleminin, sınırsız bir alanda yayılan ses tarafından karakterize edildiği belirtilmiştir. İç/dış ortam problemlerini çözerken kullanılan en iyi yaklaşımın, SEM ve SNEM yöntemlerini birlikte kullanmak olduğu bildirilmiştir. SEM ve SNEM akustik modelleri birbirine bağlanarak aralarındaki ilişki oluşturulmaktadır. Bu kombinasyon, aracın içerisine geçen yapısal kaynaklı gürültüyü, aktif ve pasif ayarlamaları kullanışlı bir şekilde planlayarak minimize eder. Bu analiz, problemin neden kaynaklandığını yani yapısal kaynaklı mı yoksa hava kaynaklı mı olup olmadığının belirlenmesine yardımcı olur.

Bu çalışmada[12], bir otomobilin vibro-akustik davranışının belirlenebilmesi için sayısal model oluşturulmuştur. Şekil 2.11'de yarı anekoik odada bulunan araç ve test düzeneği görülmektedir:



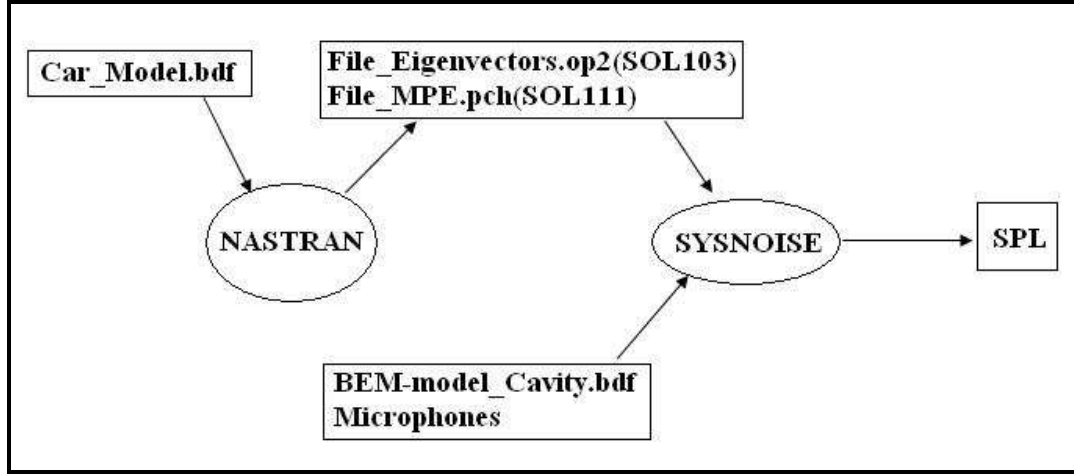
Şekil 2.11: Motorun araç gövdesine bağlı olmadığı bir otomobilin yarı anekoik odadaki hali

Bu çalışmanın paralelinde, sayısal ve deneysel vibro-akustik transfer fonksiyonları karşılaştırarak sayısal modelin doğruluğu sınanmaktadır. Vibro-akustik transfer fonksiyonlarına gövde akustik duyarlılığı denir ve GAD ile gösterilir. GAD, aracın içerisindeki bir i noktasındaki ses basıncı seviyesinin yapısal uyarının uygulandığı j noktasındaki kuvvete oranı olarak tanımlanmakta ve bu oran dB cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$GAD(w)_{ij} = 20 \log_{10} \left(\frac{p(w)_i}{f(w)_j} \right) \quad (2.1)$$

R.Citarella ve diğerleri yaptıkları bu analizde maksimum analiz frekansı olarak 300 Hz değerinin girildiğini, çünkü ilgilenilen yapısal kaynaklı gürültünün bu frekans değerinin altında olduğunun önceden tahmin edildiğini ifade etmişlerdir. Ek olarak yapının dinamik davranışının üst frekans aralığının, yapının sönümünden ve yüksek modal yoğunluğundan direk olarak etkilendiğini vurgulamışlardır. Araç gövdesinin iç kısmının kavite tarafından kaplandığı düşünüldüğünde, sınır yapısal titreşimlerinin akışkan kütlelerinde basınç değişimleri ürettiğini, bunun da iç gürültüye neden olduğunu ifade etmişlerdir[12]. Kavite içindeki akışkan kütlelerinin dinamik cevabının aracın gövdesinin yapısal modları tarafından aktive edildiği, ama aynı zamanda akışkanın rezonansının da, yapısal dinamik davranışları etkilemesinden dolayı, akışkan-yapı etkileşim halindeki analizin gerektiğini belirtmişlerdir. Yapısal kaynaklı gürültü, örneğin “booming”in, yapısal titreşimler ve iç ses basıncı dalgalanmalarının etkileşimi sonucunda oluşan gürültünün ismi olduğunu ifade etmiştir. Akışkanın

akustik modlarının yapısal modlarla uyuşmadığı durumda, mümkün olabilecek ilk yaklaşımın, aralarındaki bazı etkileşimleri ihmal etmek olduğu anlaşılmaktadır. Bu çalışmada, akışkanla yapı arasında zayıf etkileşimin olduğu düşünülmüş, yani yapının dinamik davranışlarının akışkandan etkilenmediği kabul edilmiştir. Bu durumda problemin dinamik davranışları SEM ile, akışkanın akustik davranışları ise daha sonra SNEM ile ayrı ayrı hesaplanmıştır. Şekil 2.12’de çözümün elde edilmesinde kullanılan adımların şematik olarak gösterildiği belirtilmiştir[12]:



Şekil 2.12: Modal çözüm için takip edilen adımlar

2.4.4. IEA Yöntemi

IEA(İstatistiksel Enerji Analizi) yönteminin yapı-akışkan etkileşiminin olduğu sistemlerin titreşim davranışının analiz edilmesinde ve tahmin edilmesinde kullanılabilecek çok güçlü bir yöntem olduğunu ifade etmiştir[10]. Genellikle kompleks sistemler ve yüksek frekanslı bir uyarıcıya sahip olan kaynaklar için uygun olacağına vurgu yapmıştır. En büyük avantajı olarak, yüksek frekans aralığında, modal yoğunluğu yüksek olan ve SEM/SNEM yönteminin uygulanamadığı yapılarda uygulanabilmesi olduğunu sunulmuştur.

3. TEORİ

3.1. Modal Analiz Ve Titreşim Ölçümü Yöntemlerinin Belirlenmesi

3.1.1. Sayısal Ortamda Kurulan Titreşim Modelinin Teorisi

Sayısal model, incelenecek olan yapının bilgisayar ortamında hazırlanmış modelidir. Günümüzde titreşim modellerinin kurulmasında sonlu elemanlar yöntemi yoğun olarak kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapıların uygun sonlu elemanlar kullanılarak titreşim modelleri kurulabilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde yapı, basit elemanlara bölünür ve yapının davranışı bu elemanların ortak davranışı olarak ifade edilir. Bu elemanların sınır noktaları, düğüm noktaları ile tanımlanmaktadır. Komşu elemanlar ise aynı düğüm noktalarını paylaşırlar. Böylelikle bir elemanın verdiği tepki komşu elemanlara da aktarılır ve böylece yapıdan sürekli bir tepki elde edilir. Elemanlar, polinomik eğriler ve yüzeylerle birbirlerine bağlanırlar. Yapılan bu işlem genellikle şekil fonksiyonunun interpolasyonu olarak adlandırılır[18]. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapının davranışı, sonlu elemanların şekil değişiklikleri ve bu değişikliklerin elemanlar arasında birbirlerine aktarılması ile sağlanmaktadır. Bu etkiler elemanların bulundukları ortak düğüm noktaları üzerinden iletilmektedir. Bu etki, yapılan çözümün elemanların tanımlanma şekli kadar, düğüm noktalarının da tanımlanma şekline bağlı olduğu sonucunu doğurmaktadır. İdeal durumda, düğüm noktalarının bütün eksenler yönünde hareket etmeleri gerekmektedir. Katı elemanlar gibi bazı eleman tiplerinde dönmeleri denklemlere koymaya gerek kalmadığından, düğüm noktaları sadece temel koordinat sisteminde(XYZ) hareket edecek şekilde tanımlanmaktadır. Bu tanımlama çözümün gerçek duruma yaklaşmasını en nihayetinde etkilemektedir. Bu durum elemanların düğüm noktalarının serbestlik dereceleriyle anılmasına neden olmaktadır. Serbestlik derecesi, herhangi bir anda sistemin hareketinin tamamen belirlenebilmesi için verilmesi gereken birbirinden bağımsız koordinat sayısıdır. Sonlu elemanların yapının geometrik şekli göz önüne alınarak bir araya getirilmesiyle, yapının sonlu elemanlar modeli kurulabilmektedir. Kurulan sonlu elemanlar modeline bağlı olarak, yapının direngenlik matrisi ($[K]$),

kütle matrisi ($[M]$) ve sönüm matrisi ($[C]$) elde edilmektedir. Bu matrisler yapının yay, kütle ve sönüm özelliklerini temsil etmektedirler. Oluşturulan matrisler kare matrisler olup, boyutları ise sonlu elemanlar modelinin kurulmasında kullanılan düğüm noktalarının toplam serbestlik derecesi sayısı kadardır. Yapının direngenlik, kütle ve sönüm matrisleri ile tanımlanması, Uzaysal Model (Spatial Model) olarak tanımlanmaktadır. Direngenlik, kütle ve sönüm matrisleri kullanılarak oluşturulan hareket denklemi Denklem (3.1)'de verilmiştir:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (3.1)$$

Denklem (3.1)'de verilmiş olan hareket denkleminin özdeğer problemine dönüştürülmesi ile, özdeğer probleminin çözümüne ait özdeğerler(λ) ve özvektör matrisi($[\phi]$) hesaplanabilmektedir. Özdeğer problemi Denklem (3.2)'de verilmiştir:

$$([K] - [\lambda][M])[\phi] = [0] \quad (3.2)$$

Özdeğerler ise, doğal frekansların kareleri olarak tanımlanmaktadır. $[\phi]$ matrisinin her bir sütunu özvektör olarak tanımlanmakta ve sütun numarasına karşılık gelen sütun vektörü, o doğal frekanstaki titreşim biçimini göstermektedir. Serbestlik derecesinin çok büyük olduğu durumlarda özdeğer problemi iteratif çözüm yöntemleri kullanılarak çözülebilmekte ve istenilen sayıda doğal frekans ve mod şekli hesaplanabilmektedir. Denklem (3.2)'nin çözülmesi ile, yapının titreşim davranışı tanımlanmış olmaktadır. Yapının doğal frekanslar ve bu frekanslardaki titreşim biçimleriyle tanımlanmasına Modal model denmektedir. Özdeğerler ve özvektörler kullanılarak sonlu elemanlar modeline ait Frekans Tepki Fonksiyonları (FTF) elde edilebilmektedir. Özdeğerlere ve özvektörlere bağlı FTF formülü Denklem (3.3)'de görüldüğü gibidir:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\phi_{jr})(\phi_{kr})}{\lambda_r - \omega^2 + i\eta_r \lambda_r^2} \quad (3.3)$$

Denklem (3.3)'teki $\alpha(\omega)$ FTF'i, $\{\phi\}$ özvektörü, λ özdeğeri, η sönüm katsayısını göstermektedir. Denklem (3.3) kullanılarak sonlu elemanlar modelinin istenilen serbestlik dereceleri için frekans tepki fonksiyonları elde edilmektedir. Böylelikle yapının modeli frekans tepki fonksiyonları cinsinden kurulabilmektedir. Yapının

frekans tepki fonksiyonları ile tanımlanmasına Tepki Modeli adı verilmektedir. Bu modellerin sayısal olarak elde ediliş sıraları ise, ilk önce uzaysal model sonra modal model ve en son olarak da tepki modeli şeklinde sıralanmaktadır. Sayısal modelin doğruluğu sonlu elemanlar modeli oluşturulurken yapılan varsayımların doğruluğu kadardır.

3.1.2. Deneysel Ortamda Kurulan Titreşim Modelinin Teorisi

Deneysel model, yapı üzerindeki belirlenmiş olan noktalardan alınan ölçümlerle, yapının titreşim davranışını tanımlayan modeldir. Ölçümler zaman alanında alınmaktadır. Zaman alanında alınan ölçümler frekans alanına dönüştürülerek Frekans Tepki Fonksiyonları (FTF) ve tepki modeli elde edilmektedir. Frekans tepki fonksiyonları deneysel modal analiz yöntemi kullanılarak modal alana dönüştürülmekte ve bunun sonucunda Modal Model elde edilmektedir. Deneysel model bu üç alandan herhangi birinde temsil edilebilmektedir. Ancak, zaman modeli henüz işlenmemiş(ham) verilerden oluştuğundan, diğer alanlara oranla daha az güvenilir bilgi içermektedir. Modal modelin kullanılarak uzaysal modelin elde edilebilmesi mümkündür ancak, uzaysal model ölçülen serbestlik derecelerine bağlı olduğundan uzaysal model yapı hakkında yeterli bilgi vermekte yetersiz kalabilmektedir. Ölçülebilen serbestlik derecelerinin sayısı yetersiz olduğundan analizlerde kullanılabilecek kalitede bir uzaysal model oluşturmak çoğu zaman mümkün olmamaktadır. Bu modellerde deneysel olarak, ilk önce Tepki Modeli sonra Modal Model ve en son olarak da Uzaysal Model elde edilmektedir. Deneysel model için hesap yönünün sayısal modeldeki hesap yönüne göre tam tersi olduğu görülmektedir.

3.1.2.1. Deneysel FTF Ölçümü

Herhangi bir yapının titreşim davranışının belirlenebilmesi için yapılan ölçümlerin amacı, yapının belirli sınır koşulları altında frekansa bağlı tepkilerinin ölçülmesidir. Yapının kuvvete karşılık verdiği frekans bağımlı tepkiler yapının karakteristik bir özelliği olarak tanımlanmaktadır, ve bu amaç doğrultusunda yapının frekans tepki fonksiyonları ölçülmektedir. FTF'ler yapının frekans bağımlı genlik dağılımı ölçülmüş olan bir tahrikine karşı, yine frekans bağımlı genlik dağılımı ölçülmüş olan cevabına oranı olarak tanımlanmaktadır. Herhangi bir yapıda FTF'lerin ölçülerek, yapının titreşim davranışının belirlenebilmesi için:

- yapının uygun sınır koşullarından mesnetlenmesi ve uygun bir şekilde tahrik edilmesi,
- yapının uygulanan tahrik kuvvetinin ve yapının bu tahrik kuvvetine karşılık cevabının ölçülmesi, ve
- kullanılan ölçüm yöntemine göre elde edilen verilerin uygun şekilde işlenmesi gerekmektedir.

İlk koşulun sağlanabilmesi için;

“Yapı nasıl bağlanmalıdır, sönümlenmelidir veya desteklenmelidir ve yapı nasıl tahrik edilmelidir sorularının cevaplanması gerekmektedir.”[19].

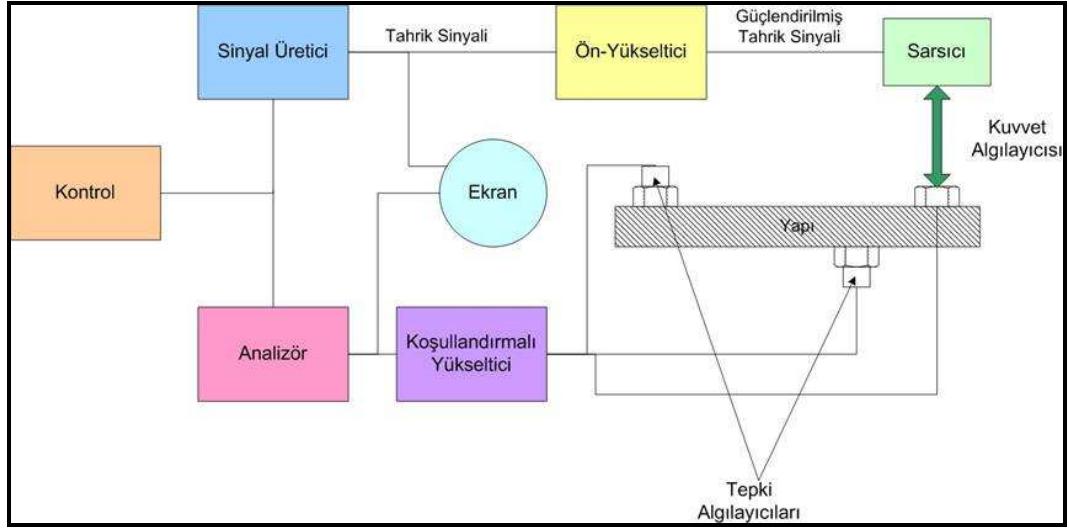
FTF ölçümlerinde yapının sabitlemesi için üç alternatif seçenek bulunmaktadır[19]. Bunlar:

- Serbest (serbest uzay sınır şartlarına mümkün olduğunca yaklaşmak için yapının çok yumuşak yaylarla bağlanması veya asılması)
- Sabitleme (yapının belirli noktalarının çok sıkı (esnek olmayan) bağlantılarla bir yere bağlanması)
- Esnek bağlantı (yapının başka bir yapıya esnek bir bağlantı ile bağlanması)

Bağlantı şeklinin seçimi, deneysel model ile sayısal modelin karşılaştırılmasında ortaya çıkmaktadır. Sayısal model için temsil edilmesi zor bir bağlantı şekli seçilmesi durumunda, bağlantının yetersiz modellenmesinden kaynaklanan anlamsız sonuçlar çıkabilmektedir. Bu olumsuzluğu engellemek için sayısal modelde temsili zor bağlantılardan uzak durulması gerekmektedir. Yapıların tahrik edilmesinde genellikle sarsıcı veya çekiç kullanılmaktadır. Bu tahrik tiplerinin her yapı için farklı avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. En uygun tahrik şeklinin tespiti ölçüm sonuçları için oldukça kritiktir.

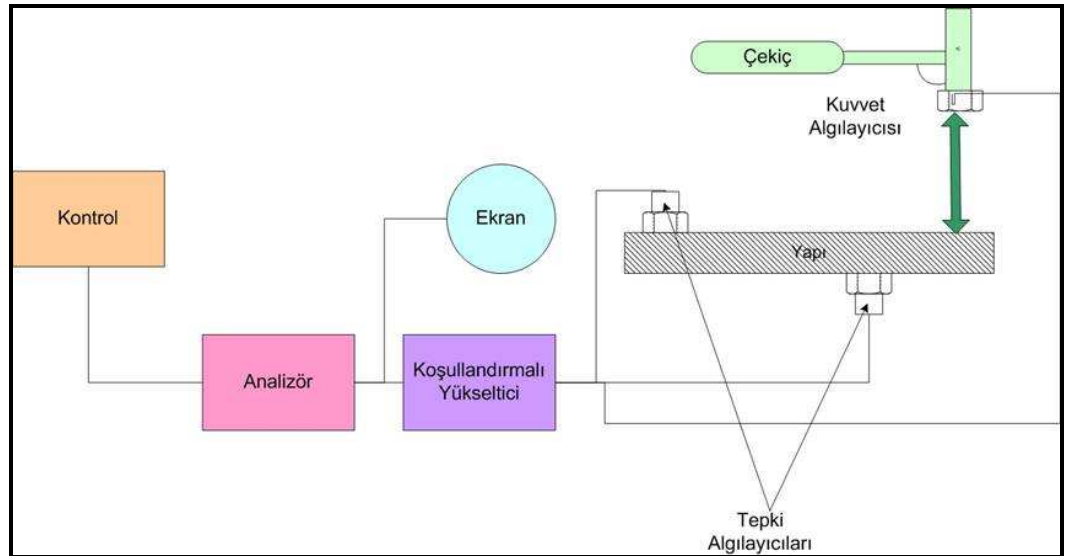
Algılayıcılar (kuvvet, ivme, hız vb.) etki ve tepki değerlerini ölçtüklerinden, ölçümün doğruluğunu önemli derecede etkilemektedirler. Titreşim ölçümlerinde genellikle piezoelektrik tipi kuvvet ve ivme algılayıcılar kullanılmaktadır. Bu algılayıcıların ölçülmek istenen frekans ve genlik aralığına bağlı olarak uygun seçilmesi ölçümün doğruluğu açısından önemlidir [19].

Sarsıcı kullanılarak FTF ölçmek için gerekli olan donanımların bağlantı şeması, Şekil 3.1 de şematik olarak gösterilmektedir:



Şekil 3.1: Sarsıcı Kullanılması Durumunda FTF Ölçüm Sisteminin Temel Elemanları[19]

Çekiç kullanılarak FTF ölçmek için gerekli olan donanımlar ise Şekil 3.2 de şematik olarak gösterilmiştir:



Şekil 3.2: Çekiç Kullanılması Durumunda FTF Ölçüm Sisteminin Temel Elemanları[19]

FTF ölçümlerinde yapılacak ilk şey, yapının belirlenen şekilde tahrik edilmesi, daha sonra bu tahrik kuvvetine karşı gelen yapının cevaplarının ölçülerek işlenmesi ve ölçümlerin kaydedilmesidir[19]. Kontrol sistemi ya ölçümü yapan kişi yada bir bilgisayar olmaktadır. Özellikle tahrik için çekiç kullanıldığı durumlarda kontrol sistemi ölçümü yapan kişi olmaktadır, ancak lazer titreşim hız ölçüm sistemi gibi

ölçüm noktasını otomatik olarak değiştirebilen sistemler kullanıldığında da bilgisayar olmaktadır.

Sinyal üretici, analizörden ve kontrol sisteminden gelen isteğe göre sinyal üretmektedir. Ölçümler sırasında yapıyı ölçümden beklenen sonuçlara bağlı olarak farklı noktalardan uyarmak gerekebilmektedir. Sinyal üreticiler bu gereksinimi karşılamak için farklı sinyaller üretebilmektedirler. Sinyal üreticinin ürettiği sinyalin genliği genellikle yapıyı uyaracak olan sarsıcıyı sürmek için yeterli gelmemektedir. Bu durumda sinyal üreticinin ürettiği sinyal bir yükseltici ile güçlendirilerek sarsıcıya gönderilmektedir.

Sarsıcılar yapıyı sinyal üreticinin ürettiği sinyale bağlı olarak sarsmaktadırlar. Tahrik kuvvetinin yapıyı doğru şekilde tahrik etmesi ve tahriğin istenilen yönde iletilebilmesi için itki çubukları (stringer-push rod) kullanılmaktadır. İtki çubuğunun bir ucunda sarsıcı diğer ucunda kuvvet algılayıcısı bulunmaktadır.

Yapının sarsıcı yerine çekiç gibi geçici bir kuvvetle tahrik edilmesi durumunda sinyal üretici, güçlendirici ve sarsıcının yerini çekiç almaktadır. Çekicinin ürettiği tahrik kuvveti ani darbe şeklinde olmaktadır. Ani darbe şeklindeki tahrik kuvvetiyle yapı, geniş bir frekans aralığında tahrik edilebilmektedir. Tahrik edilen frekans aralığı çekişte kullanılan ucun sertliğine göre değişmektedir.

Piezo-elektrik kuvvet algılayıcıları uygulanan kuvvete bağlı olarak piko-şarj mertebesinde gerilim üretirler. Ancak algılayıcıların ürettikleri bu gerilim, veri işleme için çok küçük değerde olabilmektedir. Oluşan bu küçük gerilim bir yükseltici yardımı ile istenilen değere yükseltilebilmektedir. Kuvvet algılayıcılardaki gibi piezo-elektirik ivme ölçerlerde de yükselticiler kullanılmaktadır. Yükseltilmiş olan tahrik ve tepki sinyalleri bir analizörde işlenmektedir. Analizör, zamana bağlı olarak aldığı sinyalleri hızlı fourier dönüşümü(HFD) ile frekans alanına çevirmekte ve elde edilen verileri oranlayarak FTF'i hesaplamaktadır. Hesaplanmış olan FTF'ler, analizörden ekran ve kayıt birimlerine gönderilerek bir ölçüm döngüsü tamamlanmaktadır. Günümüzde gelişen teknoloji ile, ölçüm döngüsündeki elemanlar birleştirilerek kullanılan cihaz sayısı azaltılabilmektedir. Örneğin, kendi sinyal üreticisine sahip analizörler, kendi içinde güçlendiricisi olan ivme ölçerler gibi... Gelişen teknoloji aynı zamanda daha hızlı, daha çok kanallı ve daha yüksek çözünürlüğü olan analizörlerin kullanımına da olanak sağlamaktadır. Bu sayede daha kaliteli ölçümler daha kısa zamanda yapılabilmektedir.

FTF'ler için tahrik noktası ile ölçüm noktası arasındaki ilişki üç şekilde gerçekleşmektedir[19]:

- Tek Giriş Tek Çıkış (TGTÇ) (Single Input Single Output – SISO)
- Tek Giriş Çoklu Çıkış (TGÇÇ) (Single Input Multi Output - SIMO)
- Çoklu Girdi Çoklu Çıktı (ÇGÇÇ) (Multi Input Multi Output – MIMO)

TGTÇ (SISO), TGÇÇ (SIMO) ve ÇGÇÇ (MIMO) ölçümleri, ölçülen yapı hakkında farklı miktarda bilgiye sahiptirler. Bu ölçümler ile yapının tepki modeline ait FTF matrisinin belirli elemanları ölçülmektedir. FTF matrisindeki satır indisi ölçüm noktalarını, sütun indisi ise tahrik noktalarını göstermektedir. TGTÇ ölçümünde tahrik ve ölçüm noktaları sabit olduğu için her ölçümde FTF matrisine ait yalnızca bir eleman ölçülebilmektedir:

$$H(\omega) = [\alpha_{ij}(\omega)] \quad (3.4)$$

TGÇÇ ölçümlerde tahrik noktası sabit olup ölçüm noktaları değişken olduğundan FTF matrisinin bir sütunu ölçülebilmektedir:

$$[H(\omega)] = \begin{bmatrix} \alpha_{11}(\omega) \\ \alpha_{21}(\omega) \\ \vdots \\ \alpha_{i1}(\omega) \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

ÇGÇÇ türü ölçümlerde ise tahrik noktası birden fazla ve ölçüm noktaları değişken olduğundan FTF matrisinin birden fazla sütunü ölçülebilmektedir:

$$H(\omega) = \begin{bmatrix} \alpha_{11}(\omega) & \alpha_{12}(\omega) & \cdots & \alpha_{1j}(\omega) \\ \alpha_{21}(\omega) & \alpha_{22}(\omega) & \cdots & \alpha_{2j}(\omega) \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \alpha_{i1}(\omega) & \alpha_{i2}(\omega) & \cdots & \alpha_{ij}(\omega) \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Denklem (3.4), (3.5) ve (3.6)'dan görüldüğü üzere ÇGÇÇ ölçümlerinin yapı hakkında en çok bilgi sağlayan ölçümler olduğu anlaşılmaktadır. Bu ölçümlerin daha çok veri barındırmaları modal değerlerin çok daha kaliteli olmasına olanak sağlamaktadır.

3.1.2.2. Deneysel Modal Analiz

Ölçülen FTF'ler, yapıyı frekans alanında temsil etmek için yeterli olmaktadır, ancak yapının modal alanda tanımlanması için gerekli veriler, deneysel modal analizden elde edilebilmektedir.

Modal analizin amacı aşağıda sıralanan modal parametrelerin belirlenmesidir:

- Mod frekansları (Özdeğerler)
- Modal sönümler
- Mod Şekilleri (Özvektörler)

Modal değerler yapının içsel özellikleri olan dinamik özelliklerini temsil etmekte ve modal alanda yapının modelinin çıkarılmasını sağlamaktadır. Modal değerler, yapı üzerinden alınan FTF'lerin farklı yöntemler kullanılarak işlenmesi neticesinde elde edilmektedir. Sayısal model oluşturulurken de modal değerler hesaplanmaktadır ve bu değerler eşliğinde sayısal modal model elde edilmektedir. Sayısal model kurularak modal değerlerin hesaplanmasına sayısal modal analiz denmektedir. Ancak sayısal modelde yapılan işlem bir özdeğer probleminin çözümü olmaktadır. Öte yandan deneysel yöntem için modal analiz ise, modal verilerin deneysel FTF lerden belirlenmesi işlemidir ve bir eğri uydurma işlemi olarak da algılanabilir. Bu işlem deneysel modal analiz olarak tanımlanmaktadır. Deneysel modal analiz sonucunda özdeğerler (λ) ve özvektörler ($[\psi]$) elde edilebilmektedir. Özdeğerler özgün(tek) matrislerdir ancak özvektörler tekil matris değildirler ve özvektörlerin herhangi bir sayı ile çarpılmış hali de özdeğer probleminin çözümünü sağlamaktadır. Ayrıca özvektörler ortogonalite bağıntısından hareketle normalize edilmektedirler. Ortogonalite bağıntısı Denklem (3.7) deki gibi belirtilmektedir:

$$[\psi]^T [M] [\psi] = [m_r] \quad (3.7)$$

$$[\psi]^T [K] [\psi] = [k_r] \quad (3.8)$$

Denklem (3.7)ve (3.8) de $[m_r]$ modal kütle matrisini, $[k_r]$ ise modal direngenlik matrisini temsil etmektedir. r . mod için modal kütle, modal direngenlik ve frekans ilişkisi Denklem (3.9) daki gibidir:

$$[\omega_r^2] = [m_r]^{-1} [k_r] \quad (3.9)$$

Özvektörlerin tekil olmamasından dolayı, modal kütle ve modal direngenlik matrisleri de tekil olmamaktadır. Ancak iki değerin oranı tekil bir değer olan özdeğere eşit olmaktadır. Özvektörlerin tekiliği kullanılarak, Denklem (3.7) modal kütleye bölünmekte ve normalize edilmektedir. Bu işlem kütle normalizasyonu olarak isimlendirilmektedir. Denklem (3.10) da kütle normalizasyonun ifadesi verilmektedir:

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [I] \quad (3.10)$$

Denklem (3.10)'dan Denklem (3.11) elde edilmektedir:

$$[\phi]^T [K] [\phi] = [\omega^2] \quad (3.11)$$

Denklem (3.10)ve (3.11)'deki $[\phi]$, normalize özvektör matrisi olarak tanımlanmaktadır. r . mod için özvektör matrisi ($[\psi]$) ve normalize özvektör matrisi ($[\phi]$) arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir:

$$\{\phi\}_r = \frac{1}{\sqrt{m_r}} \{\psi\}_r \quad (3.12)$$

Denklem (3.12)'ye benzer şekilde Denklem (3.13) de aşağıdaki gibi elde edilmektedir:

$$[\phi] = [\psi] \left[m_r^{-1/2} \right] \quad (3.13)$$

Deneyisel modal analiz sonucunda bulunan özvektörler, kütle normalizasyonu işlemine tabi tutulduktan sonra daha etkin olarak kullanılabilirler. Deneyisel modal analiz yöntemlerinin kullandığı veriler, frekans alanında (FTF'leri kullanarak) veya zaman alanında (Ani darbe tepki fonksiyonları) olabilmektedir. Deneyisel modal analizde genellikle frekans alanındaki bilgiler kullanılmaktadır, ancak zaman alanında da eğri uydurma yöntemleri bulunmaktadır. Zaman alanındaki verileri kullanan yöntemler, yapının karakteristik özelliklerinden birisi olan ani darbe tepki fonksiyonunun Fourier dönüşümünün FTF'e eşit olmasından hareket etmektedir. Modal

analiz sırasında ilgilenilen frekans aralığındaki bütün modlar yerine sadece istenen bir frekans aralığındaki modlar incelenebilmektedir. İncelenen frekans aralığı yalnızca bir modu kapsayacak şekilde ayarlanabilmekte ve analiz her mod için yeni bir frekans aralığında tekrarlanabilmektedir. Modal analiz, bir modun incelenmesine veya ilgilenilen aralıktaki tüm modların incelenmesine göre,

- Tek serbestlik dereceli(TSD) yöntemler (SDOF-Single Degree Of Freedom)
- Çok Serbestlik dereceli(ÇSD) yöntemler (MDOF-Multi Degree Of Freedom)

olmak üzere ikiye ayrılmaktadır[19]. Tek serbestlik dereceli yöntem ile analizde yapının bir modu incelenmektedir ve yapılan analizde yapı, o mod için tek serbestlik dereceli bir sistem olarak düşünülmektedir. Çok serbestlik dereceli yöntem ise, yapının ilgilenilen frekans aralığındaki tüm modlarını hesaba katarak analiz yapmaktadır.

FTF'ler arasındaki ilişki uyarılma noktaları ve yapının tahrike karşı verdiği cevabın ölçüldüğü noktalara bağlıdır. Yapıya uygulanan bir tahrik için yapının her noktasından farklı bir tepki alınmakta ve bunun neticesinde bir noktadaki tahrik sonucunda yapının tüm noktalarından alınan FTF'ler birbirlerinden farklı olmaktadır. FTF'lerin tahrik noktası ve ölçüm noktasına göre değişken olmaları, FTF'lerin tahrik noktası ile ölçüm noktası arasındaki ilişkiye bakılarak değerlendirilmelerini gerektirmektedir.

Modal analiz yöntemleri, analiz edilen FTF sayısına ve FTF'ler arasındaki ilişkiye göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir[19]:

- Tekli FTF yöntemleri
- Çoklu FTF yöntemleri

Bu yöntemler genellikle iki alt gruba ayrılmaktadır. Bunlar:

- TGÇÇ verileri kullanan yöntemler
- ÇGÇÇ verilerini kullanan yöntemler

3.1.3. Deneysel Ve Sayısal Modelin Karşılaştırılması

Sayısal ve deneysel modelin karşılaştırılması, modelin doğruluğunun belirlenmesinin ilk adımı olarak belirtilmektedir[19]. Modelin doğruluğunun sağlanması demek, deneysel modeli temsil edebilen bir sayısal modelin kurulması olarak ifade

edilmektedir. Modelin geçerliliğinin sağlanmasının ikinci adımı olarak, deneysel model ile sayısal model arasındaki farkların belirlenmesi gösterilmektedir. Üçüncü adım olarak ise, iki model arasındaki farklardan hareket ederek gereken düzeltmelerin yapılması gösterilmektedir. Son iki adım genellikle model güncelleme adımları olarak bilinmektedir[19]. Modellerin karşılaştırılması model güncellemenin ilk adımı olarak değerlendirilmektedir. Karşılaştırma, hem model güncellemenin başlangıç adımında sayısal modelin yeterliliğinin sınanması, hem de güncelleme esnasında sayısal modelde yapılan iyileştirme sonuçlarının değerlendirilmesi olarak kullanılmaktadır. Sayısal model ile deneysel modelin karşılaştırılması iki gruba ayrılmaktadır. İlk gruptaki karşılaştırmalar, matematiksel bir değer çıkarmayan karşılaştırmalardır. Bu karşılaştırmalar FTF'lerin karşılaştırılması, mod şekillerinin görsel olarak benzerliklerinin karşılaştırılması ve kütlelerin karşılaştırılmasıdır. İkinci gruptaki karşılaştırmalar ise, matematiksel değer çıkartan karşılaştırmalardır. İkinci grupta Modal Güvence Kriteri (MGK) ve Frekans Alanı Güvence Kriteri (FAGK) gibi karşılaştırmalar için matematiksel araçlar kullanılmaktadır.

3.1.3.1. Frekansların Karşılaştırılması

Modellerin karşılaştırılmasında en temel karşılaştırma metodu olarak doğal frekansların karşılaştırılması gelmektedir. Frekanslar arasındaki farklar sayısal modelin deneysel modeli hangi mod için ne kadar iyi temsil ettiği hakkında fikir vermektedir. Deneysel model frekansları ile sayısal model frekanslarının karşılıklı olarak çizdirilmesiyle hem temsil kabiliyeti hem de sayısal modeldeki hata kaynakları hakkında yorum yapılabilmektedir[19]. Frekans karşılaştırmasının ve frekans farklarının deneysel modelin ve sayısal modelin frekans sırasına göre yapılması sayısal model ile deneysel modelin modlarının farklı sıralarda bulunmaları ihtimalinde doğru sonuçlar vermemektedir.

3.1.3.2. Mod Şekillerinin Karşılaştırılması

Mod şekillerinin karşılaştırılması iki farklı şekilde yapılabilmektedir:

- Mod şekillerinin görsel olarak karşılaştırılması
- Mod şekillerinin matematiksel araçlar kullanılarak karşılaştırılması

Mod Şekillerinin Görsel Olarak Karşılaştırılması:

Mod şekillerinin benzerliklerinin görsel olarak karşılaştırılmasında, hem deneysel hem de sayısal modelin mod şekilleri animasyonlar üzerinden karşılaştırılmaktadır. Mod şekillerinin bu yöntemle karşılaştırılması görsel olduğundan mühendislik tecrübesi ve yapı hakkındaki bilgi gerektirmektedir. Sayısal modelde genellikle altı yönde serbestlik derecesi bulunurken, deneysel modelde bazı yönlerde FTF'lerin ölçülememesinden kaynaklanan farklı serbestlik dereceleri bulunabilmektedir. Yönlerdeki bu farklılıklar yüksek modlarda deneysel modelin modlarının sayısal modelin aynı modlarından farklı görünmesine yol açabilmektedir. Bu olumsuz durumu gidermek için sayısal modelin serbestlik dereceleri deneysel modelin serbestlik derecelerine indirgenebilir.

Mod Şekillerinin Matematiksel Araçlarla Karşılaştırılması:

Mod şekillerinin matematiksel araçlarla karşılaştırılmasında iki farklı yöntem mevcuttur. Bunlar:

- Modal Ölçek Çarpanı (MÖÇ)
- Modal Güvence Kriteri (MGK)

Modal Ölçek Çarpanı ve Modal Güvence Kriteri iki vektörü karşılaştırmak için geliştirilmiş olan matematiksel yöntemlerdir. Her iki yöntemde de deneysel ve sayısal mod şekil vektörlerinin $\vec{\psi}_D$ ve $\vec{\psi}_S$ boyutlarının aynı olduğu kabul edilmektedir. Denklem (3.14) de Modal Ölçek Çarpanının (MÖÇ) ifadesi verilmektedir.

$$MÖÇ = \frac{\sum_{r=1}^n [\psi_D]_r \cdot [\psi_S]_r^*}{\sum_{r=1}^n [\psi_S]_r \cdot [\psi_S]_r^*} \quad (3.14)$$

Denklem (3.14)'de $[\psi_D]_r$, r .deneysel özvektör matrisini, $[\psi_S]_r$, r .sayısal özvektör matrisini, n ise mod sayısını göstermektedir[20].

Modal Ölçek Çarpanı iki vektörün oranını en küçük kareler yaklaşımı ile hesaplamaktadır. MÖÇ eğimdir ve vektörlerin uyumu hakkında herhangi bir bilgi içermemektedir. Mod şekillerinin karşılaştırılması için ise, Modal Güvence Kriteri

geliştirilmiştir. Modal Güvence Kriterinin (MGK) ifadesi Denklem (3.15) de verilmektedir:

$$MGK = \frac{|\{\psi_D\}^T \{\psi_S\}|^2}{(\{\psi_D\}^T \{\psi_D\}) \cdot (\{\psi_S\}^T \{\psi_S\})} \quad (3.15)$$

MGK uzayda iki vektörün büyüklüklerinin birbirine oranlanarak, birbirleri üzerindeki iz düşümlerinin hesaplanması olarak tanımlanmaktadır. İki vektörün birbirleri üzerindeki iz düşümü oranı en fazla 1 olabildiğinden MGK matrisinin elemanlarının en büyük değeri de 1 olabilmektedir. 1 değerine daha yakın olan değerler daha iyi uyum, 1 den uzak olan değerler ise daha az uyuma işaret etmektedir. Genellikle 0,8 veya %80'nin üstündeki değerler iyi uyum sağlayan modları, 0,2 veya %20'nin altındaki değerler ise ihmal edilebilir olarak kabul edilmektedir. İdeal durumda bütün diyagonal değerlerinin 1, diğer bütün değerlerin sıfır olması beklenmektedir.

Ancak pratikte aşağıdaki bazı sebeplerden dolayı diyagonal dışındaki değerler de sıfırdan farklı olabilmektedir. Bunlar:

- Yapının doğrusal olmayan davranışları
- Ölçümlerden kaynaklanan parazitler
- Modal analiz için ölçülmüş olan verilerin yetersiz olması
- MGK hesabı için seçilen serbestlik derecelerinin modları temsil etmekteki yetersizliği

olabilmektedir[19].

3.1.3.3. Frekans Tepki Fonksiyonlarının Karşılaştırılması

FTF'ler iki farklı şekilde karşılaştırılmaktadırlar[19]. Bunlar:

- FTF'lerin görsel olarak karşılaştırılması
- FTF'lerin matematiksel araçlar kullanılmasıyla sayısal olarak karşılaştırılması

şeklindedir.

Deneyisel modelin FTF'leri modal analiz gerekmeden doğrudan elde edilmektedir, ancak sayısal modelin FTF'leri sayısal modal analiz sonuçlarının kullanılmasından

sonra elde edilmektedir. Deneysel FTF'lerin yapının sönümünü içermesinden ötürü, sönüm davranışının iyi modellenmesi istendiği sayısal modeller için FTF karşılaştırması gerekli olmaktadır. Çoğu durumda yapının sönümünün sayısal modele eklenememesi veya yetersiz eklenmesinden dolayı FTF karşılaştırılmasında sorunlar ortaya çıkmaktadır. Sayısal FTF'lerin sönümlü olarak elde edilmesindeki güçlükler FTF'lerin görsel yöntemle karşılaştırılmasına neden olmaktadır.

FTF'lerin Görsel Olarak Karşılaştırılması:

Sayısal modelin FTF'leri yaklaşık olarak veya varsayılan sönüm değerleriyle elde edildikten sonra deneysel modelin FTF'leri ile aynı frekans aralığında karşılaştırılabilmektedirler [19]. Görsel karşılaştırma ile sayısal modelin yapıyı temsil edebildiği frekans aralığı ve sayısal FTF'deki sönüm değeri hakkında bilgi edinilmektedir.

FTF'lerin Sayısal Araçlarla Karşılaştırılması:

MGK gibi aracına benzer şekilde FTF'lerin sayısal olarak karşılaştırılmasında da sayısal araçlar geliştirilmiştir. Bir deneysel modelde en azından FTF matrisinin bir satır veya sütununun ölçülmüş olması gerekmektedir. Bu matris kullanılarak deneysel ve sayısal veriler birbirleriyle karşılaştırılmakta ve FTFlerin uyumu hakkında genel bir sonuç elde edilmektedir. Buradan hareketle FTF'ler için MGK yöntemine benzer şekilde FAGK(Frekans Alanı Güvence Kriteri) geliştirilmiştir. Frekans Alanı Güvence Kriteri ifadesi Denklem (3.16) daki gibi tanımlanmaktadır:

$$FAGK(D(\omega_j), S(\omega_j))_k = \frac{\left| \{H_D(\omega_i)\}_k^T \{H_S(\omega_i)\}_k^T \right|^2}{\left(\{H_D(\omega_i)\}_k^T \{H_D(\omega_i)\}_k \right) \left(\{H_S(\omega_i)\}_k^T \{H_S(\omega_i)\}_k \right)} \quad (3.16)$$

3.1.4. Titreşim Ölçümleri

3.1.4.1. Çalışma Şartlarında Titreşim Ölçümleri

Çalışma Şartlarında Titreşim(ÇŞT), bir yapının yada makinanın çalışması durumunda ortaya çıkan yüzey yerdeğiştirme biçimlerinin ölçülmesi ve görüntülenmesidir. ÇŞT ölçümleri, makinanın panel titreşim şekillerinin belirlenmesindeki uyarıcı kuvvetleri ve buna bağlı olarak yapının gerçek tepkisini içermesinden dolayı, kullanılan etkili bir yöntemdir. ÇŞT ölçüm sonuçları, yaygın

olarak, titreşim yerdeğiştirmesinin makine yüzeyi üzerinde seçilen referans bir noktaya göreceli olarak görüntülenmesi olarak elde edilir.

3.1.4.2. Lazer İle Titreşim Ölçümleri

LDTÖ ile titreşim ölçüm yönteminin en belirgin özelliği titreşim algılayıcısının yapıyla herhangi bir temasının bulunmamasıdır. Böylece yapının titreşim davranışında sensörden kaynaklanan bir müdahale yada etki bulunmamaktadır. Diğer taraftan, yapı ve akustik yayılımı birbirine bağlayan vibro-akustik davranışın çözümlenmesinde bağlantı parametresi olan, yüzey üzerindeki yapının titreşim hızı ile akustik parçacığın hızının ayrıklığı, titreşim hızının doğrudan ölçümünü de gerektirmektedir. Lazer ölçüm yönteminin diğer önemli bir avantajı ise, verdiği bilginin doğrudan elde edilmesi ve hızından dolayı yüksek çözünürlükte olmasıdır.

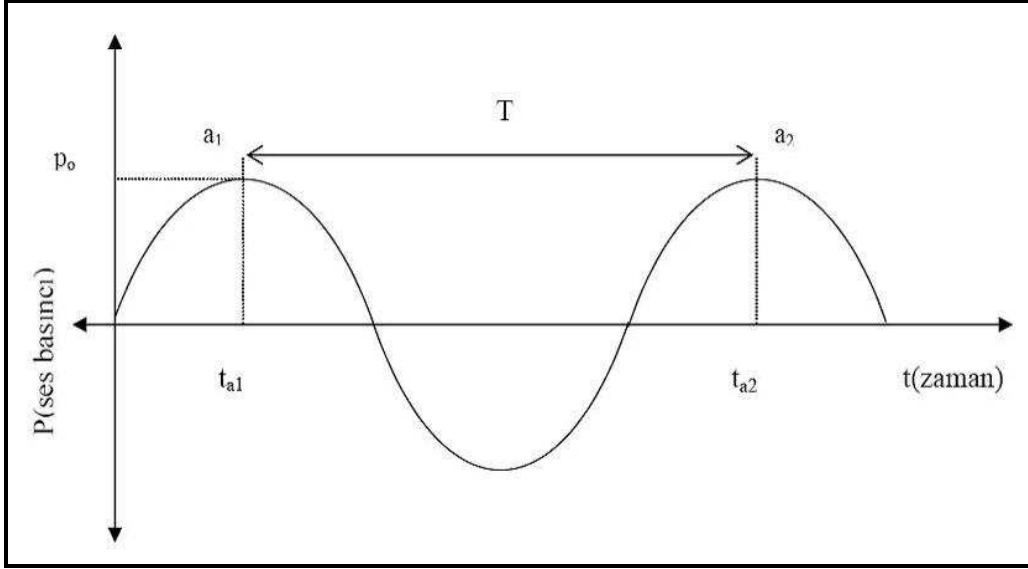
3.2. Akustik Teorisinin Ve Akustik Ölçüm Yöntemlerinin Belirlenmesi

3.2.1. Akustik Teorisi

Akustik, dalga yayılımıyla ortaya çıkan basınç salınımlarının küçük olduğu durumlar için formüle edilir ve söz konusu basınç dalgaları da ses olarak adlandırılır[21]. Periyodik bir dalga hareketinde belirleyici değişkenler, dalgaların ortam içindeki yayılma hızı, ve frekansıdır. Ses terimi genellikle, insan kulağının işitme aralığı olan 20Hz-20kHz arasındaki yayılımlar için kullanılır. Sürekli ortam, katı madde olabildiği gibi, sıvı veya gaz gibi akışkan bir madde de olabilir. Sesin ortamda yayılma hızı, ortamın sıkıştırılabilirlik katsayısı ile doğru orantılıdır. Bu katsayı katı maddeler için yüksek, gazlar içinse düşüktür. Katı bir ortamdaki ses yayılımı, yapı kaynaklı ses olarak adlandırılır. Akışkan bir ortamdaki yayılım ise, pratik olarak en fazla karşılaşılan ortam olan havadan dolayı, hava kaynaklı ses olarak nitelendirilir. Akışkan bir ortamda ses yalnızca basınç dalgalarından oluşur, ancak katı bir ortamda sesin yayılımı hem basınç hem kesme dalgaları ile daha karmaşık dalga biçimlerinden oluşur.

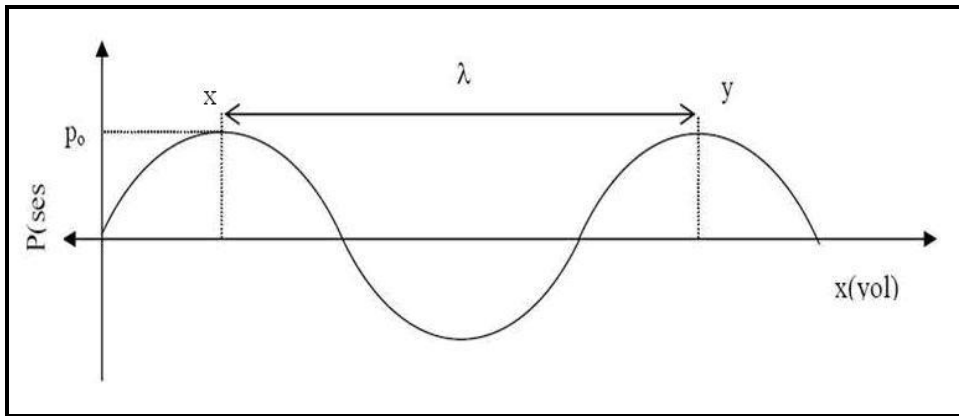
Sesin oluşumu ve yayılması, ortamdaki partiküllerin titreşimi ve bu titreşimlerin komşu partiküllere iletilmesiyle gerçekleşir. Basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir, beyin tarafından ses olarak algılanır[22]. Şekil 3.3 deki grafik basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimini göstermektedir. P_0 ile gösterilen basıncın en büyük değerine

genlik denir. Basıncın, birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana periyot adı verilir. Periyotun birimi “saniye”, sembolü “T”dir. Şekil 3.3 den de görüldüğü gibi basınç değişimi her periyotta tekrarlanmaktadır. Birim zamandaki basınç değişim devir sayısı ise $(1/T)$ frekansıdır. Frekans genellikle bir saniyedeki devir sayısı (Hertz) ile ölçülür.



Şekil 3.3: Ses Basıncı-Zaman Grafiği

Herhangi bir anda, ses dalgasının yarattığı ses basıncının ses kaynağından olan uzaklıkla değişimi Şekil 3.4 de olduğu gibi gösterilebilir. Şekil 3.4 de yatay eksen yolu gösterdiğinden birbirini izleyen iki benzer nokta (örneğin x ve y) arasındaki mesafe ise dalga boyu (λ) olacaktır.



Şekil 3.4: Ses Basıncı-Yol Grafiği

Dalga boyu λ olan bir dalga, periyodu T olan sürede kendi boyu kadar gideceğinden, dalganın yayılma hızı,

$$c = \lambda / T$$

(3.17)

olacaktır. Dolayısıyla, bir dalganın frekansı veya peryodu ile dalga boyu arasındaki ilişki, yayılma hızı c 'ye

$$c = \lambda / T = \lambda \cdot f$$

(3.18)

eşitliği ile bağlıdır. Sesin havadaki yayılma hızı, havanın ideal gaz olarak kabul edilmesiyle,

$$c = 20 T + 273 \text{ m/sn} \quad (3.19)$$

eşitliğiyle bulunur. Burada; T Celcius ($^{\circ}\text{C}$) cinsinden sıcaklıktır. 0°C sıcaklıkta ve %50 izafi nemli havada ses hızı 331,6 m/sn'dir. Ses mutlak sıcaklığın karekökü ile orantılı olmasından dolayı 20°C sıcaklıkta ses hızı 0°C ye göre 12 m/sn civarında artmaktadır. Hava ortamında ses hızı hemen hemen frekans ve atmosfer basıncından bağımsızdır ancak ses hızı önemli ölçüde rüzgar hızı ile değişmektedir. Diğer gaz ortamlarda standart sıcaklık ve basınç şartlarında ses hızı yaklaşık olarak şu formülle hesaplanabilir;

$$c = \sqrt{\gamma \frac{P_{atm}}{\rho}} \quad (3.20)$$

Bu yaklaşık formülde γ spesifik ısıların oranı (C_p/C_v), " P_{atm} " ise $1,013.10^5$ Pa ve ρ yoğunluktur.

3.2.2. Akustik Büyüklükler

3.2.2.1. Ses Basıncı ve Parçacık Hızı

Ses kaynağı, ortamın herhangi bir noktasında basınç değişimleri oluşturan fiziksel nesne veya olaydır. Kaynak noktasında sıkışan ortam, sıkışmaya bağlı olarak yer değiştirecek ve aktarılan enerjiyi potansiyel enerji olarak saklayacaktır. Ortam bu enerjiyi, tekrar yer değiştirerek geri verirken, ortamdaki moleküller hızlanacak, dolayısıyla kinetik enerjileri artacaktır. Dalganın yayılmasını sağlayan da bu birbiri ardına yinelenen potansiyel ve kinetik enerji değişimleri olacaktır[21]. Burada, söz

konusu olan hareket ortamın toplam bir hareketi olmayıp, maddenin yerel olarak yer değiştirdikten sonra yeniden denge konumuna gelmesidir. Diğer önemli bir nokta ise, söz konusu basıncın ortamın denge halindeki statik basıncı değil, dinamik olarak ortama uygulanan küçük basınç değişimleri olduğudur. Ortamın içinde oluşan bu küçük basınç değişimleri ses basıncı, dalga yayılımı sırasında maddenin denge konumu çevresinde yaptığı salınımların hızı da parçacık hızı olarak adlandırılmaktadır.

Günlük konuşma sırasında oluşan ses için basınç salınımlarının yaklaşık değeri, 0.01 Pa, oldukça gürültülü bir trafik ortamı için ise 1 Pa dolayındadır. Sakin bir ortam için ise bu basınç değeri 0.0001 Pa dan düşük olacaktır. Atmosfer basıncının statik değerinin 100000 Pa olduğu düşünüldüğünde ses basıncının bir referans basınca göre logaritmik olarak ifade edilmesi uygun olmaktadır[22]. Sayılardan biri bilinen bir sayı olarak alındığından; desibel, söz konusu bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının 10 katıdır. Desibel ile ölçülen büyüklüklere düzey adı verilmektedir. Örneğin P değerindeki bir basıncın P_{ref} referans değerine göre düzeyi,

$$\text{Düzey(dB)}=10\log P/P_{ref} \quad (3.21)$$

$P_{ref} = 0.000020 \text{ Pa}$ veya $20 \mu\text{Pa}$ uluslar arası referans basıncı seçilerek ses basıncı düzeyi (SBD) Denklem (3.22) deki gibi tanımlanabilmektedir:

$$SBD = 10\log\left(\frac{p^2}{p_{ref}^2}\right) = 20\log\left(\frac{p}{p_{ref}}\right) \quad (3.22)$$

Referans basınç değerinin $P_{ref} = 20 \mu\text{Pa}$ olarak seçilme nedeni; ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için en az 0.000020 Pa değerinde bir basıncın gerekmesidir. Yani 1000 Hz'deki duyma eşiği referans alınmıştır. Ses basıncı düzeyinin tanımlanmasında basınçların karelerinin oranının kullanılma nedeni, dB'in genellikle güç oranları için kullanılması ve gücün de basıncın karesiyle orantılı olmasıdır.

3.2.2.2. Ses Şiddeti

Sesin daha geniş anlamda tanımı, basınç dalgaları yardımıyla enerji taşınımıdır[22]. Ses şiddeti birim alandan birim zamanda geçen enerjinin büyüklüğü olarak

tanımlanmakta ve vektörel bir büyüklük olması sebebiyle akustik enerjinin yönelimiyle ilgili de bilgi vermektedir.

$$(\text{Güç/Birim Alan}) = (\text{Ses Basıncı}) * (\text{parçacık hızı})$$

$$I = p * v \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.23)$$

Ses şiddeti vektörel bir büyüklüktür ve yönü parçacık hızıyla aynı doğrultudadır. Ses şiddeti vektörü en genel haliyle akustik enerjinin büyüklüğünü ve yayılma biçimini tanımlar ve akustik alanla ilgili tüm bilgiyi içerir. Ses şiddetinin ölçümü için gerekli parçacık hızının doğrudan ölçülmesi yerine bazı yaklaşımlar kullanılmaktadır. Şimdi bu yaklaşımlar incelenecek olursa, en kolay çözümlenebilecek dalga biçimi düzlemsel dalgalardır. Bir düzlemsel dalga için, yayılım tek doğrultudadır ve yayılım biçimi bu doğrultuya dik düzlemler biçimindedir. Bu durumda ses basıncı ile parçacık hızı arasında faz farkı olmayacağından,

$$p = (\rho_{ort} * c) * v \quad (3.24)$$

şeklinde bir bağıntı geçerlidir. Burada “ ρ_{ort} ” ortamın denge halindeki yoğunluğunu, “ c ” ise ortamdaki ses hızını belirtir ve elektriksel analogiden $(\rho_{ort} * c)$ ortamın karakteristik empedansı olarak olarak adlandırılır. Hava için bu değer, 415 Pa*s/m dir.

Ses şiddetinin Denklem (3.23) deki ifadesi aynı olsa da, küresel bir yayılımda hem ses basıncı hem de parçacık hızı merkezden olan uzaklıkla ters orantılı olarak değişir ve de parçacık hızı ile ses basıncı arasında, uzaklıkla ters orantılı olarak, bir faz farkı mevcuttur. Bir akustik kaynaktan yayılım yukarıdaki örneklerde verildiği gibi oldukça basit olabildiği gibi son derece karmaşık ta olabilir. Yakın alan bu karmaşıklığın olduğu bölgedir. Daha içerikli bir tanımla, yakın alanda ses basıncı ile parçacık hızı arasında karmaşık bir faz ilişkisi mevcuttur ve uzak alanda bu ilişki küresel dalgalara benzemeye başlar ve faz farkı sıfır değerine yaklaşır.

$I_{ref} = 10^{-12} \text{ W / m}^2$ değeri için ses şiddeti düzeyi (SŞD), Denklem (3.25) deki gibidir:

$$S\check{S}\check{S} = 10 \log(I / I_{ref}) = 10 \log((p^2 / (\rho * c)) / I_{ref}) \quad (3.25)$$

$$S\check{S}\check{S} = 10 \log\left[\left(p^2 / p_{ref}^2\right) * \left((p_{ref}^2 / (\rho * c)) / I_{ref}\right)\right] \quad (3.26)$$

$$S\ddot{S}\ddot{S} = SBD + 10 \log \left[\left(p_{ref}^2 / (\rho * c) \right) / I_{ref} \right] \quad (3.27)$$

İlgili değerler logaritmik ifadede yerine yazılırsa,

$$S\ddot{S}\ddot{S} = SBD - 0.16 [\text{dB}] \quad (3.28)$$

olarak elde edilir[22].

3.2.2.3. Ses Gücü

Ses gücü düzeyi, sesin veya gürültünün, kaynaktan ortama aktarılan ve ortamda patika boyunca basınç dalgaları olarak yayılan bir enerji biçimi olduğu yukarıda belirtilmişti. Bu durumda, bir kaynağın yaydığı sesi nitelemenin en doğru yolu, birim zamanda yayılan enerji olarak Ses Gücü Düzeyini (SGD) belirtmek olacaktır[22]. Ses şiddeti birim alandan birim zamanda yayılan ses enerjisidir. Bu durumda, ses gücü ses şiddeti cinsinden ifade edilebilir. Bunun için kaynağı çevreleyen sanal, kapalı bir yüzey düşünelim. Bu alan üzerinde ses şiddetini ölçüp, ilgili yüzeylerde entegre edersek kaynağın yaydığı toplam ses gücünü bulabiliriz. Toplam ses gücü sanal yüzey alanı ile bu yüzeydeki ortalama ses şiddetinin çarpımı ile de elde edilebilir.

Ses gücü W ile ifade edilirse, $W = (\text{Yüzey Alanı}) * (\text{Ortalama Ses Şiddeti})$ olarak bulunur ve akustik güç Watt olarak birimlendirilir. Ses gücü uluslararası referans değeri, $W_{ref} = 10^{-12}$ W tır. O halde ses gücü düzeyi,

$$SGD = 10 \log \left[W / W_{ref} \right] \quad (3.29)$$

olarak elde edilir.

SGD yalnızca kaynağın bir özelliği olduğu halde ses basıncı düzeyi kaynak kadar ortamında bir fonksiyonudur. SGD farklı boyutlarda ve tipteki makinaların karşılaştırılması için kullanılabilir. SGD gürültü denetimine yönelik olarak bir makinanın ilgili özellikleri taşıyıp taşımadığına dair uygun bir kriterdir. SGD bilindiği taktirde verilen bir ortamın, verilen bir noktası için ses basıncı düzeyi kolayca hesaplanabilir ama, tersi olanaksızdır. SGD makinaya ait bir tasarım parametresi olarak son derece uygun bir ölçüttür.

3.2.3. Akustik Ölçüm Yöntemleri

3.2.3.1. Ses Basıncı Ölçümleri

Ses basıncının ölçümü özel mikrofonlarla yapılır. Mikrofon, basınç değişimlerini elektrik sinyallerine çeviren bir dönüştürücüdür. Ölçüm amaçlı mikrofonlarda bu işlem bir kapasitör(condenser) üzerindeki gerilim değişimleri algılanarak yapılır. Ses basıncının ölçümü, gelişen teknoloji ile fazla zorluk içermemektedir. Ancak parçacık hızının ölçümü son derece zordur ve yapılan bazı kabullerle, ya da son yıllarda geliştirilen çift mikrofon teknikleriyle aşılabilmektedir[23,24].

3.2.3.2. Ses Şiddeti Ölçümleri

Ses şiddetini, ses basıncına bağlayan ilişkiden yukarıda bahsedilmişti. Şimdi de, ses şiddetinin gerçek değerinin bulunabilmesi için kullanılan ölçüm yönteminden bahsedilecektir. Sesin yayılımında, basınç değişimlerinin ortamın elastisitesinden dolayı potansiyel enerjiye ve daha sonra bunların parçacık hızının bir fonksiyonu olarak kinetik enerjiye dönüşmesi söz konusudur. Bu değişim matematiksel ifadeyle her iki değişkenin gradyanı, yani uzaysal türevi ile ilgilidir[22].

Parçacık hızının deneysel yöntemlerle ölçülmesi çok zordur. Parçacık hızının belirlenmesinde yaygın olarak ses şiddeti probu kullanılmaktadır. Ses şiddeti probu ise, birçok mikrofon arasından fazları eşleşmiş olarak seçilen ve aralarında ölçümün yapılacağı frekansa bağlı olarak sabit bir mesafe bulunan mikrofon çiftinden oluşmaktadır. İki mikrofondan elde edilen ses sinyalleri arasındaki farkın karşılaştırılmasıyla, ses şiddeti analizörü iki mikrofon arasındaki orta noktada ses basıncı ve parçacık hızını hesaplamaktadır. Bu iki büyüklüğün vektörel olarak çarpılmasıyla da ses şiddeti elde edilmektedir[22].

Ses şiddeti ölçümlerinde parçacık hızının belirlenebilmesi için, basınç gradyeninin hesaplanması gerekmektedir. Parçacık hızının gerçek değeri Denklem (3.30) daki gibi hesaplanmaktadır[22].

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.30)$$

Ses şiddetinin belirlenmesinde ölçülen hız değeri için Denklem (3.31) daki eşitlik kullanılmaktadır.

$$\rho \frac{\partial v_m}{\partial t} = \frac{p(x) - p(x + \Delta x)}{\Delta x} \quad (3.31)$$

Denklem (3.31) deki x ve Δx ses şiddeti probundaki iki mikrofonun konumlandırıldığı mesafeyi göstermektedir. Ayrıca v_m , iki mikrofonun orta noktasında hesaplanan hız değerini göstermektedir. Ses şiddeti zaman ve frekans alanında olmak üzere iki şekilde hesaplanabilmektedir.

Zaman Alanında Ses Şiddetinin Hesaplanması:

Zaman alanında ses şiddetinin belirlenmesi için Denklem (3.31) deki basınç farkının bir analog elektrik devresi ya da dijital sinyal işleyici tarafından Denklem (3.32) deki gibi integre edilmesi gerekmektedir.

$$v_m(t) = \frac{1}{\Delta x \rho} \int [p(x) - p(x + \Delta x)] dt \quad (3.32)$$

Zamana bağlı ses şiddeti, basınç ve hızın çarpımının sonucudur. Aralarında sabit mesafe olan iki bitişik mikrofondan elde edilen basınç sinyalleri kullanılarak, iki mikrofonun orta noktasındaki ortalama ses basıncı olan $p_m(t)$ Denklem (3.33) deki gibi hesaplanmaktadır.

$$p_m(t) = \frac{1}{2} [p(x) + p(x + \Delta x)] \quad (3.33)$$

Bu ifadelerin ışığında, ses şiddeti Denklem (3.34) deki gibi elde edilebilmektedir.

$$I(t) = p_m(t) v_m(t) = \frac{1}{2\rho\Delta x} [p(x) + p(x + \Delta x)] \int [p(x) - p(x + \Delta x)] dt \quad (3.34)$$

Analog veya dijital integratör yardımıyla zaman ortalaması da Denklem (3.35) deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\bar{I} = \frac{1}{2\rho\Delta x T} \int_0^T [p(x) + p(x + \Delta x)] \int [p(x) - p(x + \Delta x)] dt dt \quad (3.35)$$

Denklem (3.35) deki T ortalama zamanı göstermektedir[22].

Frekans Alanında Ses Şiddetinin Hesaplanması:

Frekans alanında ses şiddetinin belirlenmesi için, iki mikrofon pozisyonunda ölçülen ses basınçlarının genliklerinin ve aralarındaki faz ilişkisinin bilinmesi gerekmektedir. $p(x)$ ve $p(x + \Delta x)$ ile gösterilen basınç sinyallerine ait genlik bilgisi öncelikle belirlenmelidir. Zaman alanında sıralı sinyaller olan $p(x)$ ve $p(x + \Delta x)$ kompleks spektral seriler ile ifade edilmektedir. Kompleks spektral serinin katsayıları HFD analizi yardımıyla zaman alanındaki sinyalden çıkarılabilmektedir. Saf tonlar olan $p(x)$ ve $p(x + \Delta x)$ zaman alanındaki sinyallerin kompleks genliklerini ifade etmektedirler. Zaman alanında Denklem (3.32) deki gibi ifade edilen hız değeri, frekans alanında Denklem (3.36) daki gibi ifade edilmektedir.

$$v_m = \frac{-j}{\omega \rho \Delta x} [p(x) - p(x + \Delta x)] \quad (3.36)$$

Yine p_m , Denklem (3.33) deki gibi belirlenmektedir. Bu ifadelerle ses şiddeti Denklem (3.37) deki forma dönüşmektedir.

$$I_m = \frac{1}{2} R(p_m v_m^*) = \frac{1}{4\omega \rho \Delta x} R\{[j[p(x) + p(x + \Delta x)]] [p^*(x) - p^*(x + \Delta x)]\} \quad (3.37)$$

Denklem (3.37) deki $*$ kompleks eşleniği göstermektedir. Dolayısıyla pp^* reel bir büyüklüktür. Buradan I_m , Denklem (3.38) deki gibi elde edilmektedir.

$$I_m = \frac{1}{4\omega \rho \Delta x} R\{-j[p(x)p^*(x + \Delta x) - p^*(x)p(x + \Delta x)]\} \quad (3.38)$$

Son ifadeden görüleceği üzere, I_m 'nin hesaplanmasında $|p(x)|$ ve $|p(x + \Delta x)|$ genlikleri ile bu sinyallerin faz farkının kullanılması yeterlidir[22]. $p(x)p^*(x + \Delta x)$ ifadesi çapraz spektral yoğunluk olarak isimlendirilmektedir. Bu ifadenin imajiner kısmından ise, vektörel bir büyüklük olan ses şiddeti elde edilmektedir.

Ses Şiddeti Ölçümündeki Sınırlamalar:

Ses şiddeti ölçümünün serbest alan yaratılması amacıyla özel olarak tasarlanan anekoik odalarda ölçülmesi durumunda, ölçümün güvenilir olarak elde edilebileceği alt ve üst frekans sınırları ortaya çıkmaktadır. Ses şiddeti ölçümünün gerçekleştirildiği anekoik test ortamında kullanılan akustik takozların büyüklüğüne

bağlı olarak, test odasının en düşük cut-off frekans değerinden itibaren ölçümler güvenilir olarak elde edilmektedir. Ayrıca ölçümlerin güvenilir olarak elde edilebileceği üst frekans limitini, literatürde genel olarak iki mikrofon arasındaki mesafenin x ile gösterildiği düşünülürse, $x < (\lambda/5)$ olacak şekilde λ dalgaboyuna karşı gelecek frekans değeri belirtmektedir[22].

3.2.3.3. Ses Gücü Düzeyi Ölçümleri

Uygulamalarda ses gücü düzeyi ölçümü, ölçüm koşullarına ve yöntemine bağlı olarak farklı biçimlerde yapılmaktadır. Akustik yayılım, kaynak ve kaynağın bulunduğu ortam olmak üzere iki bileşene sahiptir. Bu ölçümler ölçümün yapıldığı akustik ortama, kullanılan ölçüm yöntemlerine ve ses gücü hesaplanmasında kullanılan yöntemlere göre üçe ayrılmaktadır[23, 25-28]. Aşağıda bu konuda özet bilgiler verilmiştir.

Ölçümün Yapıldığı Akustik Ortama Göre Yöntemler:

Serbest Alan: (Free-field)

Ses kaynağının bulunduğu ortam her yönde tam yansımaz ise serbest alan koşulları sağlanır. Bu koşulun benzeşimini sağlamak üzere çınlamasız ya da tam yansımaz (anechoic room) olarak adlandırılan özel odalar kullanılır.

Tam Yansımali Yüzey Üzerinde Serbest Alan: (Free-field over a reflecting plane)

Ses kaynağının serbest alan içinde, tam yansımali bir yüzey üzerine konulduğu durumdur. Bu koşulun ölçüm ortamı olarak benzeşimi tabanı sert yüzeyden oluşan, diğer yüzeyleri yutumluyıcı, yarı çınlamasız (semi-anechoic room) olarak anılan özel odalardır.

Yayıcı Ortam: (Diffuse Field)

Yayıcı ortam ses kaynağının çok yakın alanı dışında, ses yönelsemesinin rastgele olduğu ortamlardır. Söz konusu koşul, tam yansıtıcı ve benzeşimsiz geometriye sahip duvarlara sahip çınlanım odası (reverberation chamber) denilen, kalibre edilmiş özel odalarda sağlanır.

Kaynak Gerçek Ortamı: (In-situ Conditions)

Özel hiçbir koşulun olmadığı ve ses kaynağının olağan olarak bulunduğu ortamdır. Ölçüm kaynağın çalıştığı koşullarda ve ortamlarda yapılır.

Kullanılan Ölçüm Yöntemleri:

Ses Basıncı Düzeyi(SBD) Yöntemi:

Ses gücü kestirimi için akustik ortamda yapılan ses basıncı düzeyi ölçümleridir.

Ses Şiddeti Düzeyi(SŞD) Yöntemi:

Enerji akısı vektörü olan ses şiddeti doğrudan ölçülerek yapılan kestirimlerdir.

Ses Gücü Hesaplanmasında Kullanılan Yöntemler:

Doğrudan Kestirme Yöntemleri:

Ses gücünün kaynağı çevreleyen sanal bir yüzey üzerinde yapılan temel akustik değişkenler kullanılarak hesaplanmasıdır.

Karşılaştırma Yöntemi:

Kaynağın ses gücünün, bilinen bir ses kaynağının yayılımı ile karşılaştırılarak bulunmasıdır.

4. İŞLETME KOŞULLARINDA TİTREŞİM-GÜRÜLTÜ ÖLÇÜMLERİ

4.1. İşletme Koşullarında Titreşim Ölçümleri

Makinaların panelleri üzerinden alınan İKTŞ(İşletme Koşullarında Titreşim Şekli) ölçümleri, Brüel&Kjaer OMETRON VPI 8330 tipi Lazer ölçüm sistemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kullanılan Lazer ölçüm sistemi Şekil 4.1 de görülmektedir.



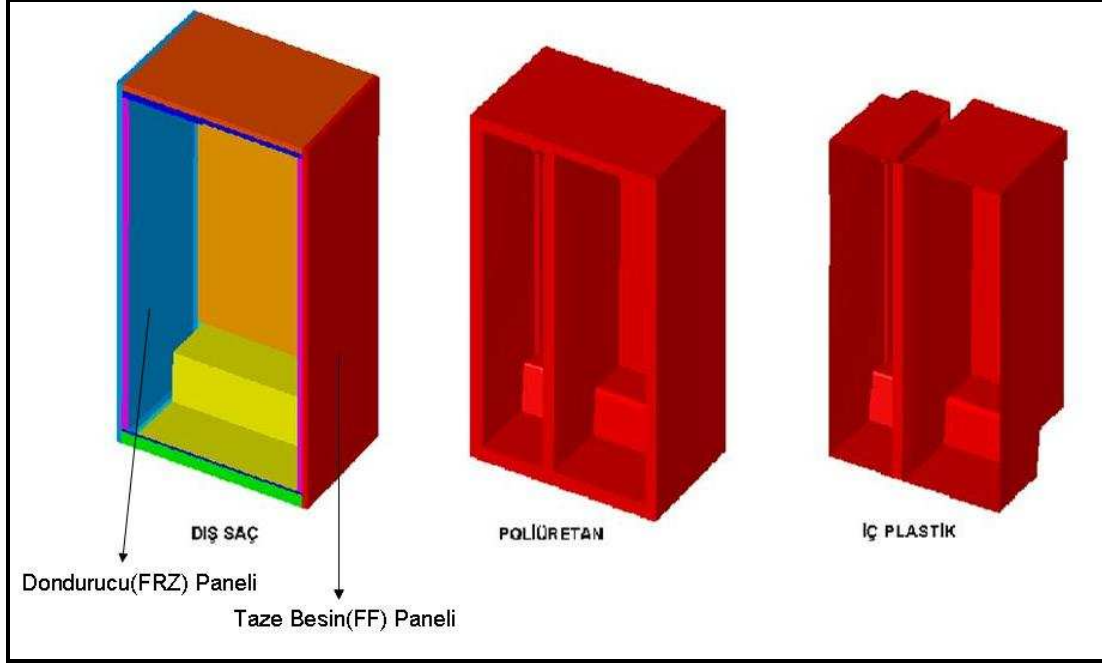
Şekil 4.1: OMETRON VPI Lazer Ölçüm Sistemi

8330 tipi lazer ölçüm sisteminin kullanılmasıyla, ölçümlerde kütle etkisi ortadan kaldırılmış, yüksek çözünürlükte ölçümler alınmıştır. Ölçümlerin temelinde elektromanyetik dalga teorisi vardır. Lazer ölçüm sistemi ile zaman ve frekans alanında ölçümler alınabilmekte, modal analiz gerçekleştirilebilmekte ve birden fazla sarsıcı kullanılarak titreşim ölçümleri yapılabilmektedir.

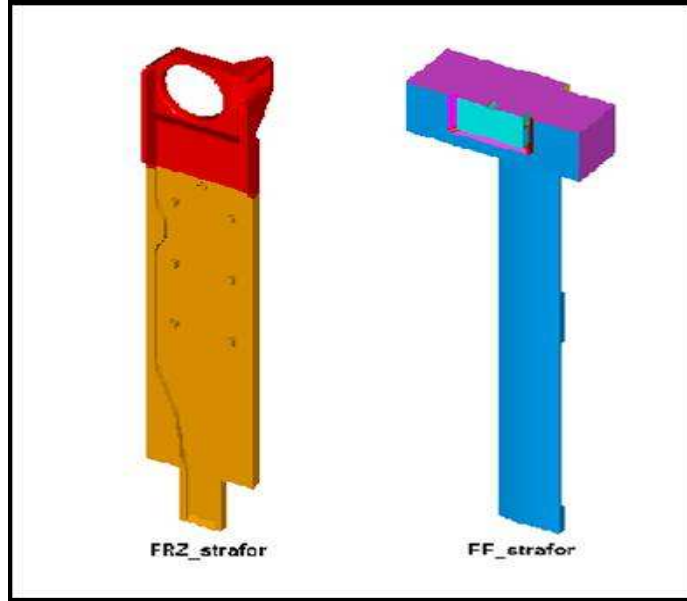
4.1.1. Gardrop Tipi Kapısız Buzdolabı için İKTŞ Ölçümleri

Kapısız buzdolabında yalnızca evaporatör fanının çalıştığı çalışma koşullarında, buzdolabının panelleri üzerinden yüzey titreşim hızı verileri alınmıştır. Kapısız buzdolabı; dış gövde sacı, poliüretan köpüğü, iç gövde plastiği ve straforlardan

oluşmaktadır. Ölçümlerde buzdolabında rafların olmadığı kabulü yapılmıştır. Kapısız buzdolabının sayısal ortamda modellenen parçaları (Şekil 4.2 ve 4.3) deki gibidir.



Şekil 4.2: Kapısız Buzdolabı Elemanları

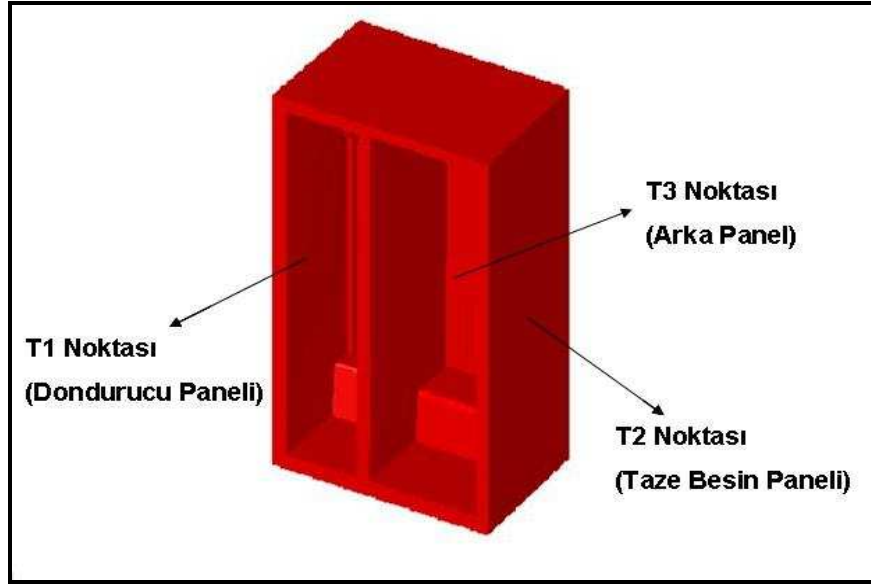


Şekil 4.3: Kapısız Buzdolabı Elemanları

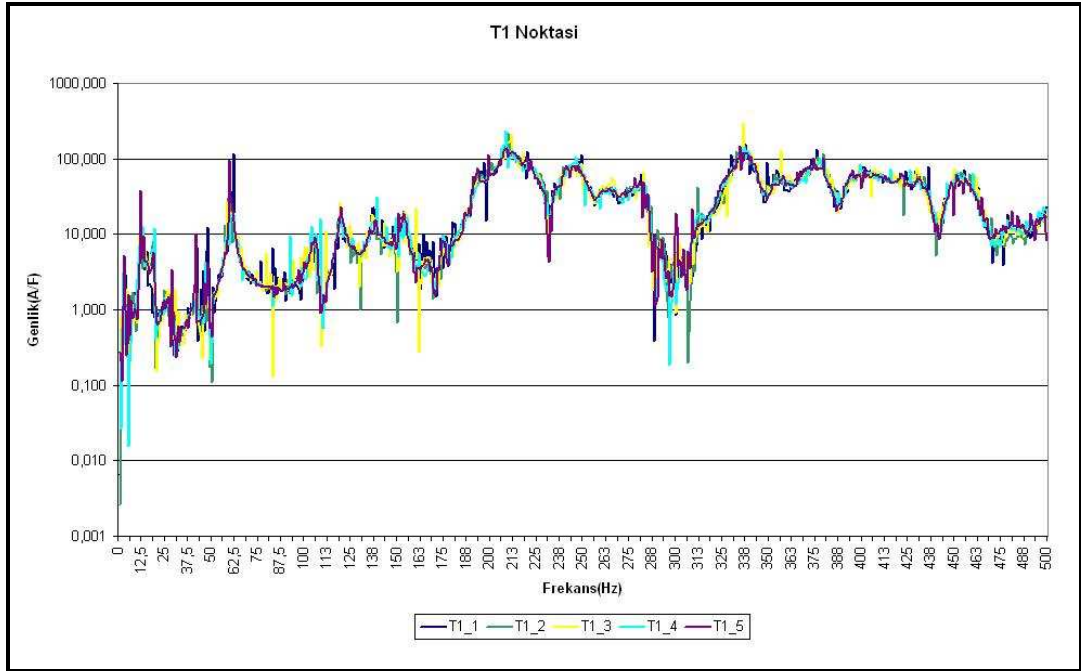
Kapısız buzdolabının dondurucu (Freezer-FRZ) bölmesinin yan panelinden, taze besin(Fresh-Food-FF) bölmesinin yan panelinden ve arka panelden titreşim hızı ölçümleri alınmıştır.

Buzdolabının dondurucu, taze besin ve arka panellerinden alınan İKTŞ ölçümlerinin tekrarlanabilirliğinin sınanması için beş farklı günde aynı çalışma şartlarında ölçümler gerçekleştirilmiştir. T1 ve T2 noktalarındaki sonuçlardan buzdolabının tüm

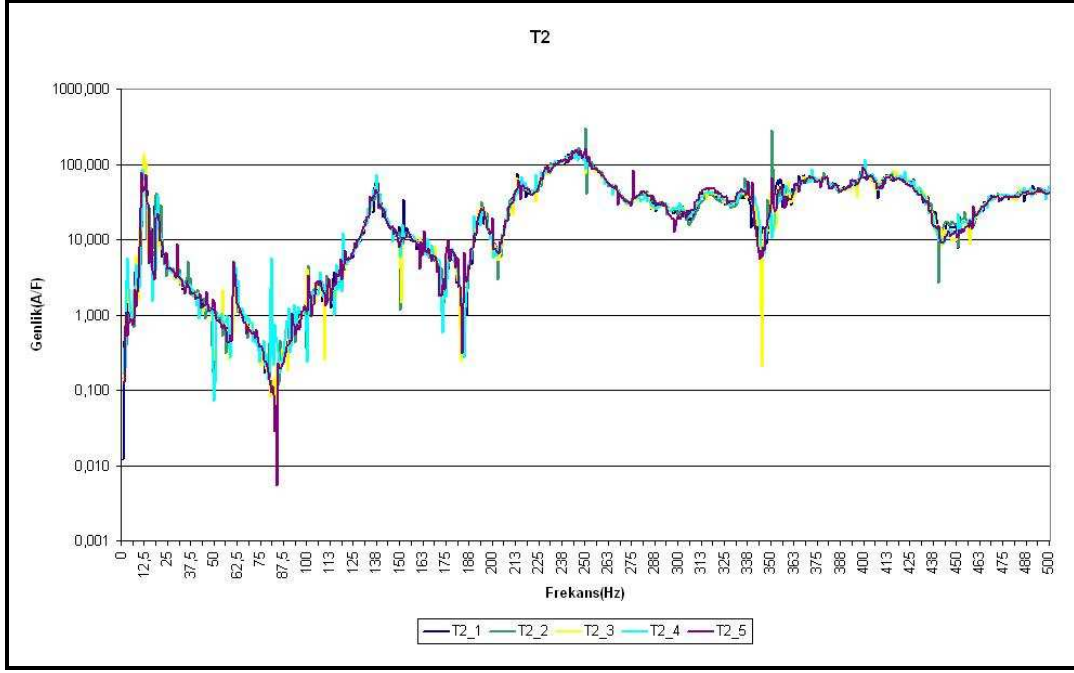
panellerinin frekans-hız değişiminin tekrarlanabilir olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca T3 noktası için beş farklı günde, 10, 25, 50, 75, 100 adet beş farklı ortalama ile aynı çalışma şartlarında ölçümler alınmış ve yaklaşık aynı temizlikte sonuçlar elde edilmiştir. Buradan ortalama sayısının artmasının, toplanan verilerin temiz olması üzerinde çok etkili olmadığı sonucu çıkartılabilir. şekil 4.4-4.7 arasında, ölçüm noktaları ve bu noktalardan alınan sonuçlar sırasıyla verilmiştir:



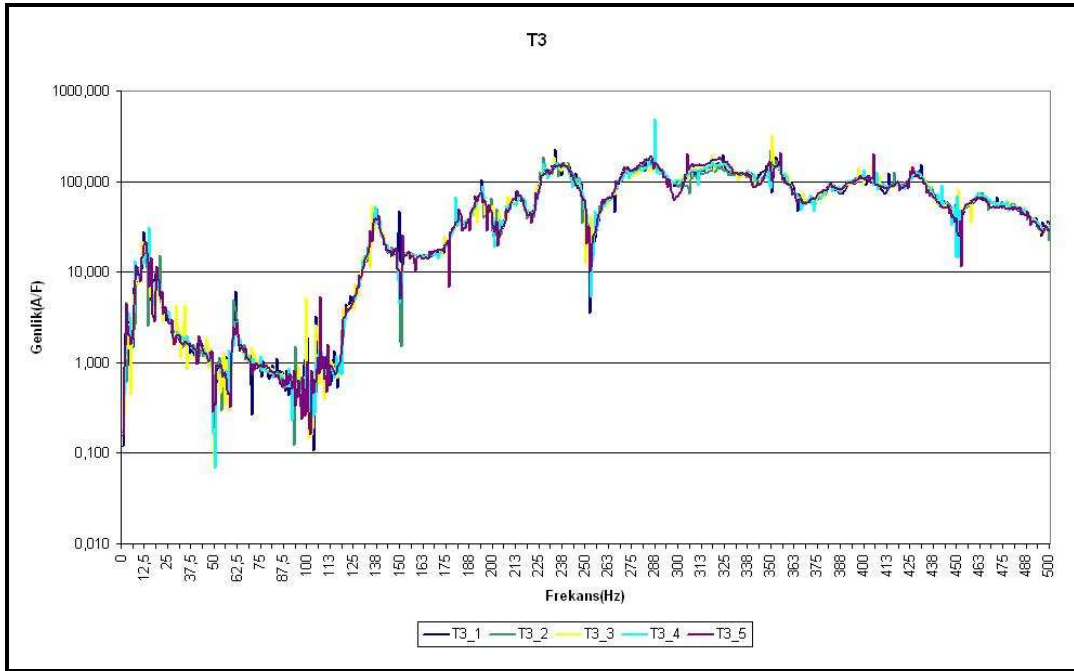
şekil 4.4: İKTş Tekrarlanabilirlik Ölçüm Noktaları



şekil 4.5: T1 Noktası Tekrarlanabilirlik Ölçümleri



Şekil 4.6: T2 Noktası Tekrarlanabilirlik Ölçümleri

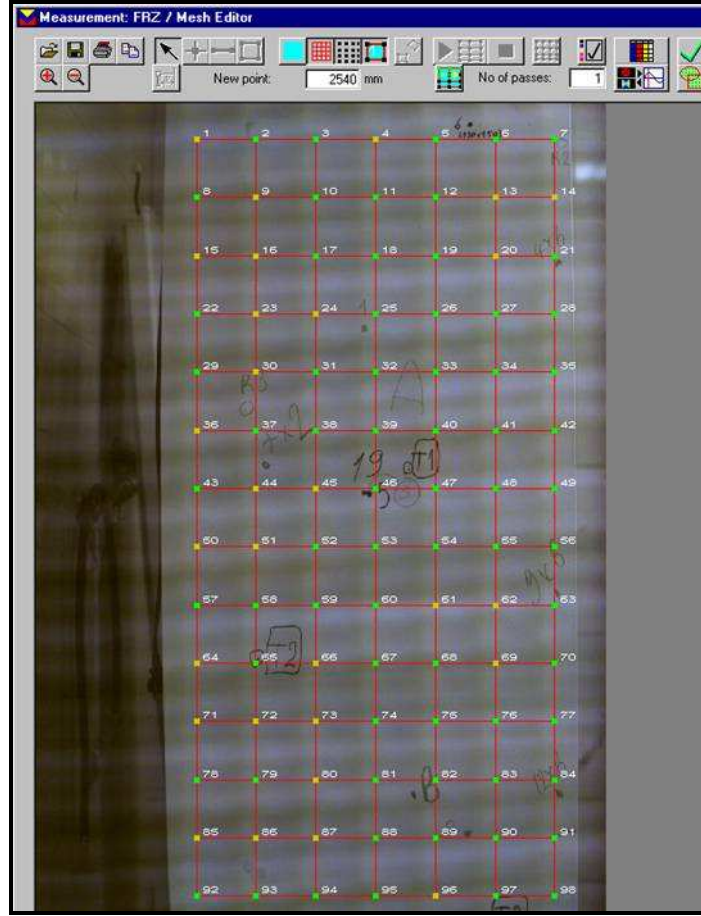


Şekil 4.7: T3 Noktası Tekrarlanabilirlik Ölçümleri

4.1.1.1. Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü

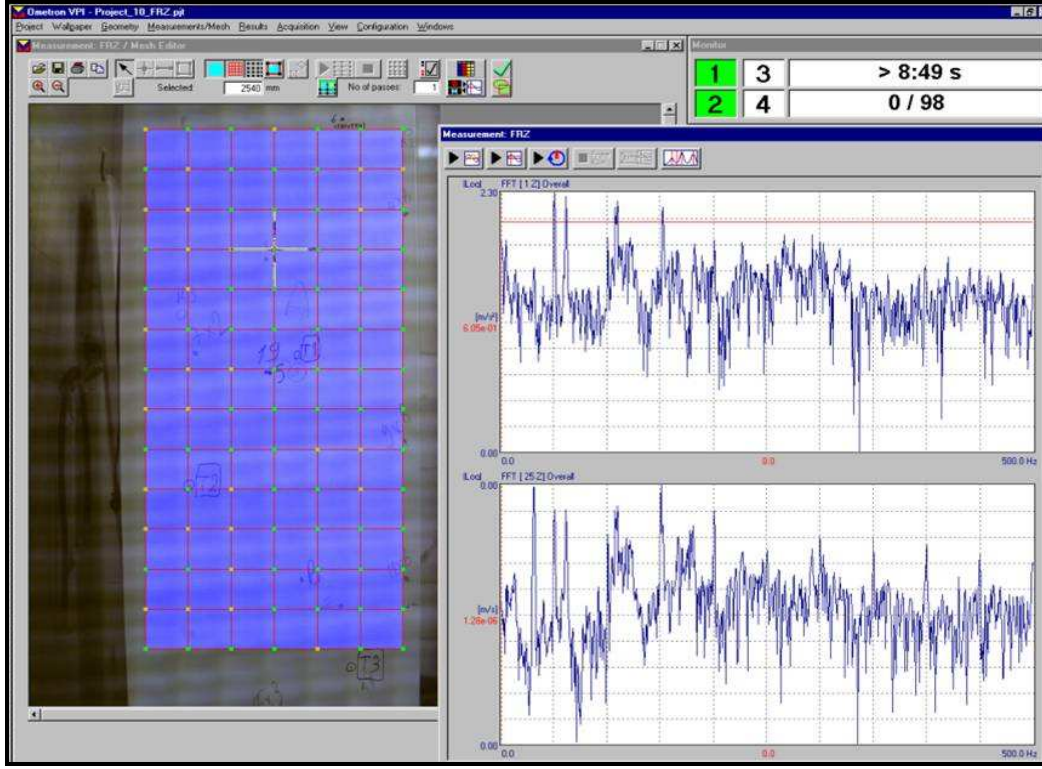
Dondurucu paneli üzerinden alınan İKTŞ ölçümünde, çalışma şartlarında yüzey üzerinden alınan hız verisinin HFD(Hızlı Fourier Dönüşümü)’sine bakılarak belirlenen kritik frekans değerlerindeki yüzey titreşim hız haritaları belirlenmiştir. Dondurucu paneli lazer ölçüm sistemi kullanılarak öncelikle küçük sonlu elemanlara bölünmüş ve dondurucu panelinin yüzeyi 98 adet ölçüm noktası ile tanımlanmıştır.

90 numaralı ölçüm noktası referans noktası olarak belirlenmiştir. Titreşim ölçümleri, buzdolabında sadece evaporatör fanının dışardan beslenerek çalıştığı durumda alınmıştır. Şekil 4.8 de ölçümde kullanılan noktalar görülmektedir:



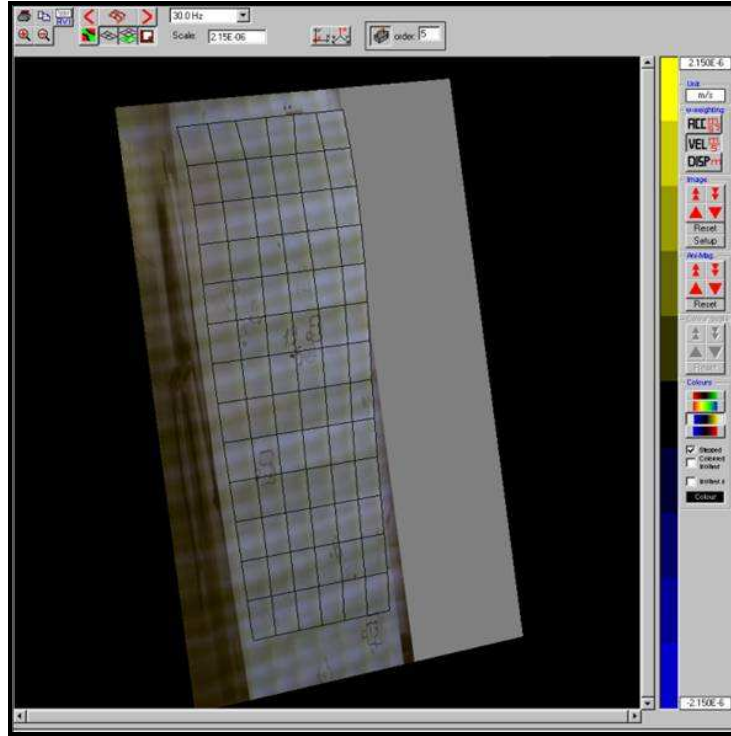
Şekil 4.8: Dondurucu Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları

Alınan verilerin işlendiği ve yüzey üzerinde sonlu elemanların oluşturulduğu OMETRON sisteminde herhangi bir noktaya ait tipik bir ölçüm Şekil 4.9 de görülmektedir:

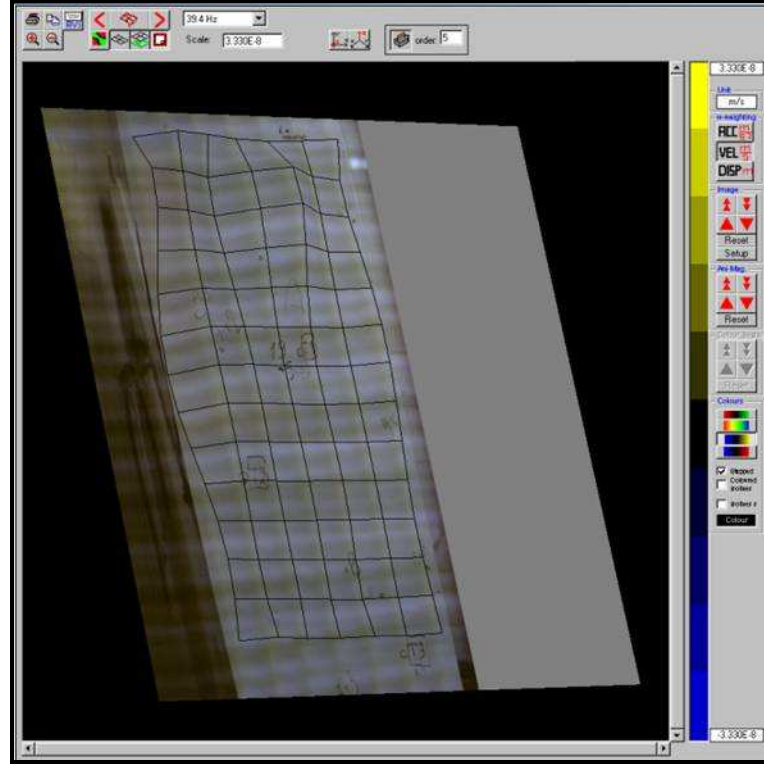


Şekil 4.9: Ölçüm Sisteminden Alınan Tipik Bir Örnek

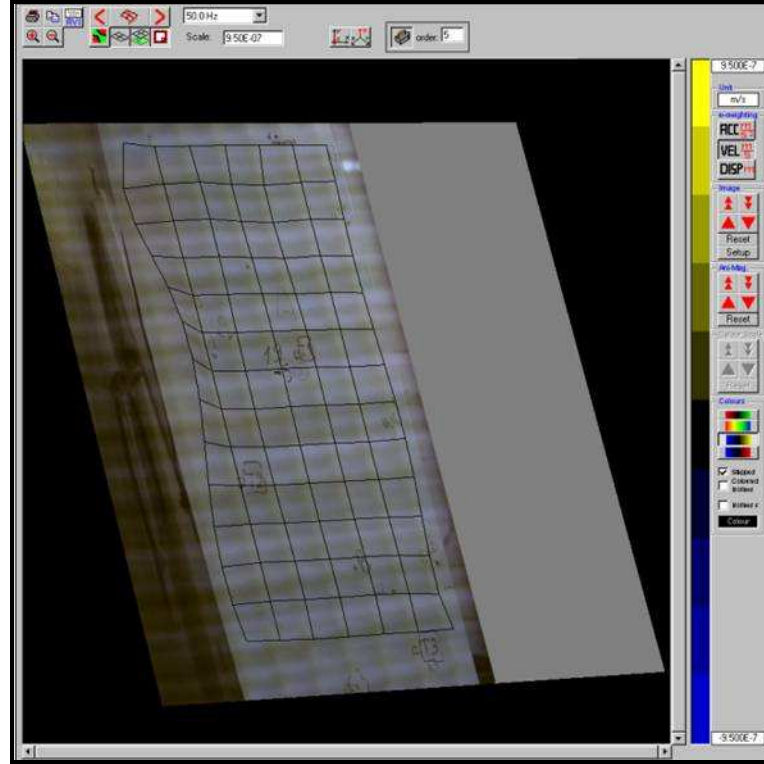
Şekil 4.10-4.16 arasında kapısız buzdolabının dondurucu paneli üzerinden düşük frekanslar için belirgin olarak elde edilen yedi adet yüzey titreşim şekli görülmektedir:



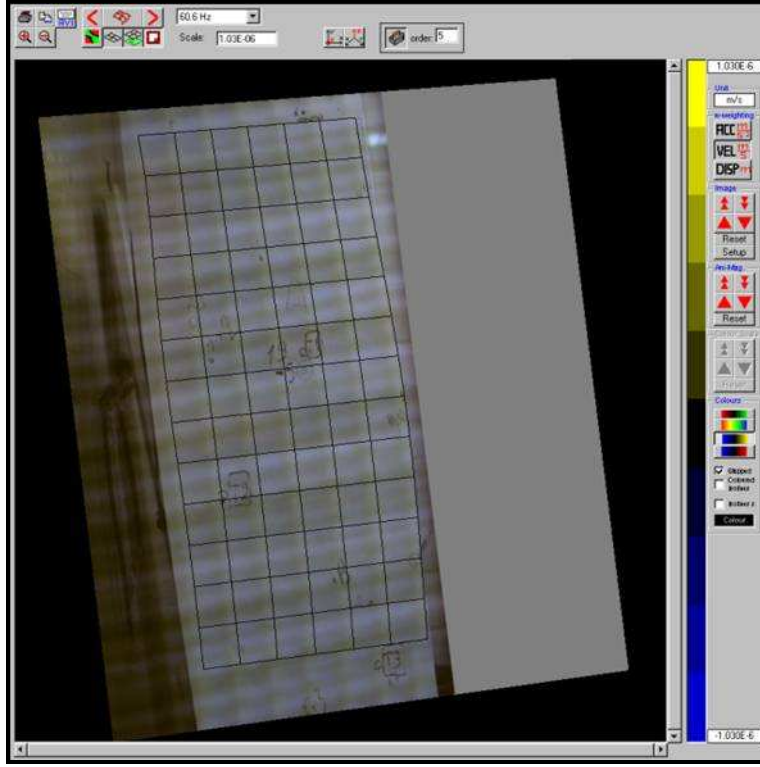
Şekil 4.10: 30 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli



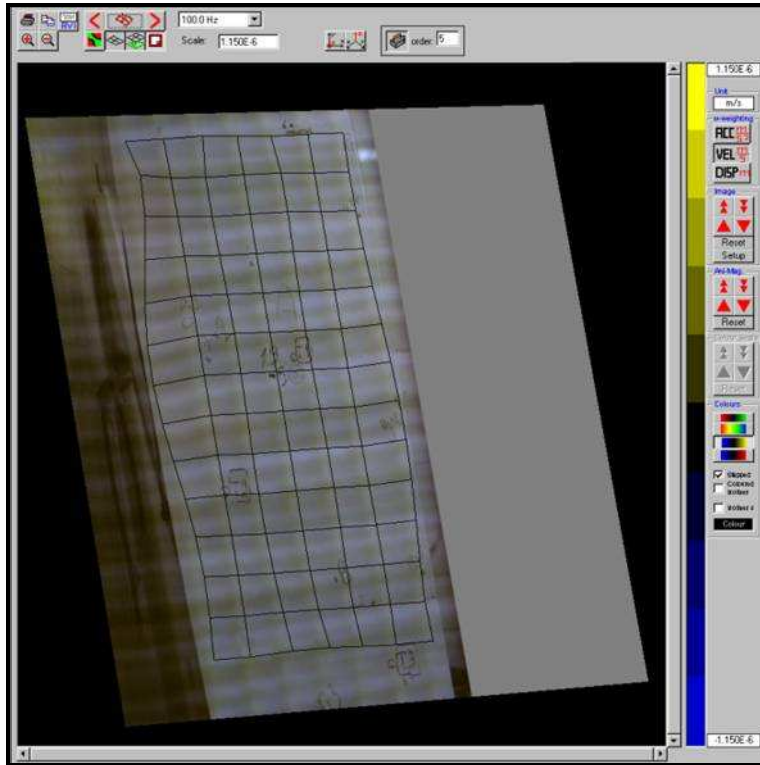
Şekil 4.11: 39.4 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli



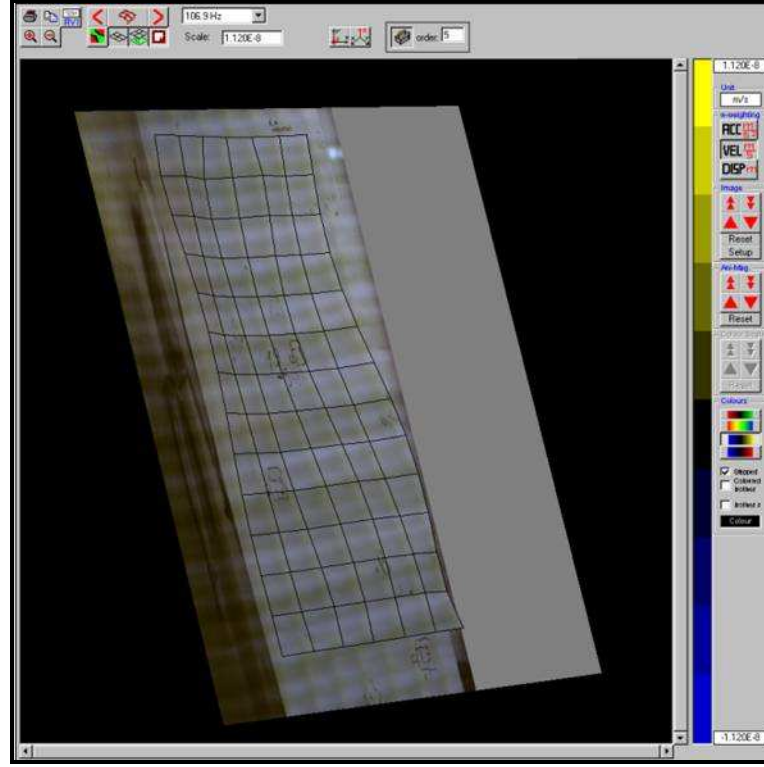
Şekil 4.12: 50 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli



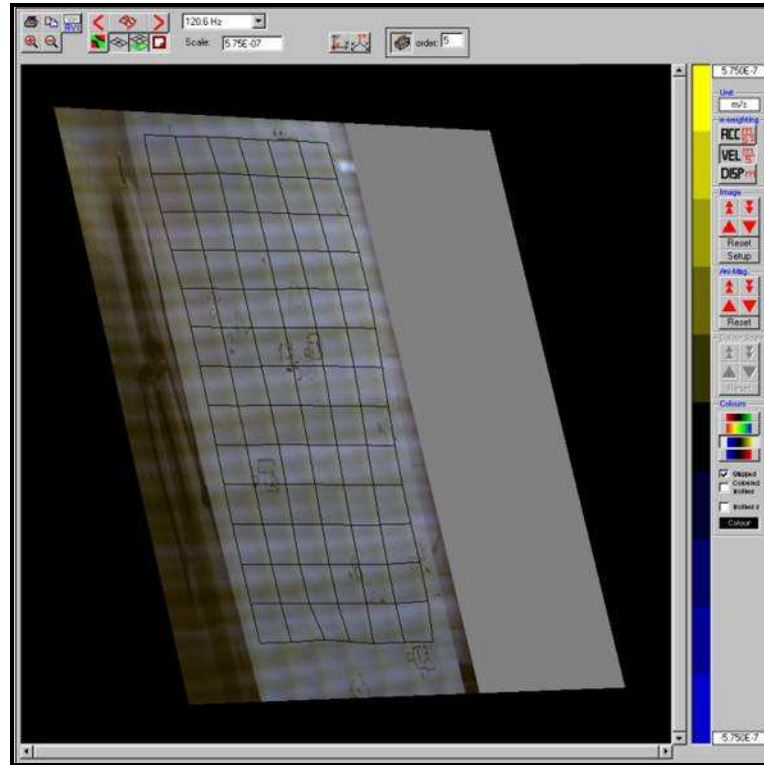
Şekil 4.13: 60.6 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli



Şekil 4.14: 100 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli



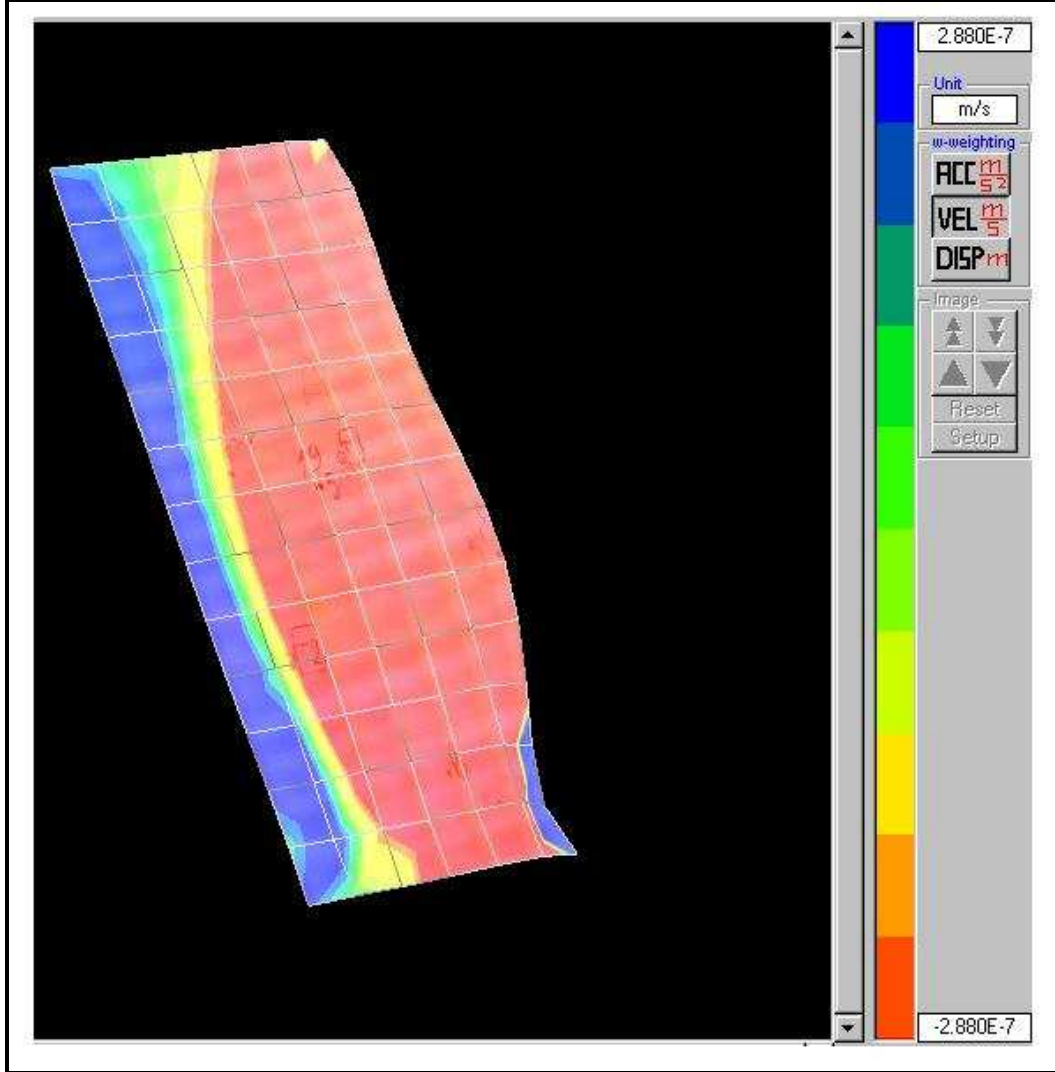
Şekil 4.15: 106.9 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli



Şekil 4.16: 120.6 Hz deki Yüzey Titreşim Şekli

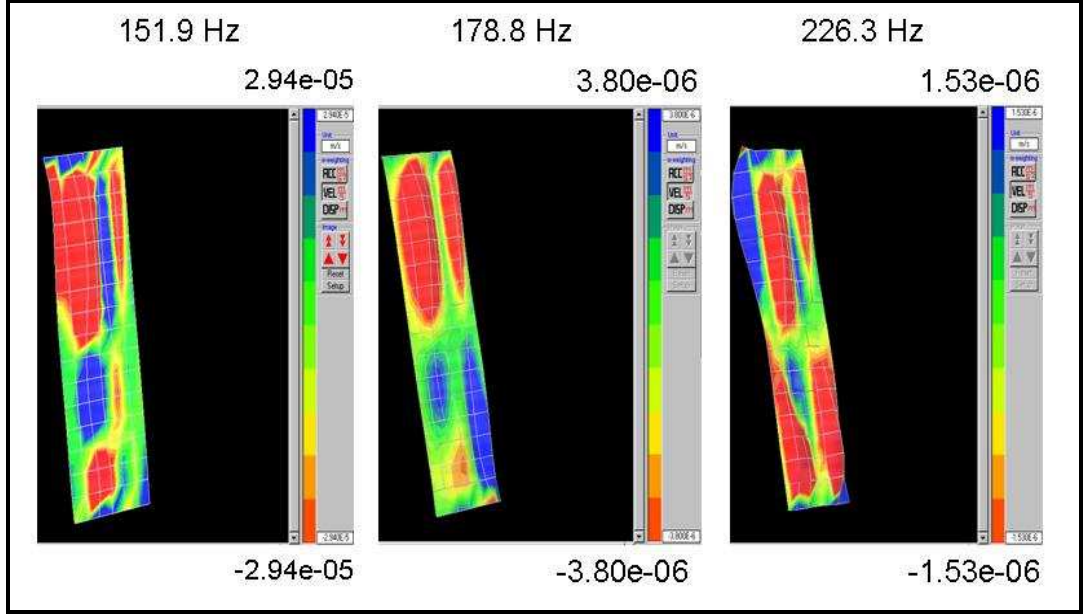
Buzdolabının dondurucu panelinden diğer yüksek frekanslar için elde edilen titreşim şekillerinin daha karmaşık olduğu görülmüştür. Titreşim şekillerinde görülen kırmızı renkli bölgeler negatif yönde değişimin en fazla olduğu bölgeleri, mavi renkli

bölgeler ise pozitif yönde değişimin en fazla olduğu bölgeleri göstermektedir. Şekil 4.17 de buzdolabının herhangi bir paneline ait titreşim şekli detaylıca verilmektedir:



Şekil 4.17: Buzdolabı Paneli İçin Örnek Titreşim Şekli

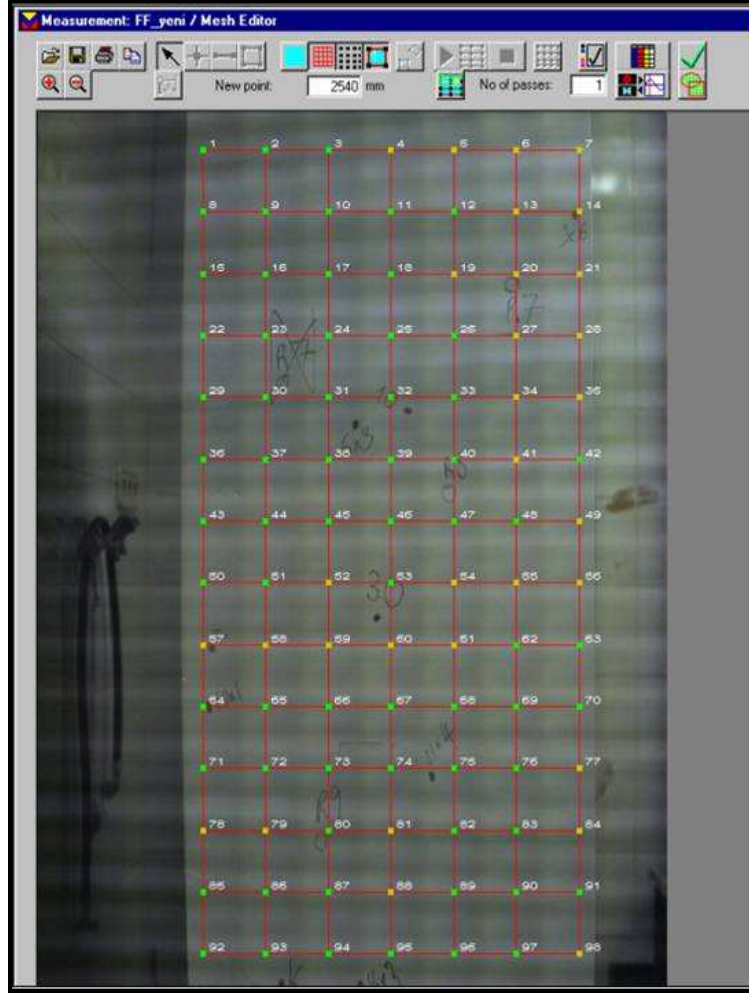
Şekil 4.18 de, dondurucu bölgesine ait dondurucu yan panelinden yüksek frekanslarda elde edilen bazı titreşim şekilleri gösterilmiştir. Burada titreşim şekillerinin düşük frekanslara göre daha karmaşık olduğu görülmektedir.



Şekil 4.18: Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan Diğer Yüksek Frekanslardaki Titreşim Şekilleri

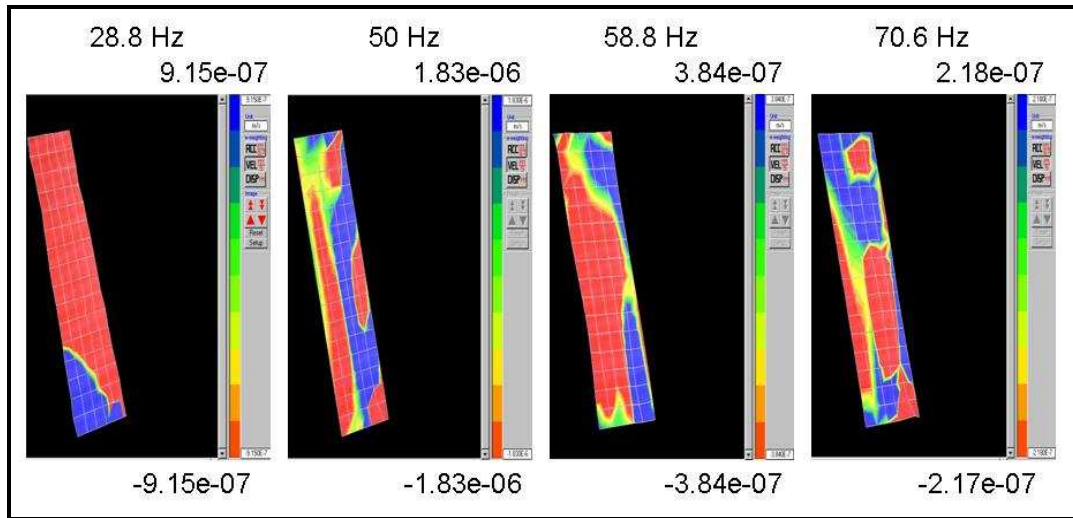
4.1.1.2. Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü

Taze besin panelinin yüzeyi, lazer ölçüm sistemi kullanılarak öncelikle sonlu elemanlara bölünmüştür. Taze besin panelinin yüzeyi bir önceki ölçümlerde olduğu gibi yine 98 adet ölçüm noktası ile tanımlanmıştır. 90 numaralı ölçüm noktası yine referans noktası olarak belirlenmiştir. Titreşim ölçümleri, buzdolabında sadece evaporatör fanının dışardan beslenerek çalıştığı durumda alınmıştır. Şekil 4.19 de ölçümde kullanılan noktalar görülmektedir.

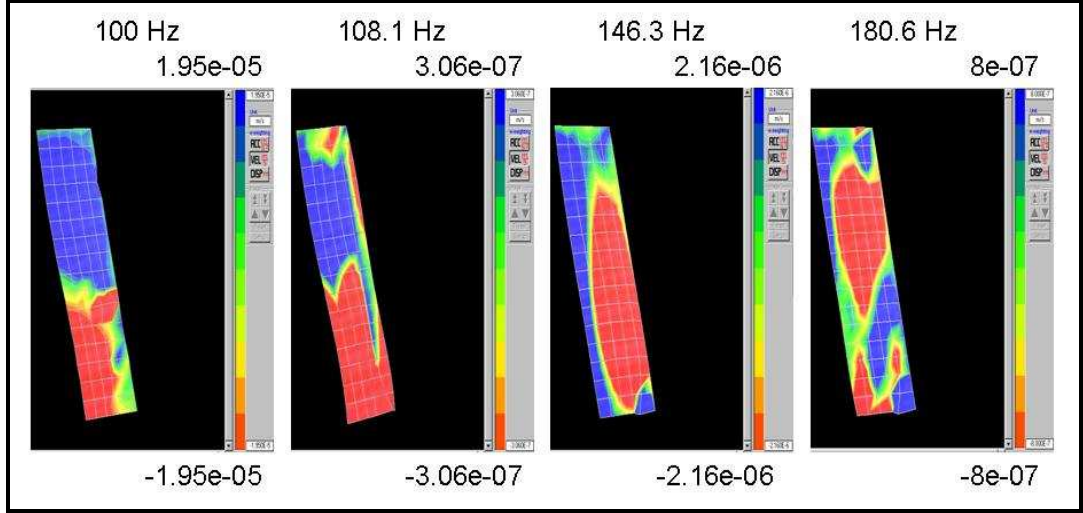


Şekil 4.19: Taze Besin Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları

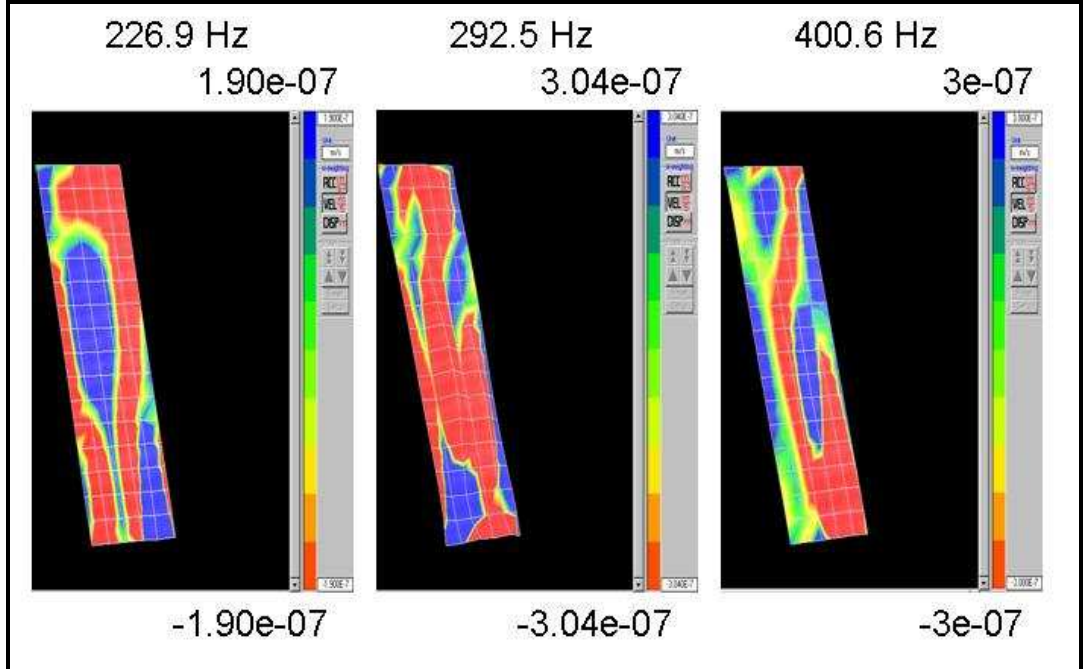
Şekil 4.20-4.22 arasında taze besin paneli üzerinden elde edilen yüzey titreşim şekillerinden bazıları görülmektedir.



Şekil 4.20: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri



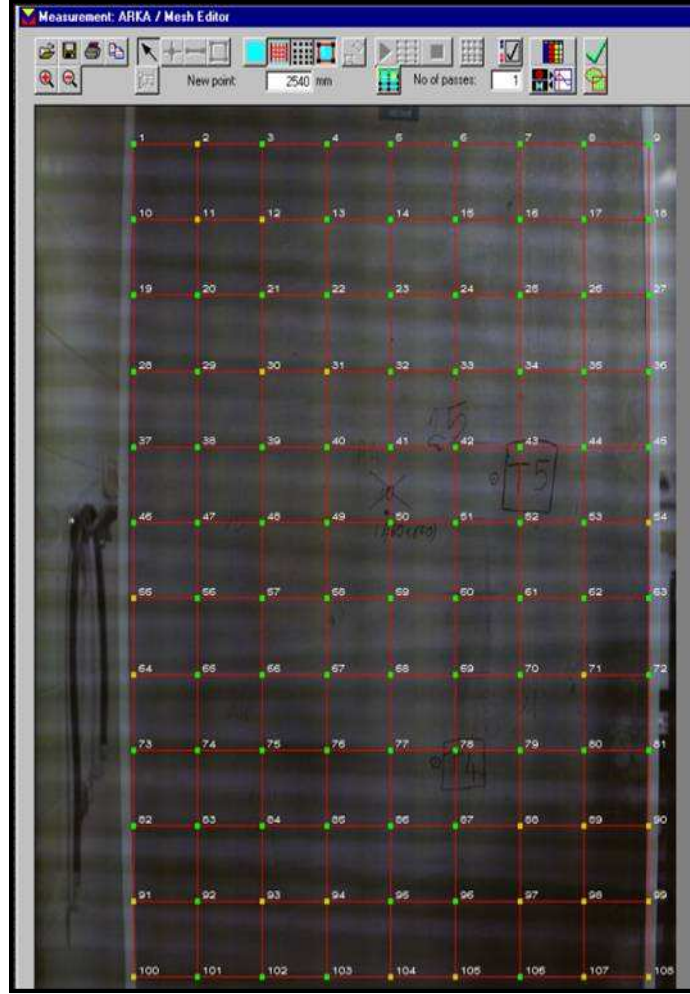
Şekil 4.21: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri



Şekil 4.22: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri

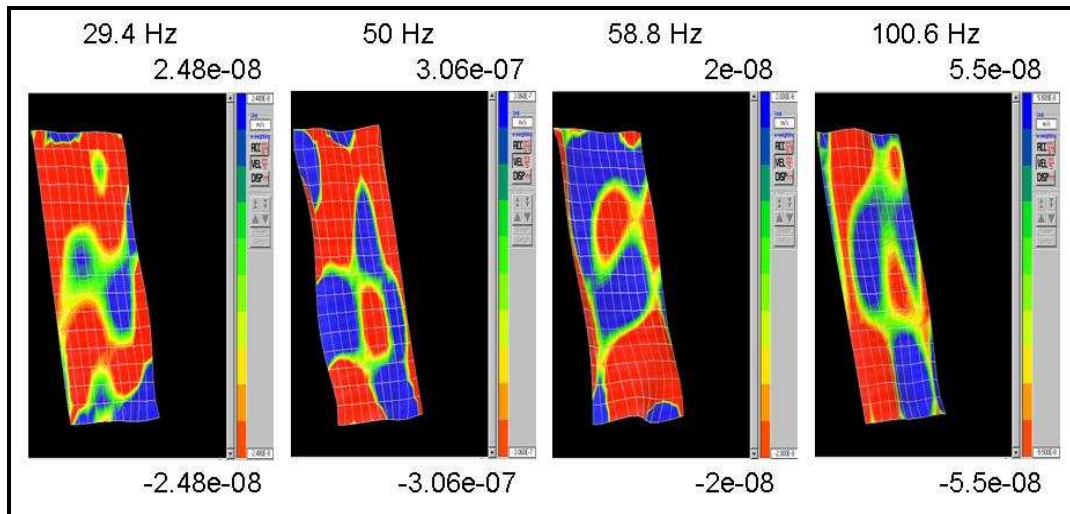
4.1.1.3. ARKA Panel Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü

Arka panel de lazer ölçüm sistemi kullanılarak sonlu elemanlara bölünmüştür. Arka panelin yüzeyi 108 adet ölçüm noktası ile tanımlanmıştır. 98 numaralı ölçüm noktası referans noktası olarak belirlenmiştir. Titreşim ölçümleri, buzdolabında sadece evaporatör fanının dışardan beslenerek çalıştığı durumda alınmıştır. Şekil 4.23 de ölçümde kullanılan noktalar görülmektedir.

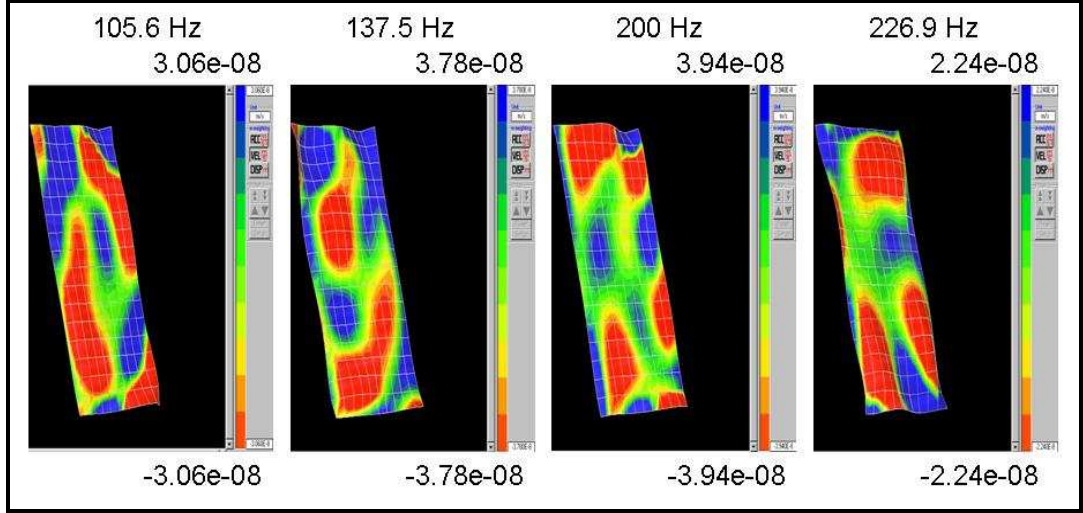


Şekil 4.23: ARKA Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları

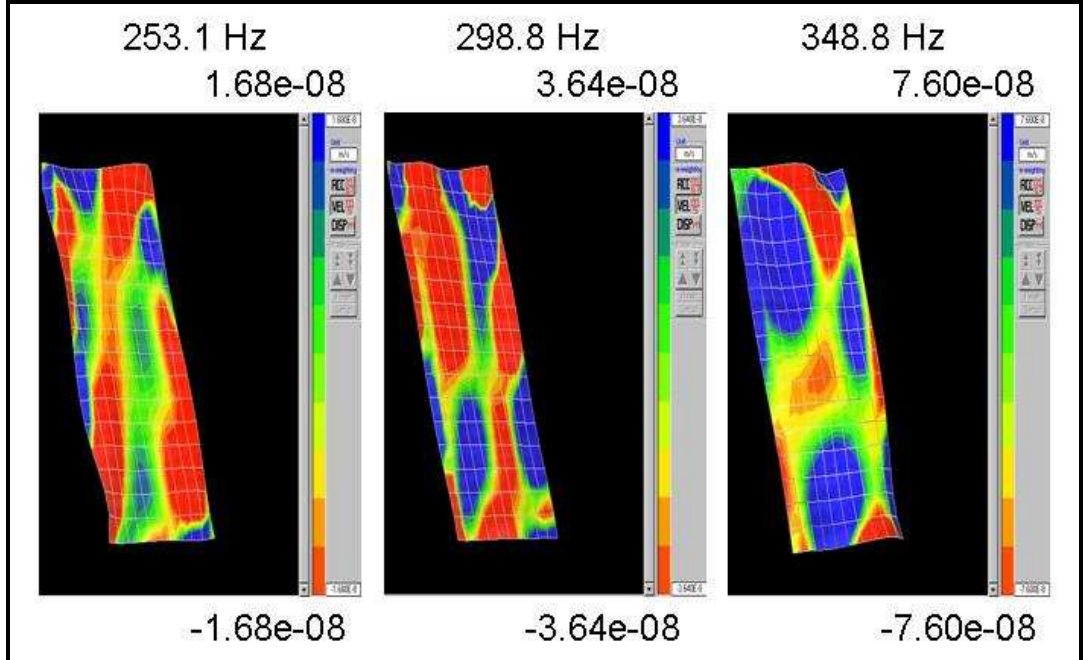
Şekil 4.24-4.26 arasında, ARKA panel üzerinden elde edilen yüzey titreşim şekillerinden bazıları görülmektedir.



Şekil 4.24: ARKA Panel Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri



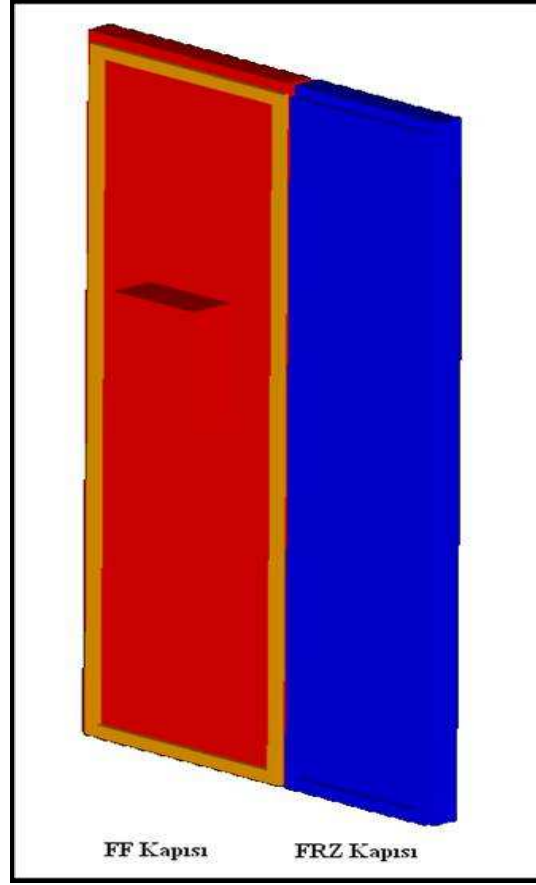
Şekil 4.25: ARKA Panel Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri



Şekil 4.26: ARKA Panel Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri

4.1.2. Gardrop Tipi Kapılı Buzdolabı İçin İKTŞ Ölçümleri

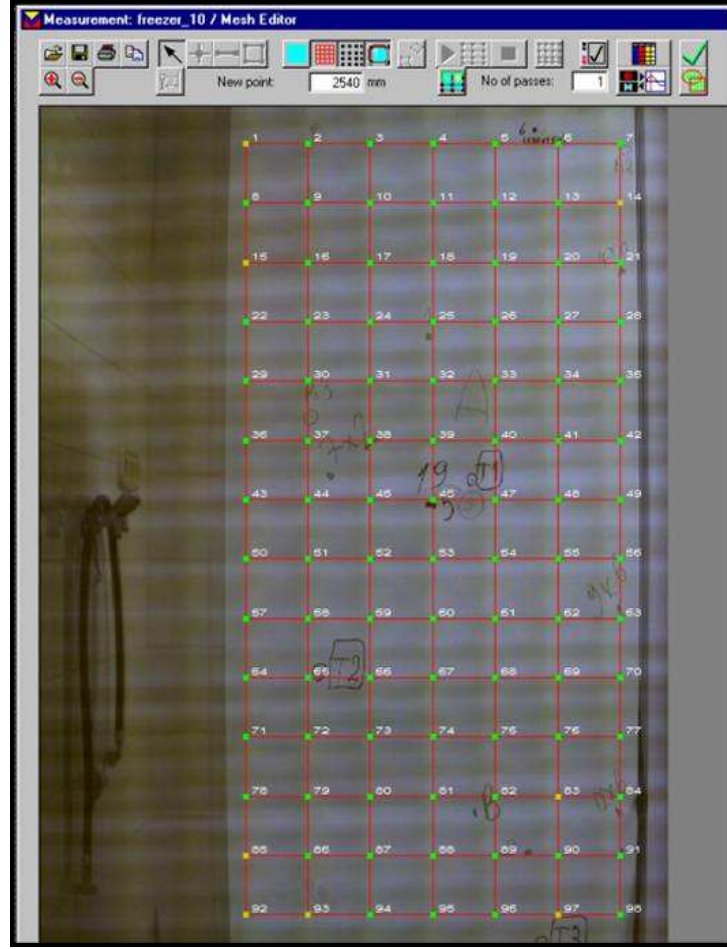
Şimdiye kadar verilen ölçümler buzdolabında kapının olmadığı durumda yapılmıştır, burada ise buzdolabında kapının bulunduğu durumlarda ölçümler gerçekleştirilmiştir. Çift kapılı gardrop tipi kırıgasız buzdolabında, sistemde yalnızca evaporatör fanının çalıştığı işletme koşullarında, buzdolabının panelleri üzerinden yüzey titreşim hız ölçümleri alınmıştır. Kapılı buzdolabı; dış gövde sacı, poliüretan köpüğü, iç gövde plastiği, straforlar ve kapılardan oluşmaktadır. Kapılı buzdolabında kapısız olana ek olarak sayısal ortamda kapılar da modellenmiş ve Şekil 4.27 de gösterilmiştir:



Şekil 4.27: Buzdolabında Kullanılan Kapılar

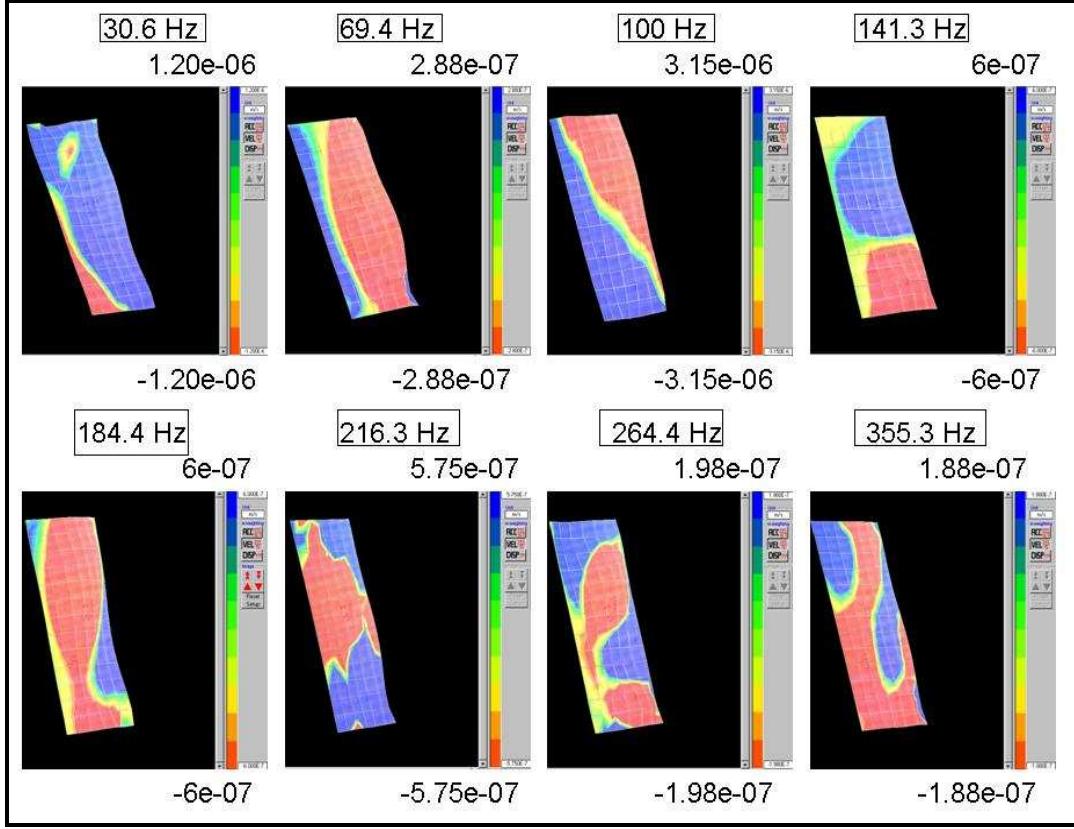
4.1.2.1. Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü

Dondurucu paneli lazer ölçüm sistemi kullanılarak küçük sonlu elemanlara bölünmüştür. Dondurucu panelinin yüzeyi kapısız buzdolabında olduğu gibi 98 adet ölçüm noktası ile tanımlanmıştır. 90 numaralı ölçüm noktası yine referans noktası olarak belirlenmiştir. Titreşim ölçümleri, buzdolabında sadece evaporatör fanının dışarıdan beslenerek çalıştığı koşullarda yapılmıştır. Şekil 4.28 de ölçümde kullanılan noktalar görülmektedir:



Şekil 4.28: Kapılı Modelde Dondurucu Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları

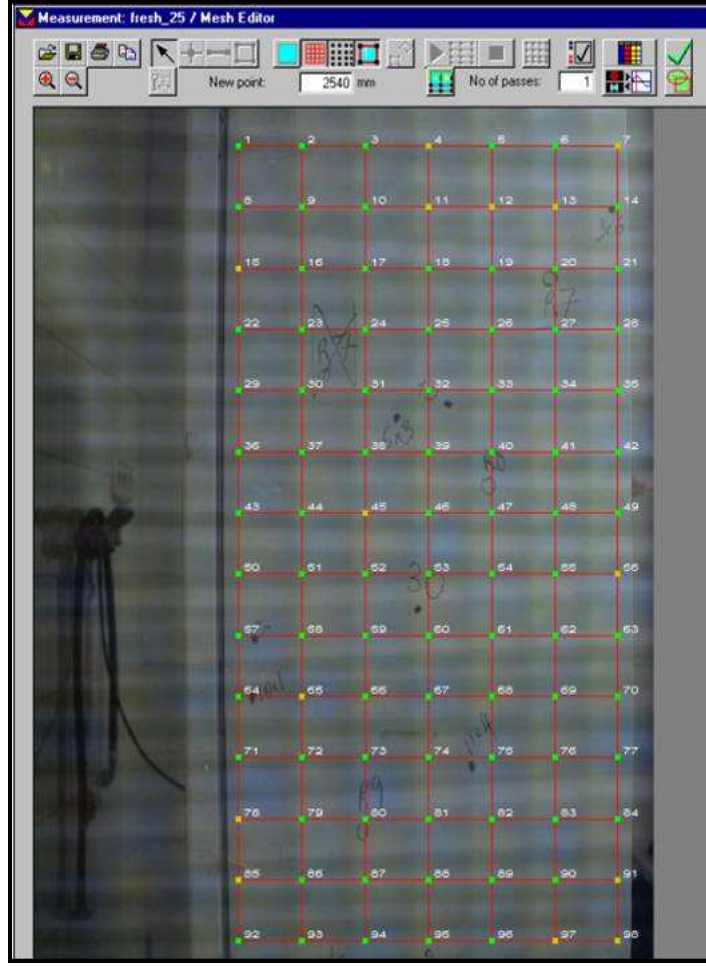
Şekil 4.29 da kapılı buzdolabı modeli için dondurucu paneli üzerinden elde edilen yüzey titreşim haritalarından bazıları görülmektedir. Burada buzdolabında kapıların mevcut olduğu durumda, elde edilen titreşim şekillerinin belirgin olduğu görülmüştür.



Şekil 4.29: Kapılı Model İçin Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri

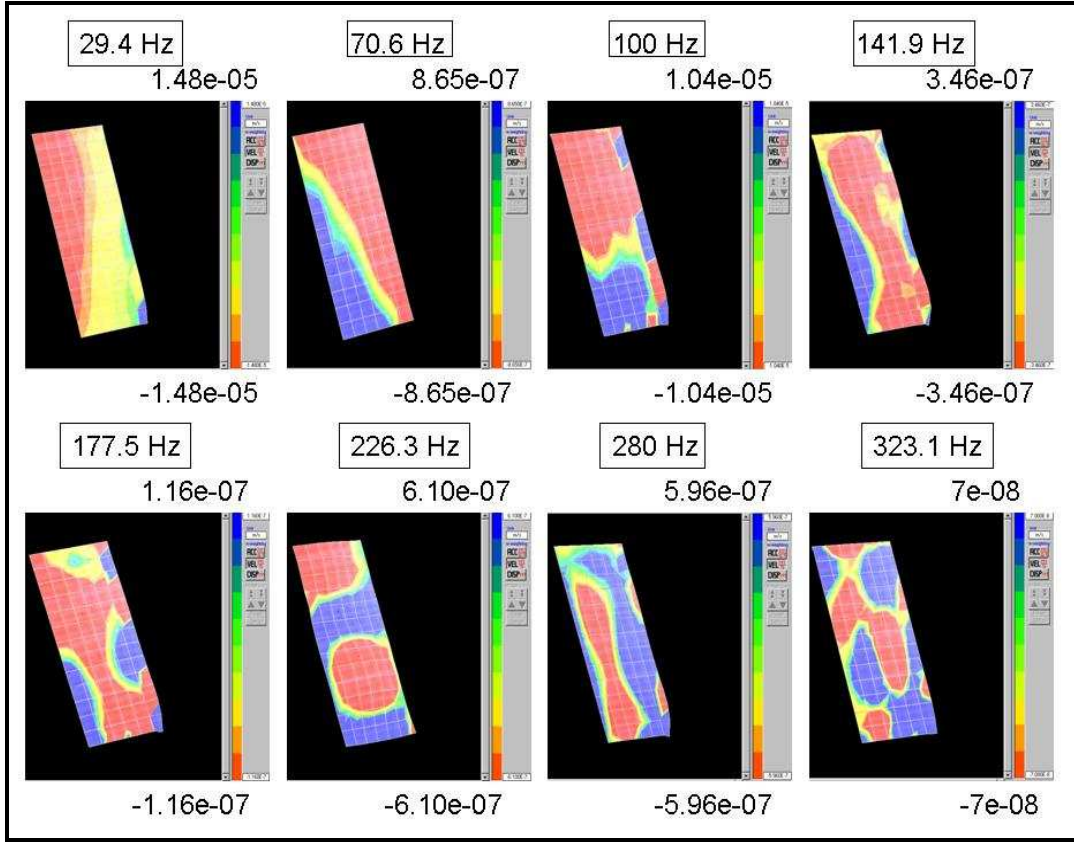
4.1.2.2. Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü

Taze besin panelinin yüzeyi de dondurucu panelinde olduğu gibi 98 adet ölçüm noktası ile tanımlanmış ve 90 numaralı ölçüm noktası referans noktası olarak seçilmiştir. Buzdolabında sadece evaporatör fanının dışardan beslenerek çalıştığı durumda titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.30 da yine ölçümlerde kullanılan noktalar görülmektedir:



Şekil 4.30: Kapılı Modelde Taze Besin Paneli Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları

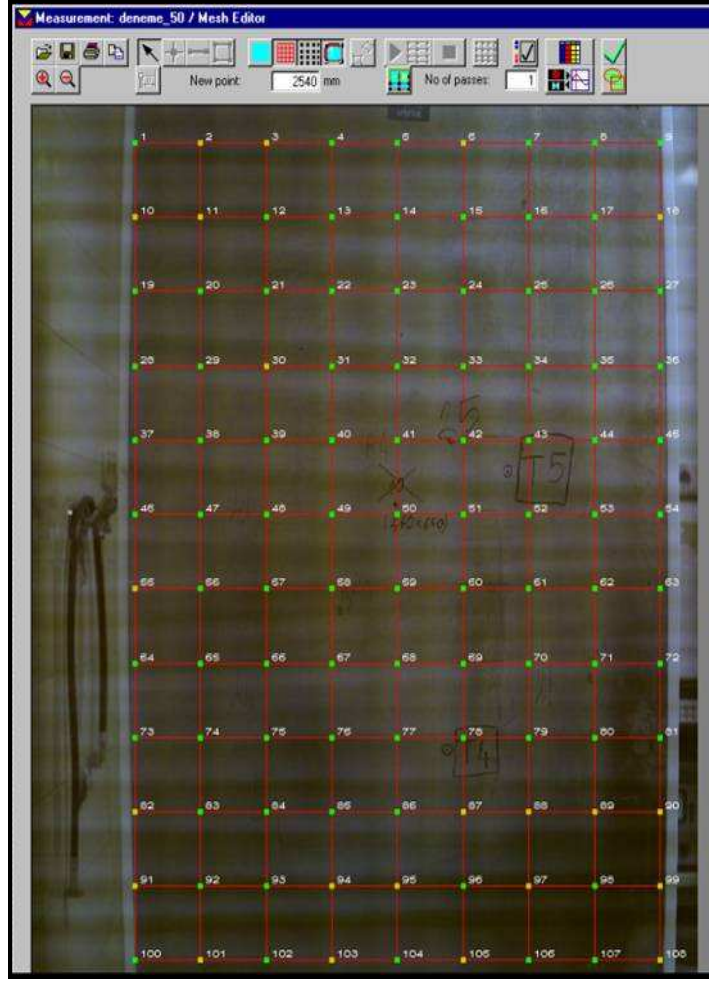
Şekil 4.31 de kapılı buzdolabı modeli için taze besin paneli üzerinden elde edilen yüzey titreşim haritalarından bazıları görülmektedir. Taze besin paneli üzerinden elde edilen titreşim şekillerinin belirgin olarak elde edildiği, dolayısıyla evaporatör fanının paneli iyi uyardığı söylenebilir.



Şekil 4.31: Kapılı Model İçin Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Yüzey Titreşim Şekilleri

4.1.2.3. ARKA Panel Üzerinden Alınan İKTŞ Ölçümü

Arka panelin yüzeyi daha önce kapısız buzdolabının arka panelinde olduğu gibi 108 adet ölçüm noktası ile tanımlanmıştır. 98 numaralı ölçüm noktası referans noktası olarak kullanılmıştır. İşletme koşullarının sağlanması için evaporatör fanı dışarıdan beslenerek ölçümler alınmıştır. Şekil 4.32 de ise, ölçümde kullanılan noktalar görülmektedir:



Şekil 4.32: Kapılı Modelde ARKA Panel Üzerinde Tanımlanan Ölçüm Noktaları

Arka panel üzerinden diğer yüzeylerde olduğu gibi 0-500 Hz aralığında ölçümler alınmış, ancak evaporatör fanının bu frekans aralığında arka paneli çok iyi uyaramadığı görülmüştür. Dolayısı ile arka panel için anlamlı titreşim haritaları elde edilememiştir.

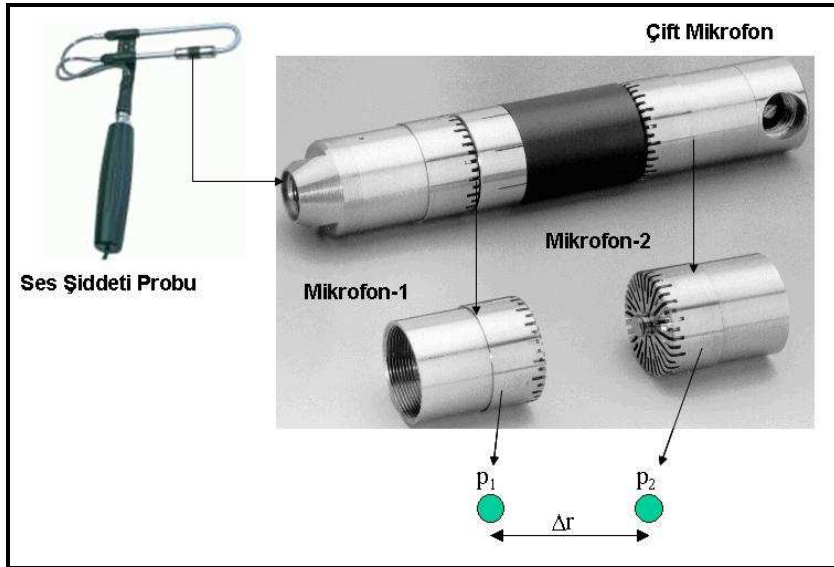
4.1.3. Genel Değerlendirme

Analiz sırasında çift kapılı gardrop tipi kırağasız buzdolabının, her üç paneli(dondurucu, taze besin ve ARKA) ayrı ayrı incelenmiştir. Analiz yazılımına her yüzey için aktarılan titreşim hızı verilerinin ortalamasının alınması sonucu, her yüzeyin ortalama titreşim hızı değerleri elde edilmiştir. Ölçümler 0-500 Hz frekans aralığında gerçekleştirilmiştir. Ölçümün gerçekleştirildiği yüzeylerden elde edilen titreşim hızı haritaları 10,25 ve 50 ortalama ile spektrum ortalaması alınarak elde edilmiştir. Yapılan ölçümlerden, 0-200 Hz arasında dondurucu ve taze besin panellerinden elde edilen titreşim hızı haritalarının belirgin olarak oluştuğu tespit edilmiş, ancak 200 Hz in üstündeki değerler için yüzeylerde çok net bir hareketin

görülememiği saptanmıştır. Ayrıca ARKA panel için de kapısız buzdolabı modelinde yüzeydeki hareketin 0-200 Hz arasında daha net olarak tespit edilebildiği ancak, kapılı buzdolabı modelinde evaporatör fanının ARKA paneli çok iyi uyaramadığı tespit edilmiştir.

4.2. İşletme Koşullarında Gürültü Kaynağı Belirleme Ölçümleri

Gürültü kaynağı belirleme(GKB) ölçümlerinde gardrop tipi kırağasız buzdolabının kapısız ve kapılı durumlarında ve gürültü kaynağı olarak yalnızca evaporatör fanının bulunduğu işletme koşullarında, kaynağa bağlı olarak gürültünün olduğu bölgelerin nesnel olarak tanımlanması amaçlanmıştır. GKB ölçümleri, işletme koşullarında makinalara ait gürültü kaynaklarının frekans alanında tespit edilmesi amacıyla yapılmaktadır. Çift mikrofon tekniği kullanılarak ses şiddeti kestirilmeye çalışılmıştır. Çift mikrofon tekniği ile ses şiddetinin kestirilmesi temel olarak iki mikrofon sinyali arasındaki faz farkının saptanmasına bağlıdır. Parçacık hızı için çift mikrofon yöntemiyle getirilen yaklaşım aralığının limit değeri sıfıra yaklaşırken geçerlidir. Pratikte ise bu limite ulaşmak, gerek sonlu mikrofon büyüklüğü gerekse sinyal çözümlemesinden doğan sınırlar dolayısıyla olanaksızdır. Diğer bir kısıt ise mikrofon çapı ve mikrofon frekans yanıtı arasındaki fiziksel bağımlılıktan gelmektedir. Şekil 4.33 de ses şiddeti ölçümlerinde kullanılan çift mikrofon probunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 4.33: GKB Ölçümlerinde Kullanılan Ses Şiddeti Probu Şematik Resmi

Şekil 4.33 deki P_1 ve P_2 basınçları sırasıyla birinci ve ikinci mikrofonlardan ölçülen basınç değerlerini, Δr ise iki mikrofon arasındaki mikrofon ayırıcı mesafesini göstermektedir.

Bu çalışmada 12 mm çaplı faz uyumlu B&K 4165 tipi serbest alan mikrofon çifti ve düşük ve yüksek frekans ölçümleri için sırasıyla 12 mm ve 50 mm mikrofon ayırıcıları kullanılmıştır. Ölçüm zincirinin önemli diğer halkalarını ön yükselticiler ve çift kanallı spektrum analizörü oluşturmaktadır. Bu çalışmada B&K 2148 tipi gerçek zamanlı frekans çözümleyicisi, B&K 7667 tipi sayısal oktav filtre yazılımı kullanılmıştır. Mikrofon ön yükselticisi ve çözümleyici bağlantısı olarak B&K 3548 tipi ses şiddeti probu kullanılmıştır. Ayrıca bu çalışmada ölçümler ortam reaktifliğinin düşük olduğu serbest alan koşullarında, yani zemininde yansıtıcı yüzey bulunan tam yansız odada yapılmıştır. Bu çalışmada, kalibrasyona yönelik B&K 3541 tipi ses şiddeti kalibrasyon seti kullanılmıştır. Ek olarak ses şiddeti ölçümlerinde, lineer ağırlıklı filtre kullanılmıştır.

4.2.1. Gardrop Tipi Kapısız Buzdolabı İçin GKB Ölçümü

Ses şiddetiyle gürültü kaynağı belirlemenin ilk adımı ses şiddeti haritası olarak adlandırılan yakın alan gürültü yayılımının belirlenmesidir. Ses şiddeti ölçümünde ölçüm yüzeyi ile ilgili olarak belirlenmesi gereken parametreler;

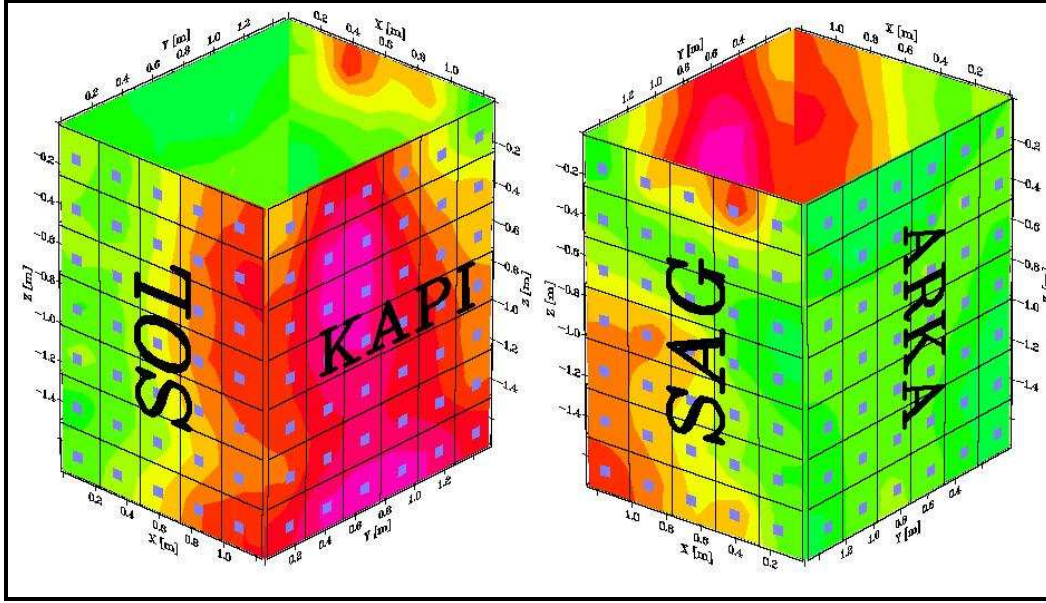
- Ölçüm yüzeyinin tespiti
- Ölçüm yüzeyinin üründen uzaklığı
- Ölçüm yüzeyi boyutları, ölçüm noktaları ve ölçüm ağı

olarak sıralanabilir.

Haritalama için ayrı noktalar da yapılan gerçek ölçüm değerlerinin ölçüm alanı üzerinde, hedeflenen çözünürlükte ara değer saptamaya yönelik işlenmesi gerekebilir. Bu çalışmada ölçüm değerlerinin doğrusal Watt/m² değerleri ve doğrusal değişim fonksiyonları kullanılarak enterpolasyon yapılmıştır.

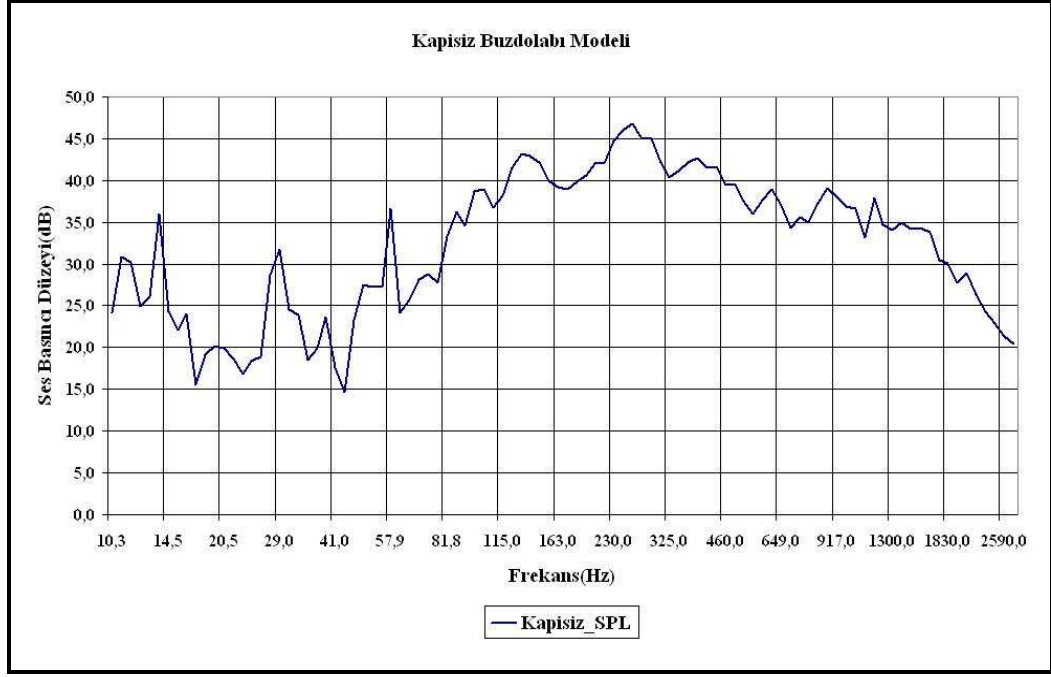
Akustik parametre olarak ses şiddetini kaynak belirlemede üstün kılan iki ana özelliğinden birincisi akustik alanın enerji yayma ve depolama özelliğini ortaya koymasındır. İkincisi ise, vektörel bir büyüklük olmasıdır.

Bu çalışmada kapısız buzdolabı için yakın alan gürültü haritasının çıkarılmasında 154 adet ölçüm noktası kullanılmıştır. Ölçüm noktalarının konumu Şekil 4.34 de gösterilmiştir.

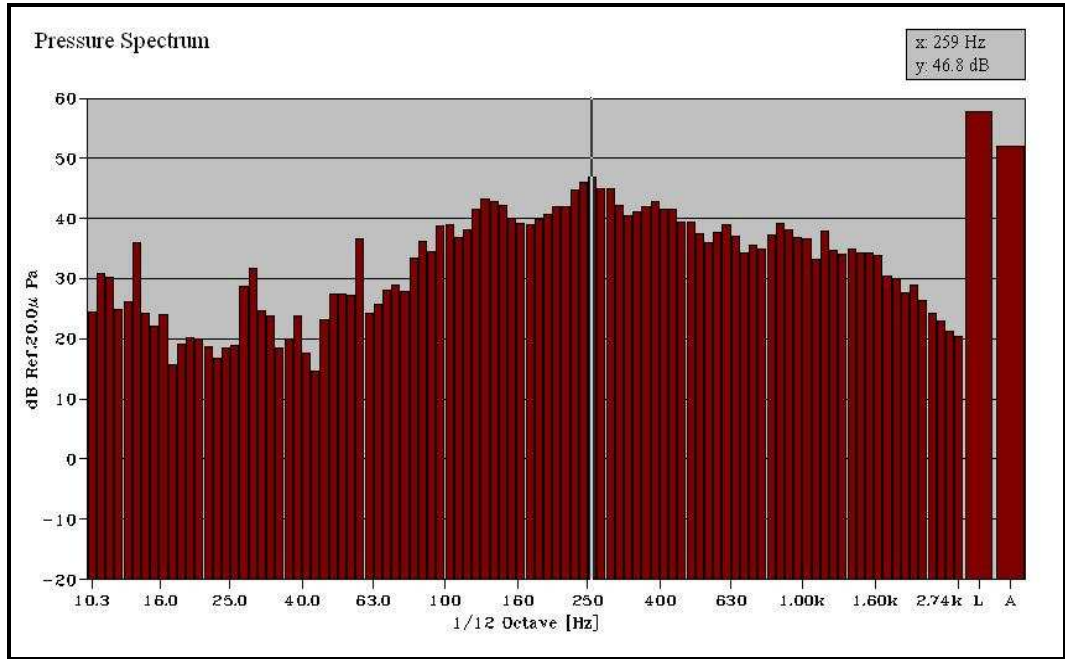


Şekil 4.34: Kapısız Buzdolabı İçin GKB Ölçüm Noktaları

Şekil (4.35 ve 4.36) da 10.3 Hz-2.74 kHz arasında gerçekleştirilen ölçüme ait, ses basıncı düzeyi(dB)-frekans(Hz) eğrisi ve ses basıncı düzeyi spektrumu görülmektedir. Burada ses basıncı düzeyi-frekans eğrisinden, 97.2 Hz'e kadar olan düşük frekans bölgesinde ve 115-350 Hz frekans aralığında ses basıncı düzeyinde önemli değişimlerin olduğu çıkarılmıştır. Yukarıda belirtilen düşük frekans bölgesi ve 115-350 Hz frekans aralığındaki değişimin ses basıncı spektrumunda da belirgin olarak oluştuğu görülmektedir:

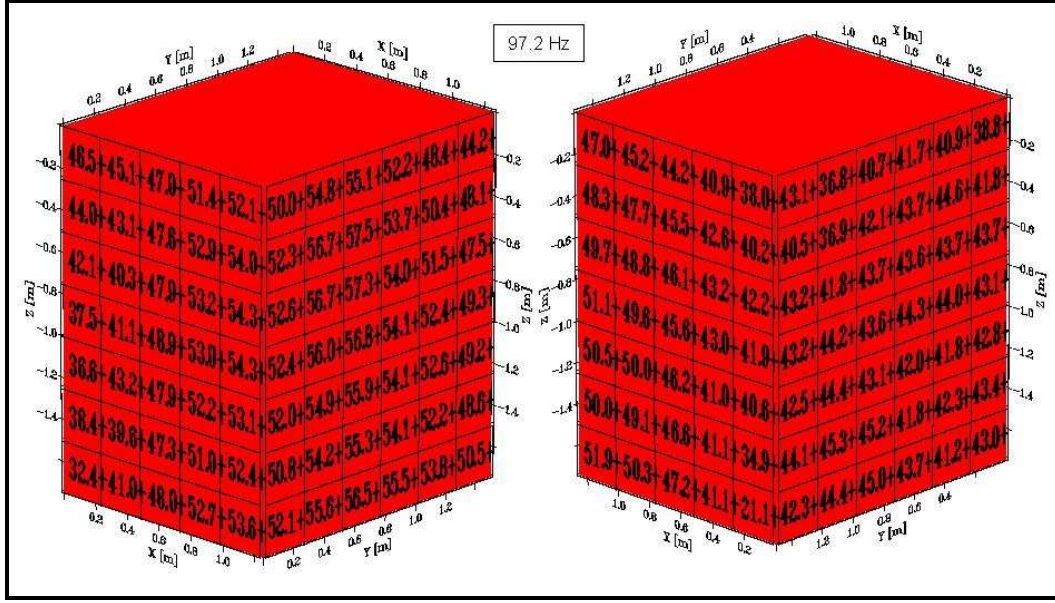


Şekil 4.35: Kapisiz Buzdolabı Modeline Ait 1/12 Oktav Bandındaki Ses Basıncı Düzeyi-Frekans Eğrisi ($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)



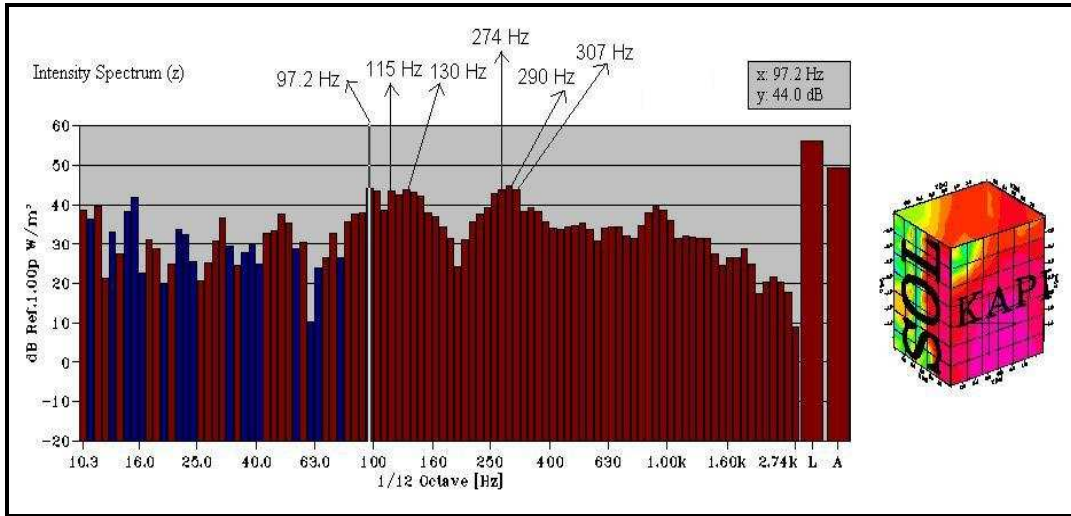
Şekil 4.36: 1/12 Oktav Bandında Ölçülmüş Ses Basıncı Düzeyi Spektrumu ($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)

Şekil 4.37 de ise, ölçüm alınan noktalarda ayrık olarak ölçülen ses şiddeti düzeyi değerleri görülmektedir:



Şekil 4.37: Ölçüm Yüzeyindeki Noktalarda Ölçülen Ses Şiddeti Düzeyi Değerleri(dB)- ($I_{ref} = 10^{-12}$ Pa)

Kapısız buzdolabı için yapılan yakın alan gürültü haritası ölçümünden elde edilen ses şiddeti düzeyi spektrumundaki bazı kritik frekanslar Şekil 4.38 de ve bu frekanslardaki gürültü haritaları Şekil (4.39-4.43) de sunulmuştur:

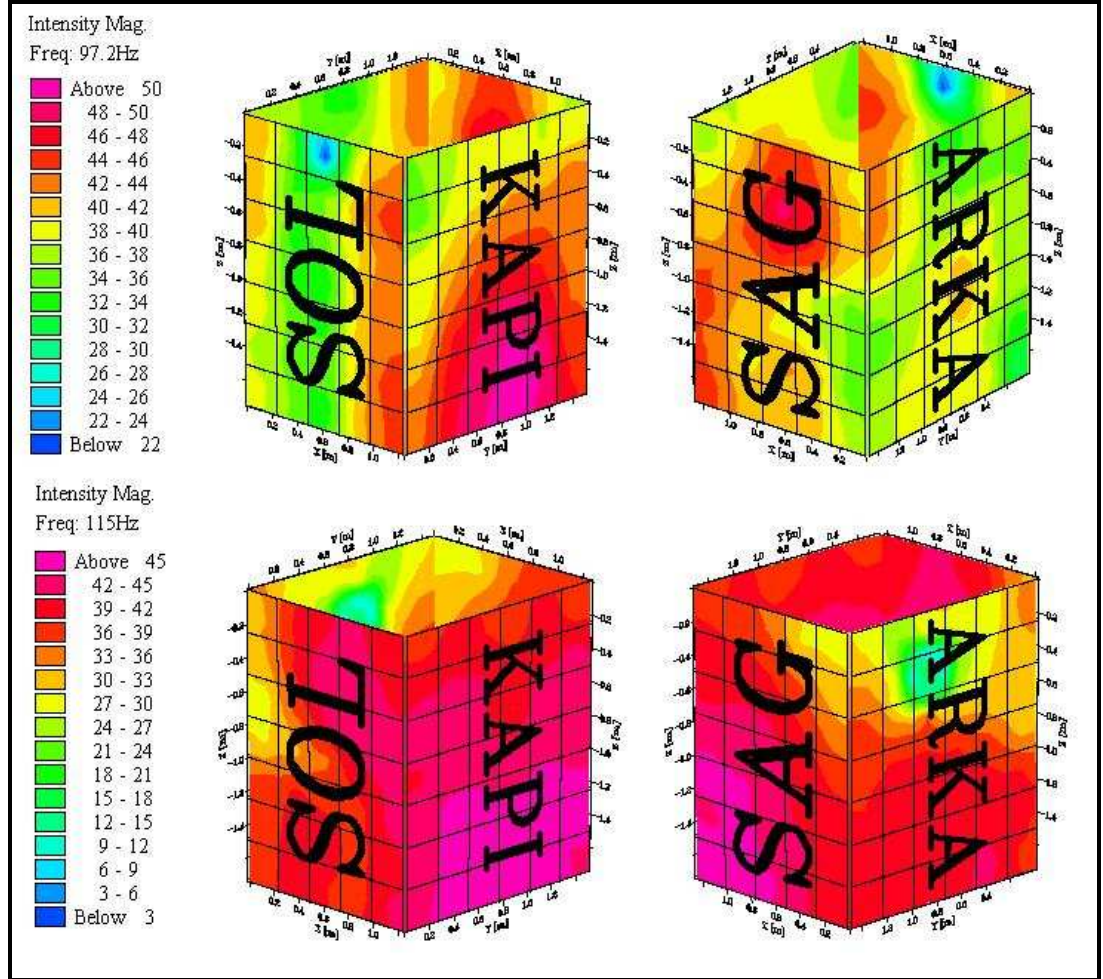


Şekil 4.38: Kapısız Buzdolabına Ait Detaylı Ses Şiddeti Düzeyi Spektrumu

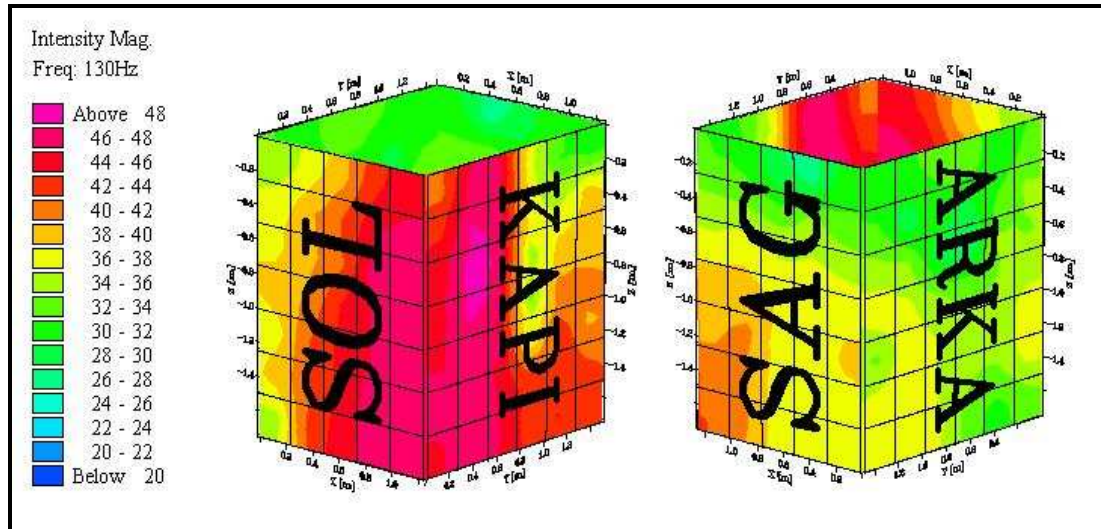
Ölçümlerin gerçekleştirildiği anekoik odanın cut-off frekans değeri 60 Hz olduğundan, ses şiddeti düzeyi spektrumunda ölçümün güvenilirliği açısından bu frekans değerinin üzerindeki kritik frekans değerleri için gürültü haritaları çıkarılmıştır. Şekil 4.38 deki kapısız buzdolabına ait ses şiddeti düzeyi spektrumundan, buzdolabına ait kritik frekanslar olarak 97.2, 115, 130, 274, 290 ve 307 Hz değerleri belirlenmiştir. Bu frekans değerlerindeki gürültü haritalarına

bakılarak, evaporatör fanı kaynaklı gürültünün olduğu bölgeler tespit edilmeye çalışılmıştır.

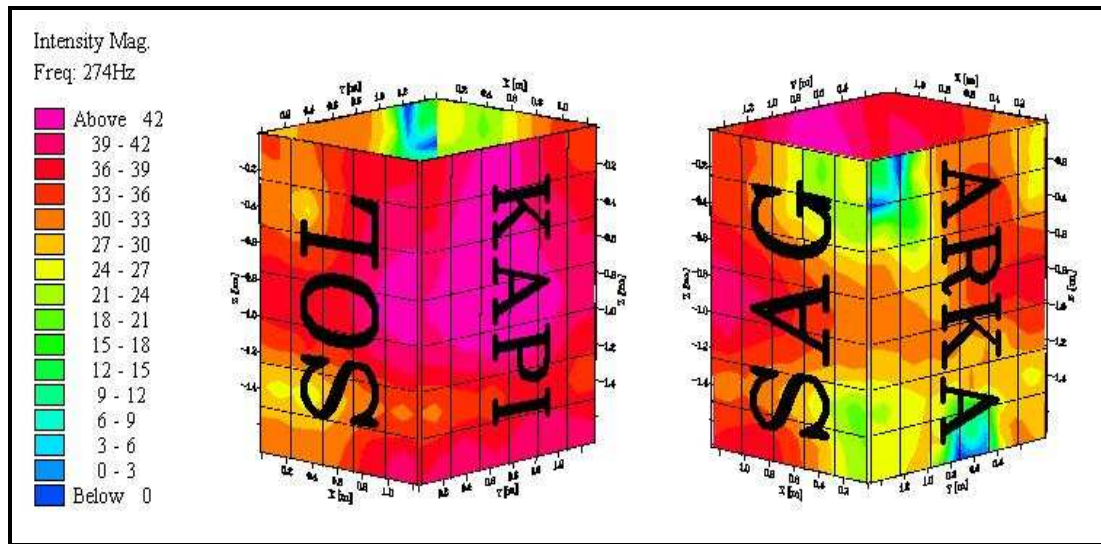
Gürültü haritalarında, SOL yüzey dondurucu panelini, SAĞ yüzey taze besin panelini göstermektedir.



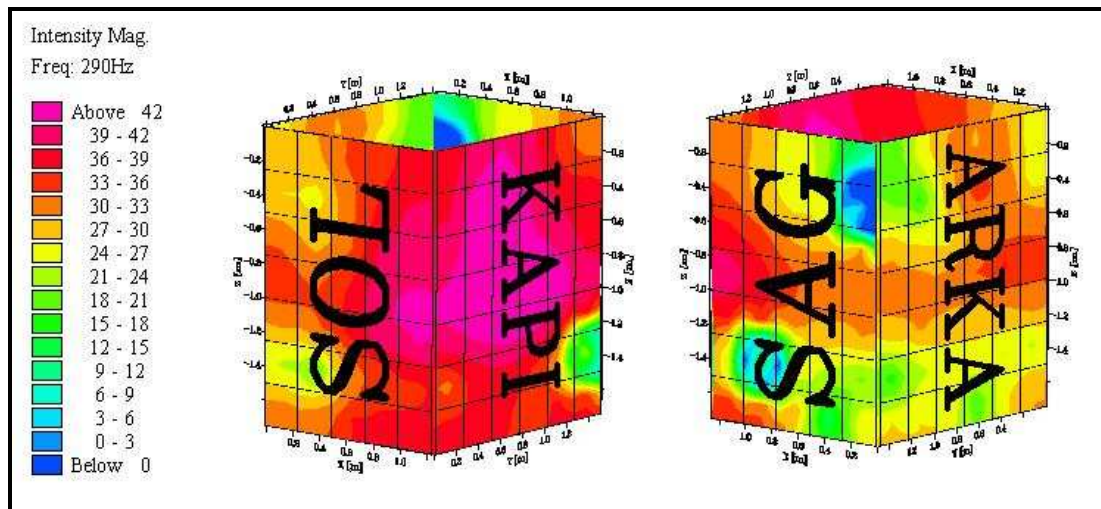
Şekil 4.39: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(97.2 ve 115 Hz)



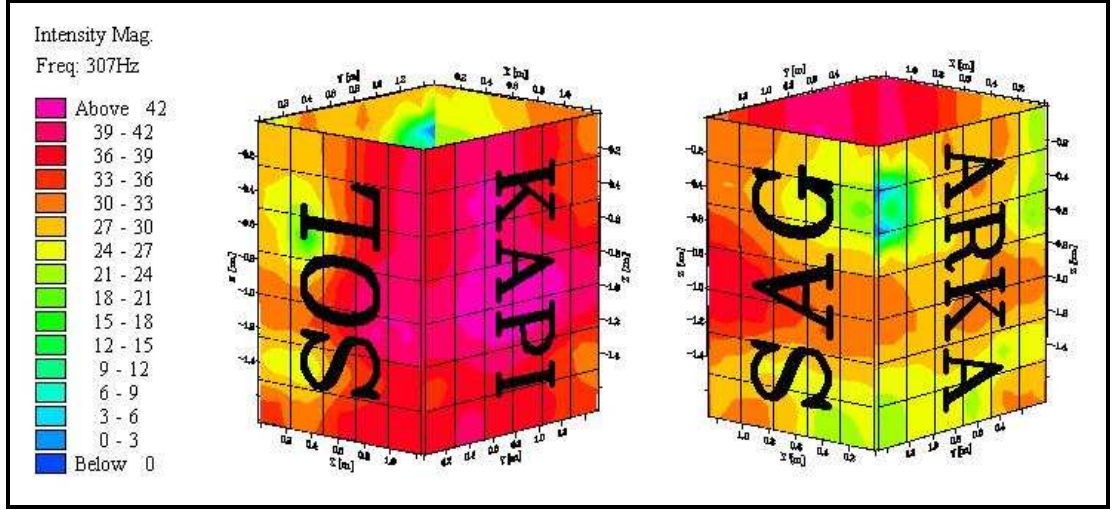
Şekil 4.40: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(130 Hz)



Şekil 4.41: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(274 Hz)



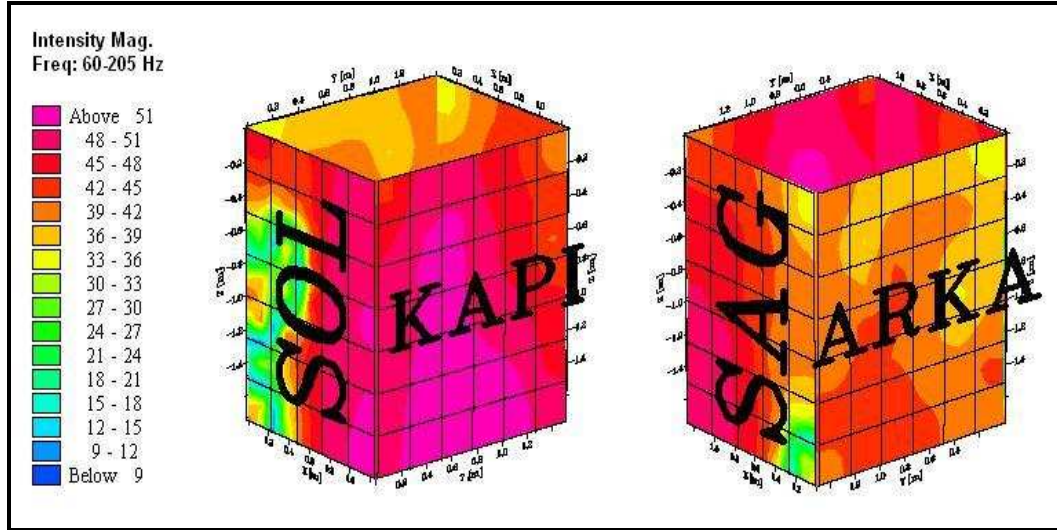
Şekil 4.42: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(290 Hz)



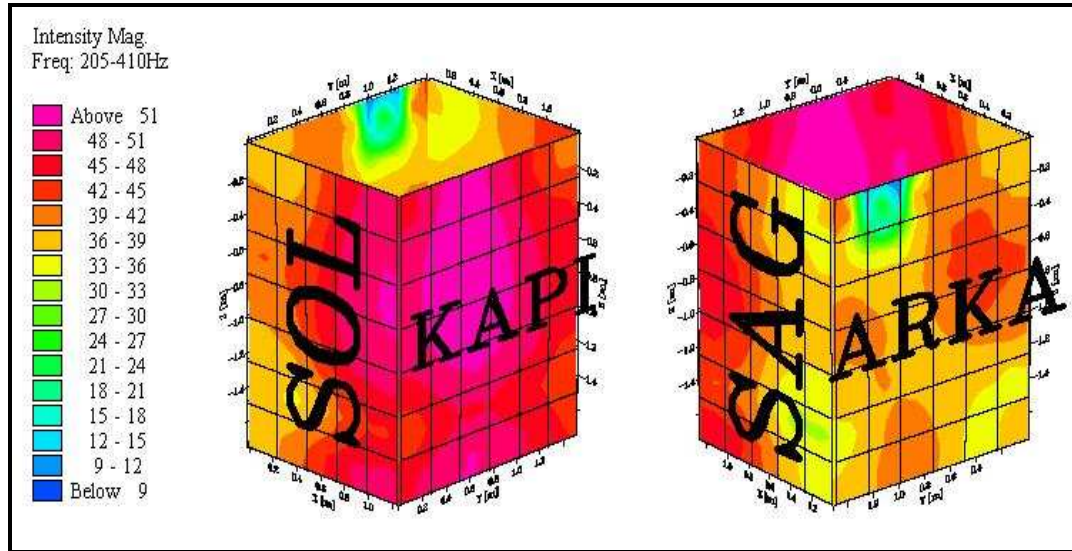
Şekil 4.43: Kapısız Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(307 Hz)

Şekil 4.39-4.43 arasındaki sonuçlardan buzdolabında oluşan gürültünün en yoğun olarak kapı yüzeyinde olmakla birlikte, sağ yüzeyin arka yüzeye yakın kısımlarında ve sol yüzeyin de kapı yüzeyine yakın kısımlarında yoğun olarak ortaya çıktığı görülmektedir. Arka yüzeyde ise gürültü bölgesinin yoğun olarak oluşmadığı tespit edilmiştir. Bunun sebebi ise, buzdolabında kapının açık olmasından dolayı, evaporatör fanı kaynaklı gürültünün yan paneller olan sağ ve sol paneller üzerinden kapı bölgesine doğru yapısal ve daha çok da hava kaynaklı olarak taşınmasıdır. Ayrıca evaporatör fanı dondurucu kabininin içerisinde bulunduğundan, kabin içerisindeki kavite rezonansa girmektedir. Kabin içerisindeki hava moleküllerinin buzdolabının dışında bulunan hava moleküllerini de titreştirmesi sonucunda dondurucu paneli olan sol panelin kapıya yakın yüzeyinde, gürültü daha yoğun bir şekilde oluşmuştur.

Ayrıca Şekil 4.44 de kapısız buzdolabı için 60-205 Hz frekans aralığındaki ve Şekil 4.45 de ise, 205-410 Hz frekans aralığındaki toplam bant ses şiddeti düzeyi haritaları gösterilmiştir:



Şekil 4.44: Kapısız Buzdolabına İçin 60-205 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası



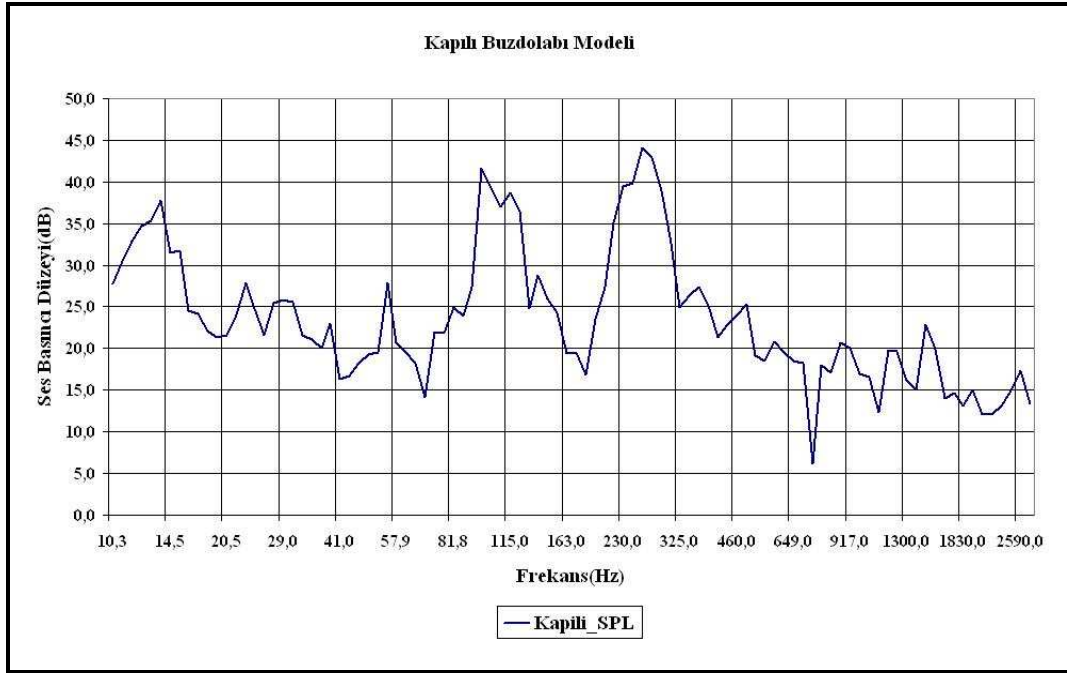
Şekil 4.45: Kapısız Buzdolabına İçin 205-410 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası

Şekil (4.44 ve 4.45) den, 60-205 Hz arasındaki bant toplamı ses şiddeti düzeyi haritasından gürültünün daha çok kapı bölgesinde yoğunlaştığı görülmektedir. Ayrıca gürültünün bir miktar da dondurucu kabini içerisindeki kavitenin uyarılması sonucu, gürültünün kapı bölgesindeki hava moleküllerine taşınmasıyla sol panelin kapıya yakın kısımlarında olduğu tespit edilmiştir. 205-410 Hz arasındaki bant toplamı ses şiddeti düzeyi haritasında da gürültünün olduğu bölgeler benzer olmakla birlikte kapı bölgesinde ve sol panel üzerinde daha yoğun olarak oluşmuştur.

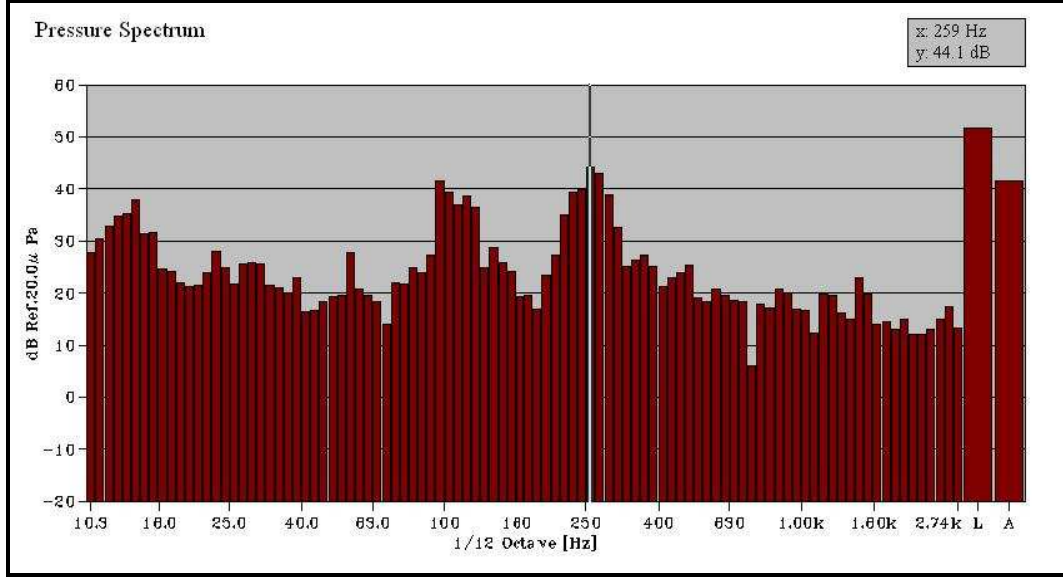
4.2.2. Gardrop Tipi Kapılı Buzdolabı İçin GKB Ölçümü

Bu çalışmada bir önceki bölümdeki buzdolabı kapılı olarak test edilmiş, bunun için yakın alan gürültü haritasının çıkarılmasında 154 adet ölçüm noktası kullanılmıştır. Kapılı buzdolabının GKB ölçümünde de, kapısız durumda kullanılan ölçüm noktaları kullanılmıştır.

Şekil (4.46 ve 4.47) de sırasıyla, 10.3 Hz-2.74 kHz arasında gerçekleştirilen ölçüme ait ses basıncı düzeyi(dB)-frekans(Hz) eğrisi ve ses basıncı düzeyi spektrumu görülmektedir.



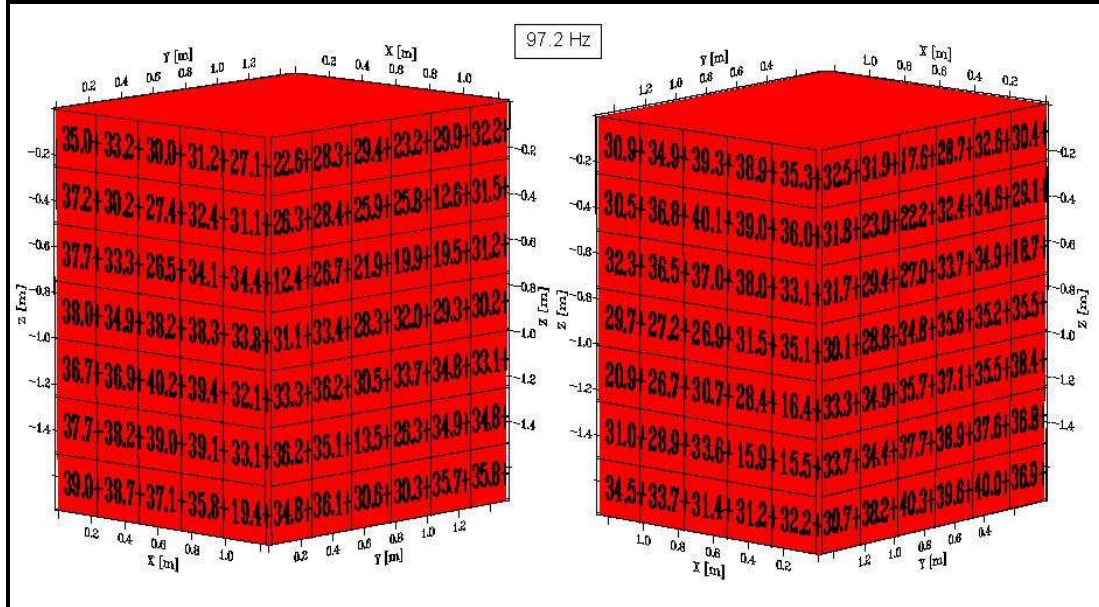
Şekil 4.46: Kapılı Buzdolabı Modeline Ait 1/12 Oktav Bandındaki Ses Basıncı Düzeyi-Frekans Eğrisi($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)



Şekil 4.47: 1/12 Oktav Bandında Ölçülmüş Ses Basıncı Düzeyi Spektrumu($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)

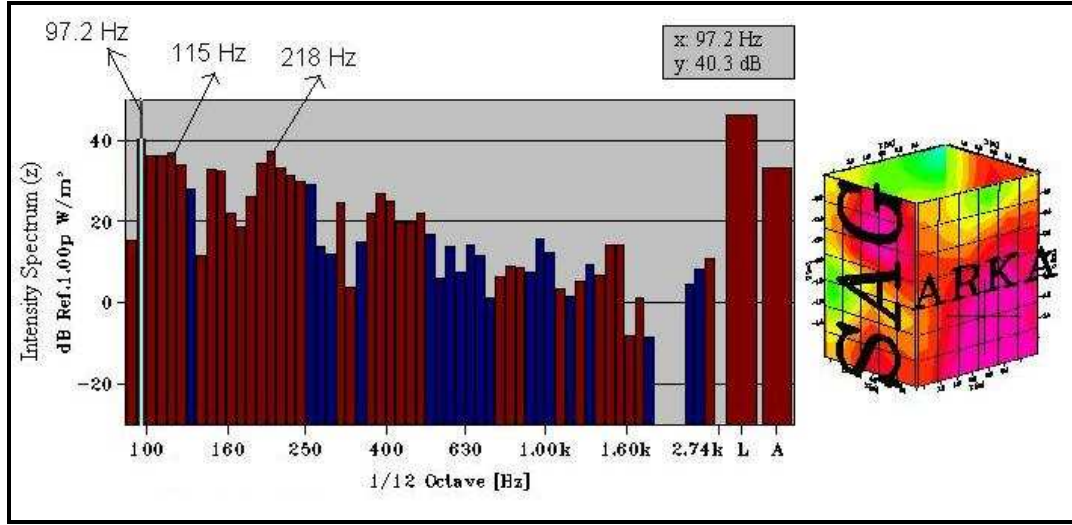
Ses basıncı düzeyi-frekans eğrisinden, düşük frekans bölgesi ile 91-122 ve 145-244 Hz frekans aralıklarında ses basıncı düzeyinde belirgin olarak değişimlerin olduğu görülmektedir. Ayrıca bu frekans değerlerinin ses basıncı düzeyi üzerinde ne kadar etkin oldukları da ses basıncı düzeyi spektrumundan çıkarılabilir.

Şekil 4.48 de ölçüm alınan noktalarda ayırık olarak ölçülen ses şiddeti düzeyi değerleri görülmektedir:



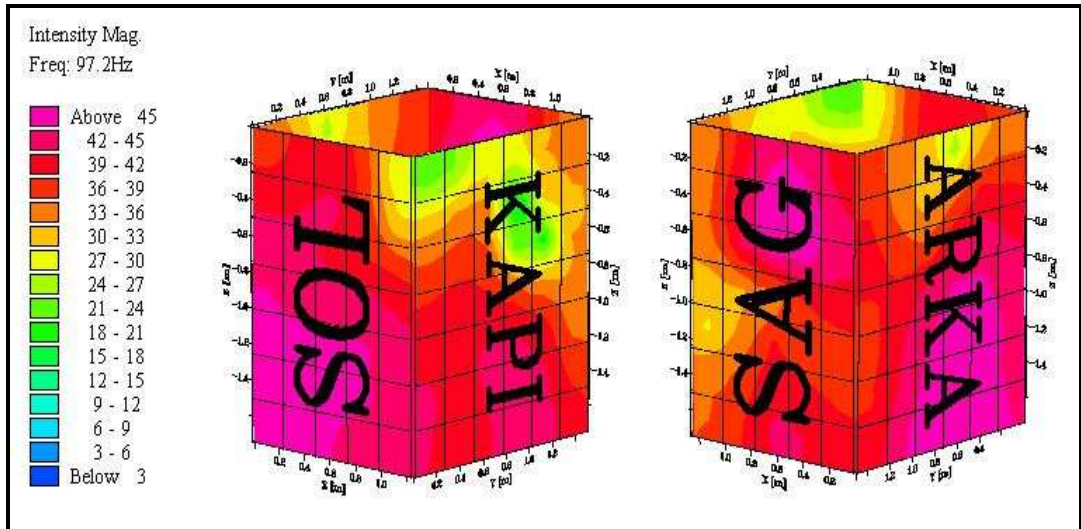
Şekil 4.48: Ölçüm Yüzeyindeki Noktalarda Ölçülen Ses Şiddeti Düzeyi Değerleri(dB)

Kapılı buzdolabı için yapılan yakın alan gürültü haritası ölçümünden elde edilen ses şiddeti düzeyi spektrumundaki bazı kritik frekanslar Şekil 4.49 da sunulmuştur:

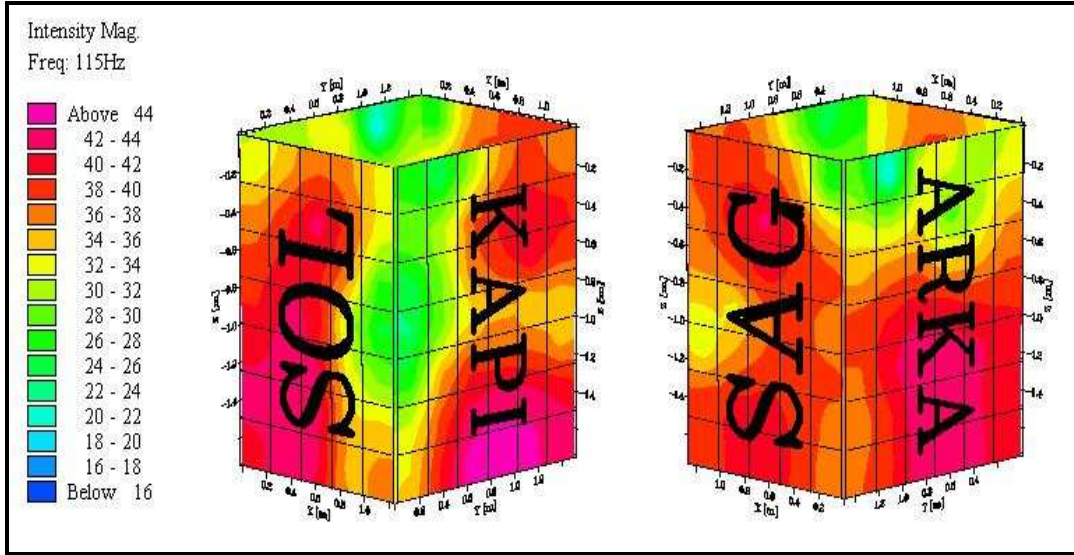


Şekil 4.49: Kapılı Buzdolabına Ait Detaylı Ses Şiddeti Düzeyi Spektrumu

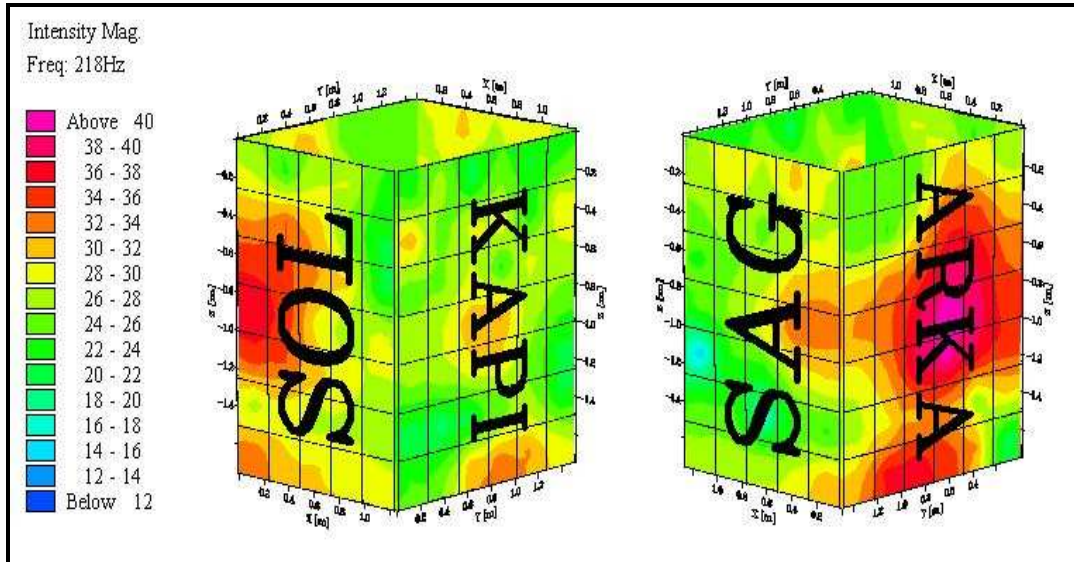
Buzdolabına ait ses şiddeti düzeyi spektrumundan kritik olan ve gürültü haritalarının çıkartılacağı frekanslar olarak Şekil 4.49 dan da görüleceği üzere, 97.2, 115, 218 Hz frekansları seçilmiştir. Çıkarılan gürültü haritalarından, buzdolabı üzerinde evaporatör fanı kaynaklı oluşan gürültü bölgeleri ve gürültünün yayılımı tespit edilmeye çalışılmıştır. Ses şiddeti düzeyi spektrumundan tespit edilen bu frekanslardaki gürültü haritaları, Şekil (4.50-4.52) arasındaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.50: Kapılı Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(97.2 Hz)



Şekil 4.51: Kapılı Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(115 Hz)



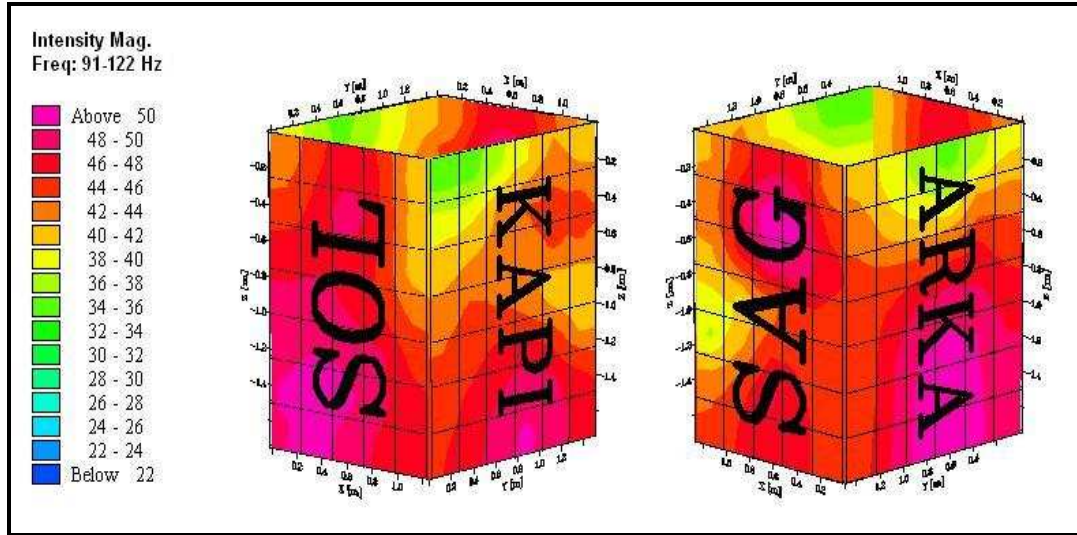
Şekil 4.52: Kapılı Buzdolabına Ait GKB Sonuçları(218 Hz)

Kapılı buzdolabına ait gürültü haritalarından çıkarılan sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

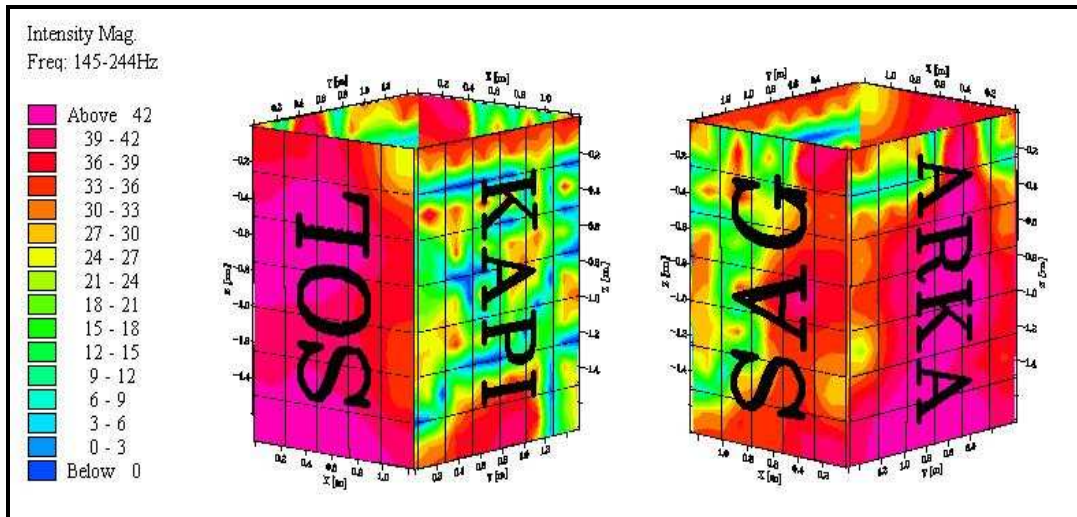
- 97.2 Hz frekansındaki gürültü haritasına bakılırsa, gürültünün sol panel ile kapı bölgesinin özellikle alt kısmında belirginleşmekle birlikte tüm yüzeyleri boyunca olduğu tespit edilmiştir. Bu frekansta özellikle dondurucu kabini içerisindeki kavitenin rezonansa girmiş olduğu anlaşılmaktadır.
- 115 Hz frekanslarında gürültünün sağ panelin üst kısmı, sol ve arka panelin alt kısmı ile kapının alt kısmında yoğun olarak olduğu görülmüştür.

- 218 Hz için gürültü haritalarından, gürültünün arka panelin tüm yüzeyi boyunca ve sol panelin arka panele yakın kısmında yoğunlaştığı tespit edilmiştir.

Ayrıca Şekil (4.53 ve 4.54) de, kapılı buzdolabı için 91-122 ve 145-244 Hz frekans aralıklarındaki toplam bant ses şiddeti düzeyi haritaları gösterilmiştir.



Şekil 4.53: Kapılı Buzdolabına İçin 91-122 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası



Şekil 4.54: Kapılı Buzdolabına İçin 145-244 Hz Bant Toplamı Ses Şiddeti Düzeyi Haritası

4.2.3. Genel Değerlendirme

Kapılı ve kapısız buzdolabı modellerinde gerçekleştirilen yakın alan gürültü haritası sonuçlarına bakıldığında, ölçümlerde buzdolabında gürültü kaynağı olarak yalnızca evaporatör fanının bulunmasından dolayı, gürültünün düşük frekans bandı olarak isimlendirilen 0-500 Hz aralığında ortaya çıktığı görülmüştür. Buzdolabında kapının

olmadığı durumda yapılan ölçümlerden, gürültünün yoğun olarak kapı bölgesinde ve dondurucu paneli olan sol panelde yoğun olarak oluştuğu sonucu çıkarılmıştır. Buzdolabında kapının olduğu durumda yapılan ölçümlerden de, gürültünün arka panel ve sol panelin arka panele yakın olan üst kısmında baskın olmasıyla birlikte buzdolabında yayılımın üst bölmelerde oluştuğu saptanmıştır. Sonuç olarak evaporatör fanı gürültüsü enerjisinin düşük frekans bandı olarak isimlendirilen 0-500 Hz aralığında görüldüğü, enerjinin ağırlıklı olarak kapısız durumda sol panelden ve kapıdan, kapılı durumda da arka ve sol panelden yayıldığı tespit edilmiştir.

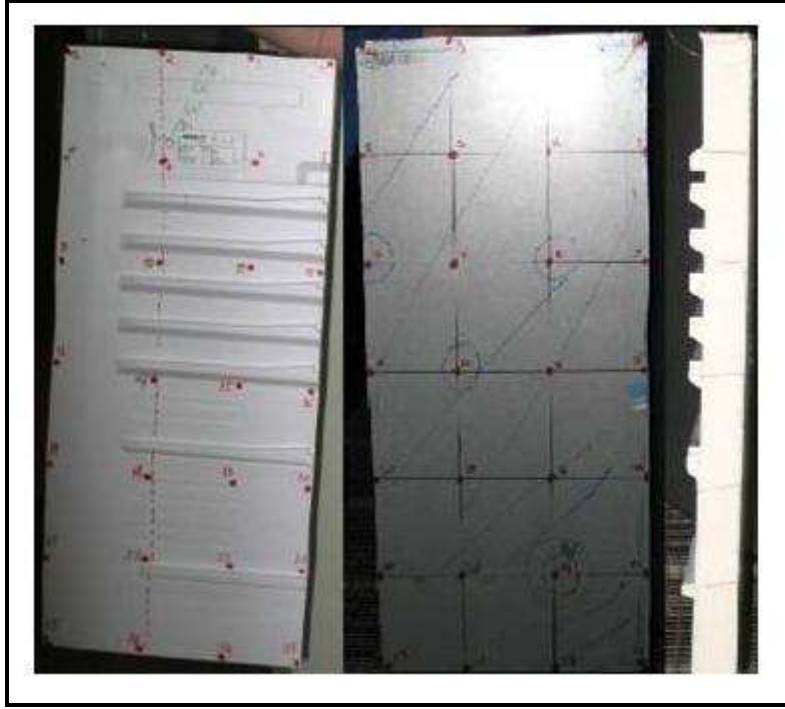
5. GARDROP TİPİ BUZDOLABI TİTREŞİM MODELİ

5.1. Giriş

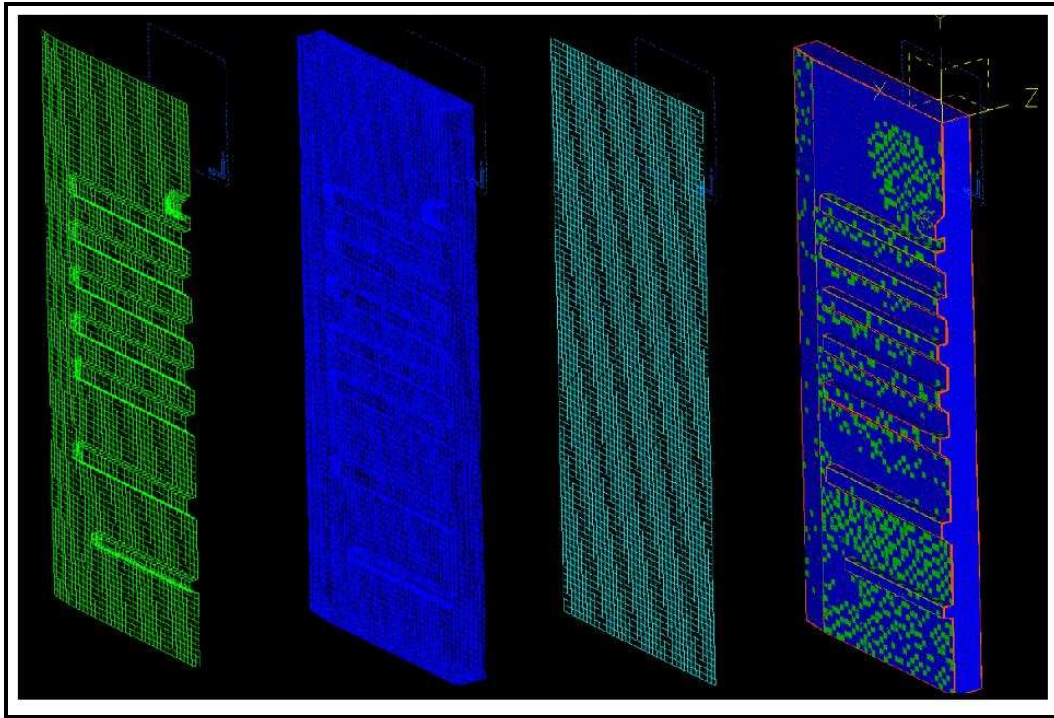
Makinaların titreşim analizleri ve optimizasyonları için deneysel ölçümlerle doğrulanmış sayısal modeller gerekmektedir. Bu amaçla tez çalışmasında incelenecek gardrop tipi buzdolabının titreşim modelinin güvenilir bir şekilde kurulabilmesi için öncelikle malzeme özelliklerinin doğru olarak belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla buzdolabında olduğu gibi üç katmandan oluşan ve buzdolabının yan panelinden kestirilen basit bir yapıda malzeme özelliklerinin belirlenmesinin gerekli olduğu tespit edilmiştir. Basit modelden elde edilen malzeme özellikleri kullanılarak, gardrop tipi buzdolabının sayısal ortamda sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Sayısal modelin doğruluğunun sınanması için, buzdolabı deneysel ortamda serbest-serbest şartlarını sağlaması için asılmıştır. Ayrıca buzdolabı kauçuk ayaklar üzerinde konumlandırılarak ölçümler alınmış ve kauçuk ayaklar, sayısal ortamda sonlu elemanlar modeline eklenerek modellenmiş ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

5.2. Basit Bir Model İçin Titreşim Modeli

Basit model olarak, buzdolabı ile aynı malzeme özelliklerine sahip olması için buzdolabının yan panelinden kesilerek oluşturulan bir model seçilmiştir. Bu model sac, poliüretan ve plastik olmak üzere üç katmandan oluşmaktadır. Model yaklaşık olarak 385x896x48 mm boyutlarındadır. Sayısal analizde kullanılan sonlu elemanlar modeli, 25314 düğüm noktasından ve 26672 elemandan oluşmaktadır. Üç katmandan oluşan katmanlı modelin saçtan oluşan kısmının kalınlığı 0.5 mm olup lineer dörtgen elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Plastikten oluşan kısmın kalınlığı ortalama olarak 1.2 mm olup yine lineer dörtgen elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Sac ve plastiğin arasını dolduran poliüretan ise lineer tetrahedron elemanlar kullanılarak hacim olarak modellenmiştir. Şekil (5.1 ve 5.2) de sırasıyla, katmanlı kesit modelinin sayısal ve deneysel modelinin resimleri görülmektedir:



Şekil 5.1: Deneysel Olarak Kullanılan Katmanlı Kesit Modeli



Şekil 5.2: Sayısal Olarak Modellenen Katmanlı Kesit Modeli

Çizelge 5.1 de katmanlı kesit modelinin rijit olmayan ilk beş modunun sayısal ve deneysel doğal frekansları verilmiştir.

Çizelge 5-1: İlk Beş Mod İçin Sayısal Ve Deneysel Doğal Frekanslar

Mod No	Sayısal MA Sonucu(Hz)	Deneysel MA Sonucu(Hz)
1	68	68
2	110	99
3	154	154
4	204	182
5	249	248

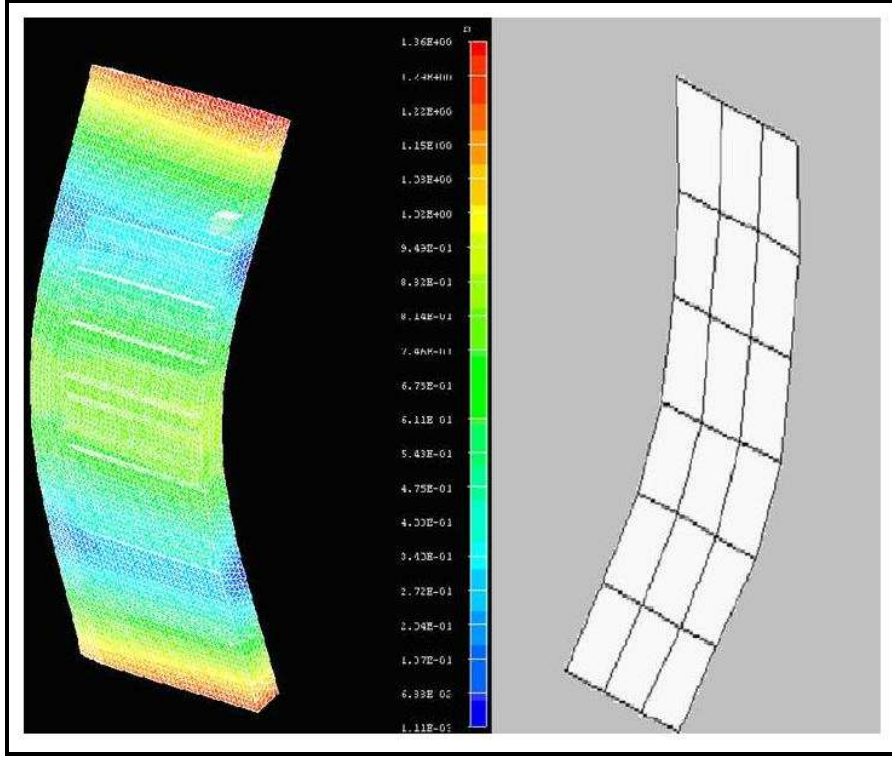
Çizelge 5.1 den basit modelin 1, 3 ve 5. modlarının sayısal ve deneysel olarak çok iyi modellendiği görülmektedir. Ancak 2 ve 4. modların sayısal ve deneysel olarak frekans değerleri arasındaki farkın biraz fazla olduğu görülmektedir.

Çizelge 5.2 de ise, katmanlı kesit modelinin sayısal ve deneysel olarak kurulan modellerinin kütle karşılaştırması sunulmuştur. Buradan, katmanlı kesit modeli için kurulan sayısal modelin ağırlığının yaklaşık %1 hata oranı ile deneysel modelle uyumlu olarak kurulduğu görülmektedir.

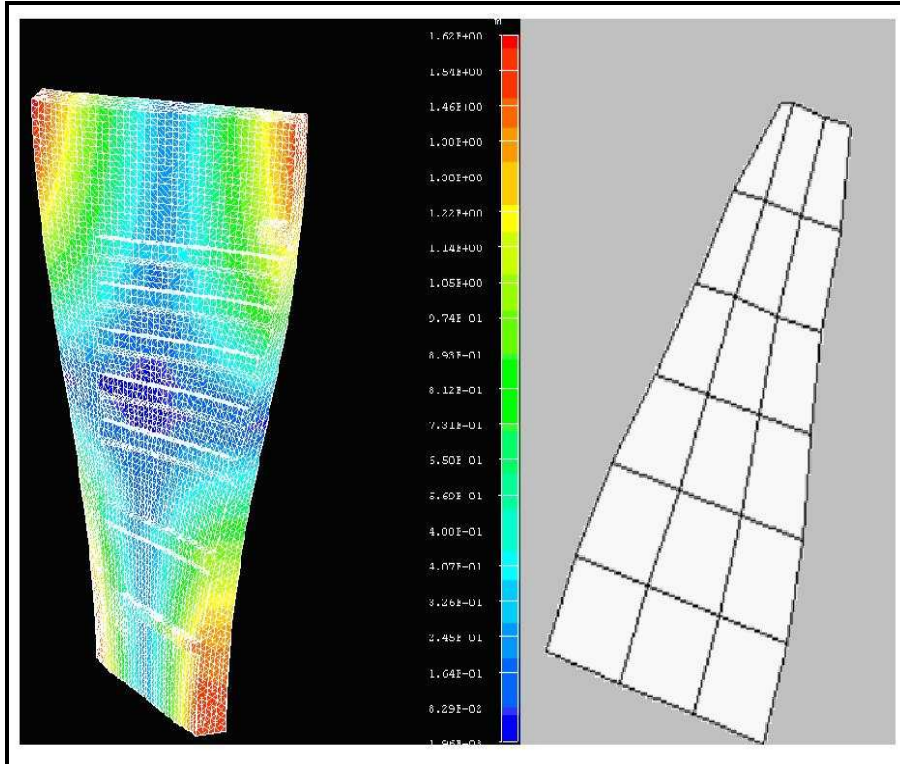
Çizelge 5-2: Sayısal Ve Deneysel Olarak Kütle Karşılaştırması

Ağırlık karşılaştırması	Sayısal Model	Deneysel Model
	2.39 kg	2.41 kg

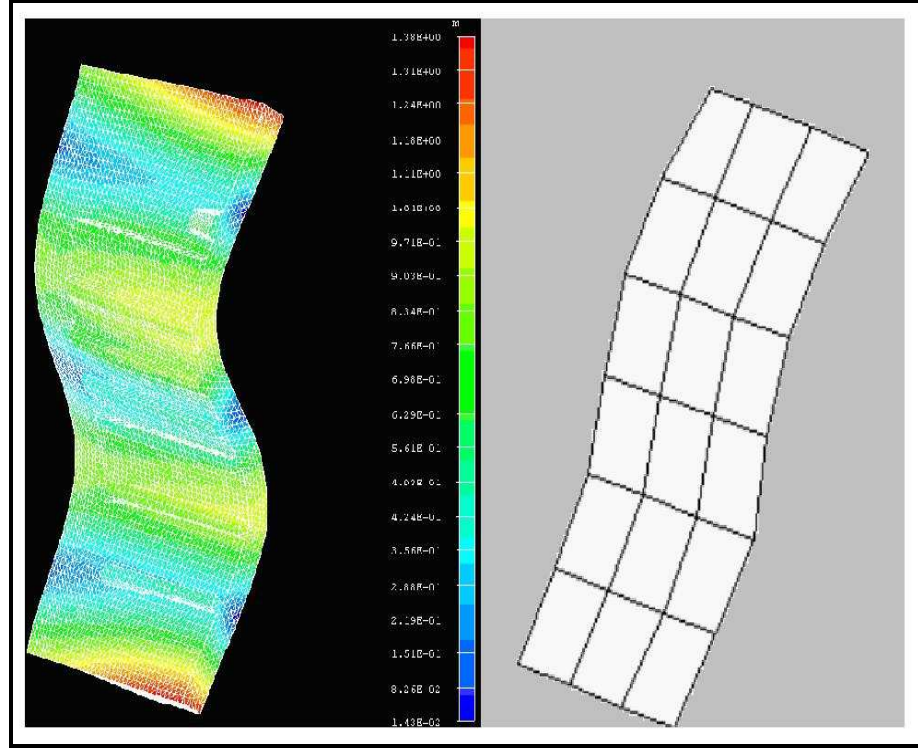
Şekil (5.3-5.7) arasında ise, katmanlı kesit modeli için elde edilen sayısal ve deneysel mod şekilleri karşılaştırılmıştır.



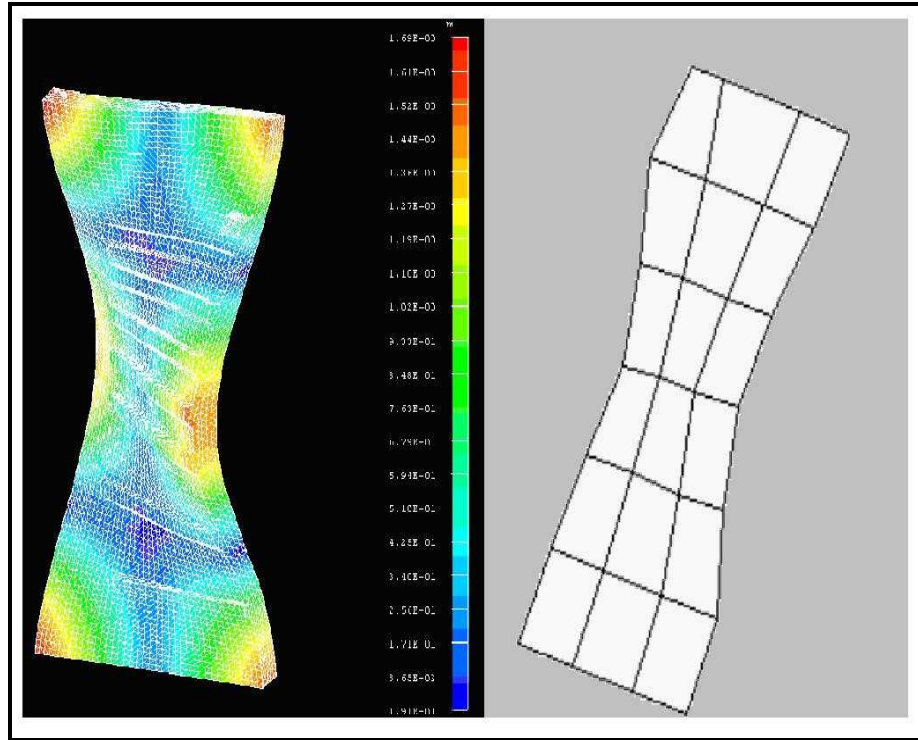
Şekil 5.3: Birinci Mod Şekli



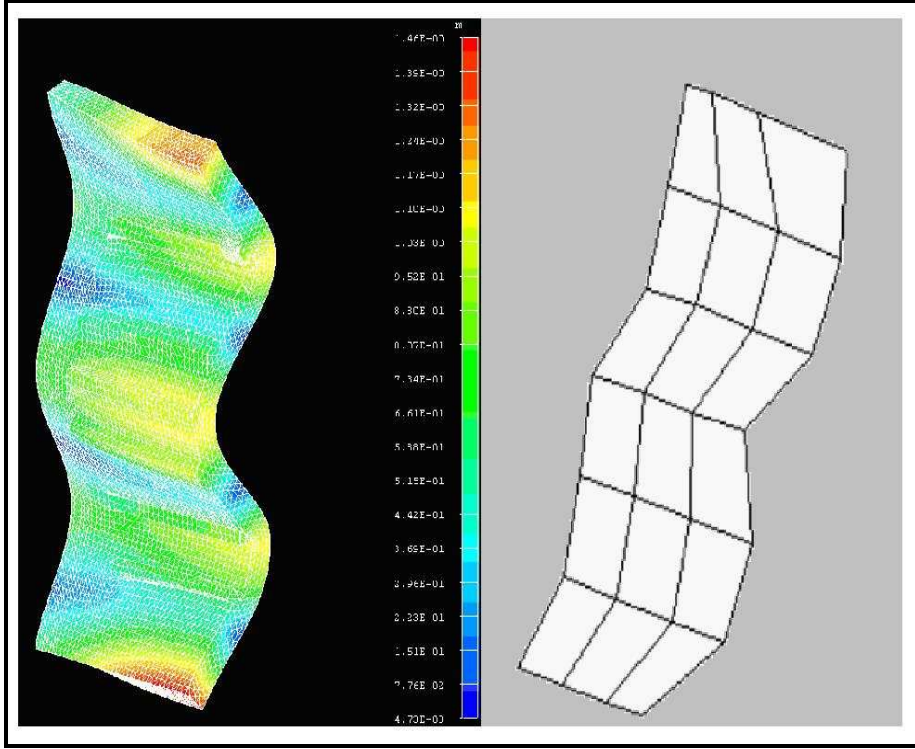
Şekil 5.4: İkinci Mod Şekli



Şekil 5.5: Üçüncü Mod Şekli



Şekil 5.6: Dördüncü Mod Şekli



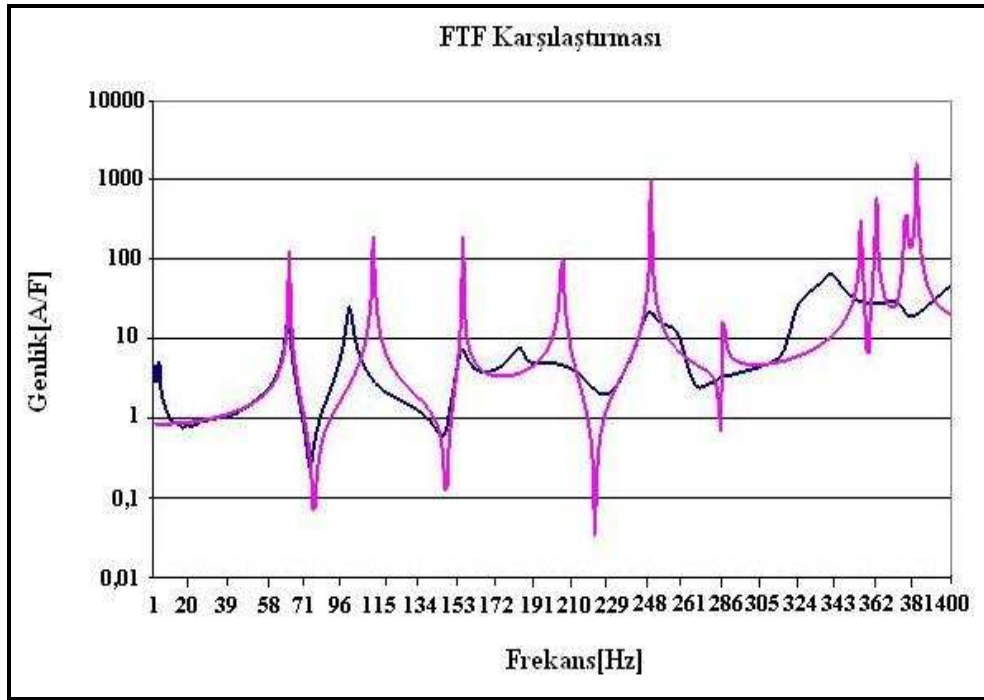
Şekil 5.7: Beşinci Mod Şekli

Bu sonuçlardan 1, 3 ve 5. modların eğilme modları olduğu ve sayısal olarak kurulan modelin deneysel modelle uyumlu olarak elde edildiği görülmektedir. Ancak 2 ve 4. modların mod şekillerine bakıldığında bu modların burulma moduna karşılık geldiği ve aralarındaki uyumun diğer modlara göre daha az olduğu ortaya çıkmıştır.

Yukarıdaki ilk beş elastik mod için gösterilen mod şekillerine ve modal frekansların karşılaştırıldığı tabloya bakıldığında, birinci, üçüncü ve beşinci modların modal frekanslarının birbiriyle çok uyumlu oldukları görülmektedir. Ancak ikinci ve dördüncü modların modal frekanslarının arasında biraz fazla fark olduğu görülmüştür. Bunun nedeninin ise, birinci, üçüncü ve beşinci modların, mod şekillerine dikkatlice bakıldığında bu modların eğilme modları olduğu, dolayısıyla bu modlarda yapıya gelen yükün dış kısımlardaki plastik ve saç tarafından karşılandığı tespit edilmiştir. Bunun sonucunda saç ve plastiğin sayısal ortamda deneysel ortamdakiyle birebir modellendiğinden uyumun çok iyi olduğu ifade edilebilmektedir. İkinci ve dördüncü modların ise burulma modları olmasından dolayı, katmanlı modele gelen yükün bu modlarda daha çok saç ve plastiğin arasını dolduran poliüretan köpüğü tarafından karşılandığı tespit edilmiştir. Bunu sonucunda ise, sayısal ortamda saç ve plastik arasındaki köpüğün tüm temas noktalarında uniform(düzgün ve eşit dağılımlı) olarak modellendiği, ancak deneysel modelde

poliüretan köpüğünün saç ve plastiğin arasına sıkılarak doldurulmasından dolayı, gerçekte bazı temas noktalarında temassızlıklarının olduğu belirlenmiştir. Bu durum sayısal modelin deneysel modele göre daha rijit olmasına neden olmuştur. Bu yüzden sayısal modelden elde edilen doğal frekans değerlerinin, deneysel modelden elde edilene göre daha yüksek çıkacağı tespit edilmiştir ve de görülmüştür. Bu durumda poliüretanın burulma modlarında üzerine gelen yükü taşıyamamasından dolayı, poliüretan malzemesinin elastisite modülü, puason oranı ve yoğunluk değerleri sabit tutularak kayma modülü değiştirilmiştir. Buzdolabında kullanılan poliüretanın kayma modülünün 2-4 Mpa arasında değiştiği, yapılan deneysel ölçümlerden belirlenmiştir. Sayısal modelde poliüretanın kayma modülü 0.1-50 Mpa arasındaki değerlerde kullanılmış ancak, basit modelin doğal frekans değerlerinde bir değişme olmamıştır. Sonlu elemanlar modelinde PU'nun temas bölgelerinin farklı bölgelerinde, farklı miktarlarda(%1-5) düzgün dağılmış temassızlıklar yaratılmıştır. Temassızlığın oluşturulduğu sayısal modellerde yapılan analizlerden, temassızlığın konumu ve miktarına bağlı olarak özellikle burulma modları için doğal frekanslar bir miktar deneysel sonuçlara yaklaşmasına rağmen istenilen yakınlaşma sağlanamamıştır. Deneysel modeldeki bu temassızlıklar çok küçük boyutlarda ve yüzey boyunca dağılmış olarak çok fazla sayıda bulunduklarından, sayısal modelde oluşturulan temassızlıklar çok iyi modellenememiştir. Sonuç olarak poliüretanın deneysel modelde saç ve plastikte temassızlığının olduğu bölgeler sayısal ortamda yeterince modellenemediğinden, sayısal model özellikle burulma modları için deneysel modele göre daha rijit olmuştur.

Yapılan deneysel ölçüm ve sayısal analiz çalışmalarından elde edilen frekans tepki fonksiyonunun karşılaştırıldığı örnek grafik Şekil 5.8 deki gibidir.



Şekil 5.8: Sayısal Ve Deneysel HFD Karşılaştırması

Basit model için FTF grafiğinden, ilk beş mod için sayısal ve deneysel doğal frekansların karşılaştırıldığı tablo ve mod şekillerindeki gibi, eğilme modlarının frekans değerlerinin sayısal ve deneysel sonuçlarda uyumlu olarak elde edildiği ancak, burulma modlarında bu uyumun azaldığı görülmektedir.

Bu çalışma sonucunda kurulan titreşim modelinden, katmanları oluşturan sac, plastik ve poliüretana(PU) ait malzeme özellikleri Çizelge 5.3 deki gibi belirlenmiştir. Bu malzemelerin özellikleri buzdolabında kullanılan malzemeler ile aynı özellikte olduğundan, buzdolabı modeli kurulurken elde edilen bu veriler kullanılmıştır.

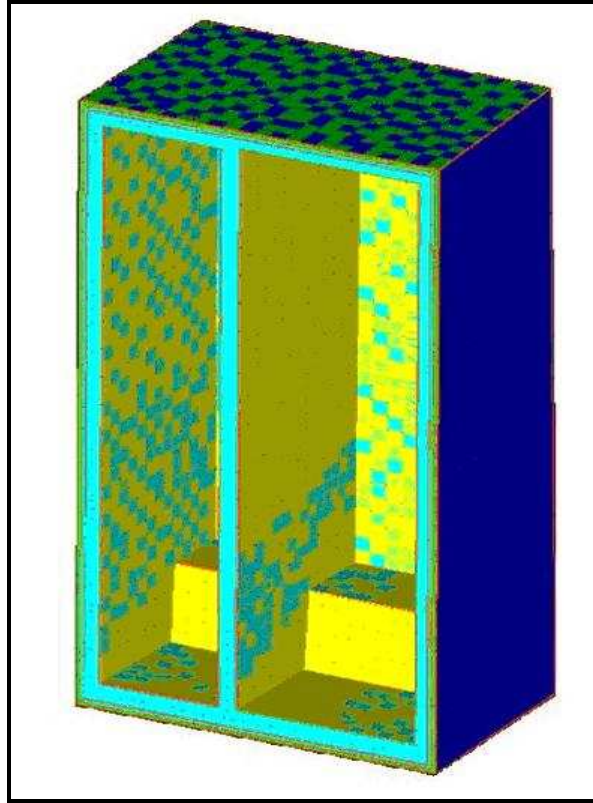
Çizelge 5-3: Kesit Modelde Kullanılan Malzeme Özellikleri

Malzeme	Elastisite Modülü(Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m ³)	Malzeme Kalınlığı (mm)
Sac	$2.18 \cdot 10^2$	0.29	8516	0.6
Plastik	1.8	0.35	1093	1.8
PU	$0.8 \cdot 10^{-2}$	0.10	38	-

5.3. Gardrop Tipi Buzdolabı Sayısal Modeli

Gardrop tipi buzdolabı sac, plastik, poliüretan ve strafor malzemelerinden oluşmaktadır. Ayrıca buzdolabının üç katmandan oluşmasının getirdiği zorluklar,

uygulanacak metodolojiyi sınamak ve çalışmalara hız kazandırmak amacıyla bazı kabuller yapılmıştır. Modeli kurulan gardrop tipi kırıgısız buzdolabında, buzdolabının kapıları ile dondurucu ve taze besin kabini içerisinde havanın dağıtılması için kullanılan straforların ve buzdolabı raflarının olmaması gibi kabuller yapılmıştır. Buzdolabının sayısal modeli kurulurken I-DEAS ve ADAMS programları kullanılmıştır. Sayısal modelin sınanması ve doğrulanması amacıyla, deneysel ölçümlerde buzdolabı serbest-serbest koşullarının sağlanması amacıyla asılmıştır ve kauçuk ayaklar üzerine oturtulmuştur. Sayısal model kurulurken serbest-serbest koşulları I-DEAS ortamında modellenmiştir. Şekil 5.9 de sayısal ortamda kurulan buzdolabının sonlu elemanlar modeli verilmiştir. Burada mavi ve yeşil renkler buzdolabının saç kısmının, turkuaz rengi plastik kısmının, sarı rengi de poliüretanın(PU) sonlu elemanlarını göstermektedir:



Şekil 5.9: I-DEAS’da Kurulan Sayısal Model

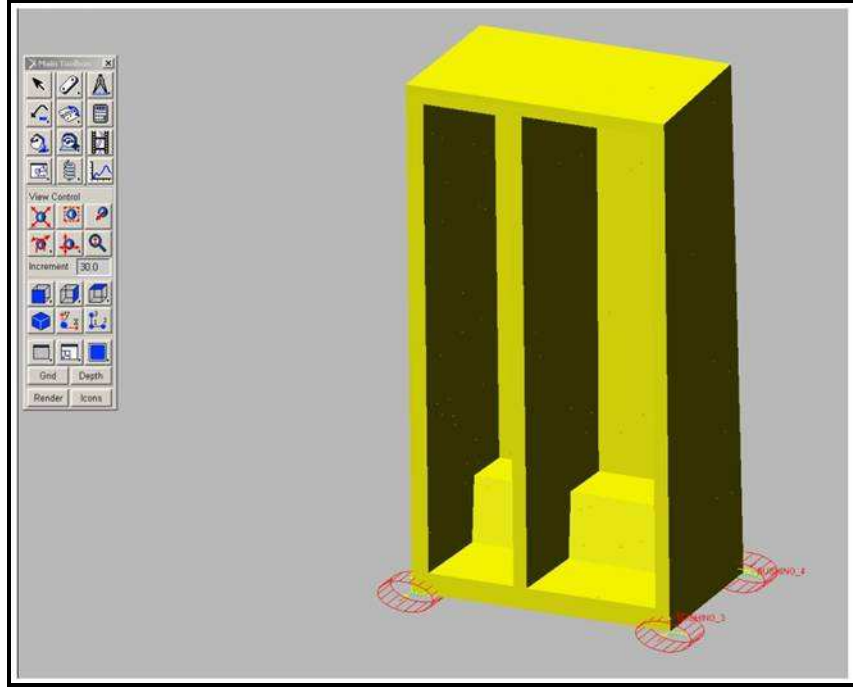
Buzdolabının sonlu elemanlar modeli oluşturulurken, öncelikle buzdolabının CAD modeli oluşturulmuştur. Bu kısımda öncelikle, saç ve plastik arasında ısı yalıtımı amaçlı kullanılan poliüretanın katı modeli oluşturulmuştur. Poliüretanın dışını çevreleyen saç ve plastik ise, poliüretan modelinin iç ve dış kısmına et kalınlıkları kadar kalınlık verilerek oluşturulmuştur. Buzdolabı için oluşturulan sonlu elemanlar

modeli 33210 düğüm noktasından ve 21024 elemandan oluşmaktadır. Modelde sac ve plastik lineer dörtgen kabuk elemanlar kullanılarak, poliüretan ise lineer tetrahedron hacim elemanlar kullanılarak modellenmiş ve böylece buzdolabının sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. I-DEAS ortamında buzdolabının sonlu elemanlar modeli kullanılarak modal analiz gerçekleştirilmiş ve rijit olmayan modlarından bazılarının doğal frekans değerleri Çizelge 5.4 deki gibi bulunmuştur:

Çizelge 5-4: İlk Yedi Mod İçin Sayısal Doğal Frekanslar

Mod No	Sayısal MA Sonucu(Hz)
1	28.3
2	44.8
3	48.4
4	58.1
5	92.5
6	97.0
7	105.2

Buzdolabından alınacak deneysel ölçümlerin, kauçuk ayaklar üzerinde alınmasıyla ve serbest-serbest şartların sağlanması için buzdolabının asılmasıyla arasında nasıl bir fark oluşabileceği tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla buzdolabının daha önce oluşturulan sonlu elemanlar modeli, öncelikle ADAMS ortamına aktarılmış ve kauçuk ayaklar modele eklenerek sayısal modal analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.10 da buzdolabının ADAMS ortamında analizi gerçekleştirilen sonlu elemanlar modeli verilmiştir:



Şekil 5.10: Buzdolabının ADAMS’da Kurulan Modeli

Kauçuk ayaklar, ADAMS ortamında üç öteleme ve üç dönme yönünde direngenlik katsayıları girilerek oluşturulan bushing elemanları ile modellenmiştir. Şekil 5.11 de buzdolabının üzerine konumlandırıldığı kauçuk ayağın resmi görülmektedir:



Şekil 5.11: Buzdolabının Altına Konumlandırılan Kauçuk Ayak

Çizelge 5.5 de ise, ADAMS ortamında buzdolabının sonlu elemanlar modeline kauçuk ayakların eklenmesi sonucunda elde edilen doğal frekans değerleri görülmektedir.

Çizelge 5-5: ADAMS'dan Elde Edilen Sayısal Doğal Frekanslar

Mod No	Doğal Frekans(Hz)
1	1,31
2	1,87
3	3,56
4	5,16
5	5,65
6	5,99
7	29,05
8	44,98
9	48,34
10	58,06
11	92,44
12	96,50
13	105,04

Bu çizelgeden, serbest-serbest şartlarda modellenen buzdolabında ilk altı mod rijit mod olduğu için bu modların frekans değerleri yaklaşık olarak sıfıra eşitti ancak, ADAMS da kurulan modelden görülmektedir ki, daha önceden rijit olarak elde edilen ilk altı modun frekans değerleri sıfırdan farklı olmaktadır.

Çizelge 5.5 deki ilk üç modun öteleme hareketine, üçten altıya kadar olan modlar da dönme hareketine karşı gelmektedir. Çizelgedeki altıdan onüç kadar olan modlarda ilk yedi elastik moda karşı gelmektedir. Bu yedi doğal frekans değerinin I-DEAS da yapılan sayısal analizden elde edilen ilk yedi elastik moda ait frekanslarla karşılaştırması da Çizelge 5.6 da sunulmuştur. Bu sonuçlardan, yapılan iki farklı sayısal analizden elde edilen doğal frekans değerlerinin birbirlerine çok yakın olarak elde edildikleri görülmektedir.

Çizelge 5-6: I-DEAS ve ADAMS'dan Elde Edilen Sayısal Doğal Frekanslar

Mod No	I-DEAS Modeli(Hz)	ADAMS Modeli(Hz)
1	28,3	29,05
2	44,8	44,98
3	48,4	48,34
4	58,1	58,06
5	92,5	92,44
6	97,0	96,50
7	105,2	105,04

5.4. Gardrop Tipi Buzdolabı Deneysel Modeli

Buzdolabı için hem serbest-serbest şartlarda hem de kauçuk ayaklar üzerinde sayısal modeller kurulmuş ve elde edilen sonuçların benzer olduğu görülmüştür. Ancak buzdolabının titreşim davranışlarının doğru olarak sınanması için, sayısal sonuçların sadece doğal frekans ve frekans tepki fonksiyonlarına bakılarak karşılaştırılmasının yetersiz olacağı düşünülmüştür. Bu amaçla mod şekillerinin de karşılaştırılması için deneysel ölçümlerin, buzdolabından serbest-serbest şartlarda alınmasına karar verilmiştir. Deneysel olarak serbest-serbest şartlarının sağlanması için buzdolabı, modal analiz amaçlı oluşturulan bir kafes yapının içerisine asılmıştır. Şekil 5.12 de deneysel ölçümlerde kullanılan buzdolabının resmi görülmektedir. Burada buzdolabının dört üst köşesine küçük delikler açılmış ve bu deliklerden misinalar geçirilerek şekilde görüldüğü gibi, buzdolabı kafes yapısının içerisinde yere değmeyecek şekilde asılmıştır.



Şekil 5.12: Deneysel Ölçümlerde Kullanılan Buzdolabı

Deneysel modal analiz buzdolabının dondurucu, taze besin ve arka panellerinde gerçekleştirilmiştir. Bu üç panelin yüzeyi küçük ölçüm elemanlarına bölünerek 198 adet noktada frekans tepki fonksiyonu ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçüm sonuçları STAR isimindeki bir ticari modal analiz programında işlenerek buzdolabının yan panellerine ait mod şekilleri, sayısal analizlerden elde edilen mod şekilleriyle karşılaştırılmak üzere elde edilmiştir. Buzdolabı deneysel ölçümlerde, bir sarsıcı kullanılarak ne çok rijit ne çok elastik olan bir noktadan tahrik edilmiştir. Bu tahrik noktası ise sayısal analizden elde edilen doğal frekansların, net olarak frekans tepki fonksiyonunda görülebildiği bir nokta olarak seçilmiştir. Şekil 5.13 de buzdolabında sarsıcının konumu ve uygulandığı nokta gösterilmiştir:



Şekil 5.13: Deneysel Ölçümlerde Kullanılan Sarsıcının Konumu

Şekil 5.13 deki ilk şekilde, buzdolabı üzerinde konumlandırılmış üç ivmeölçer görülmektedir. Deneysel ölçümlerde içerisinde ön yükseltici bulunan üç adet ivmeölçer kullanılmıştır. Ayrıca deneysel modal analiz ölçümleri boyunca tahrik noktası sabit tutulmuş, üç ivmeölçer de 198 adet ölçüm noktasında gezdirilmiştir.

Şekil 5.14 de ise ölçüm zincirinde kullanılan ekipmanlar görülmektedir:



Şekil 5.14: Kullanılan Deneysel Ölçüm Ekipmanları

5.5. Sayısal ve Deneysel Modellerin Karşılaştırılması

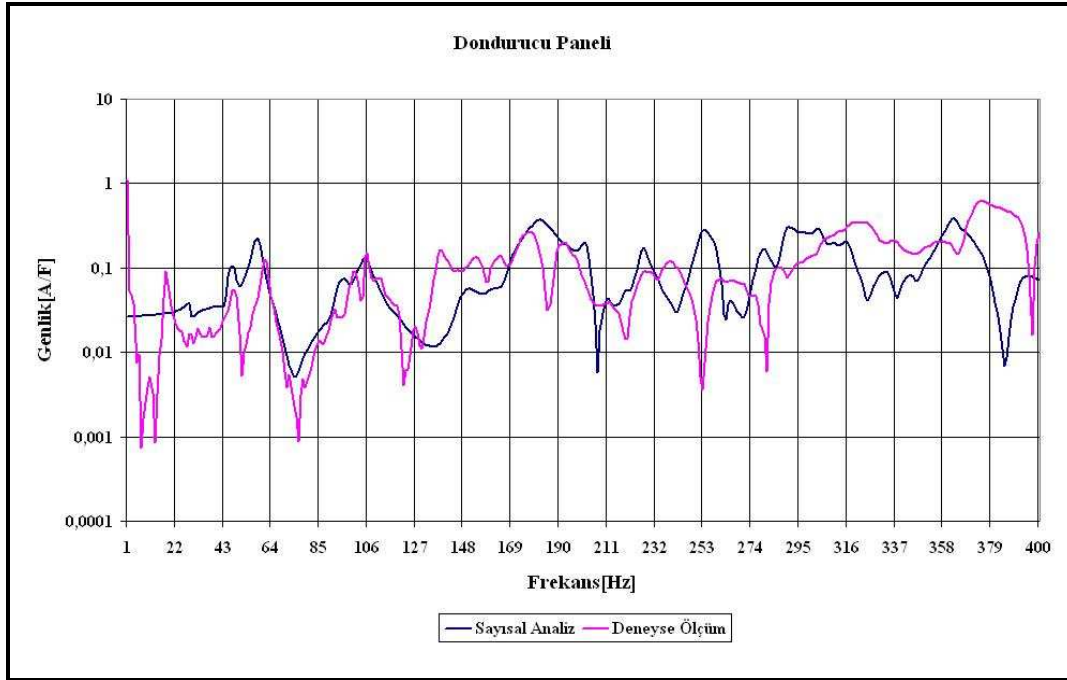
Buzdolabının deneysel ölçümleri serbest-serbest şartlarının sağlandığı kafes sisteminde, buzdolabının asıldığı durumda alınmıştır. Dolayısıyla bu kısımda serbest-serbest sınır şartlarının I-DEAS ortamında sağlandığı sayısal analiz sonuçları,

deneySEL ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Öncelikle buzdolabının sayısal ortamda kurulan sonlu elemanlar modeli, ağırlık yönünden deneySEL modelle karşılaştırılmıştır. Çizelge 5.7 de buzdolabının ağırlık karşılaştırması verilmiştir. Bu çizelgeden buzdolabının sayısal modelinin ağırlık karşılaştırması açısından %0.05 hata ile modellenebildiği sonucu çıkarılmıştır.

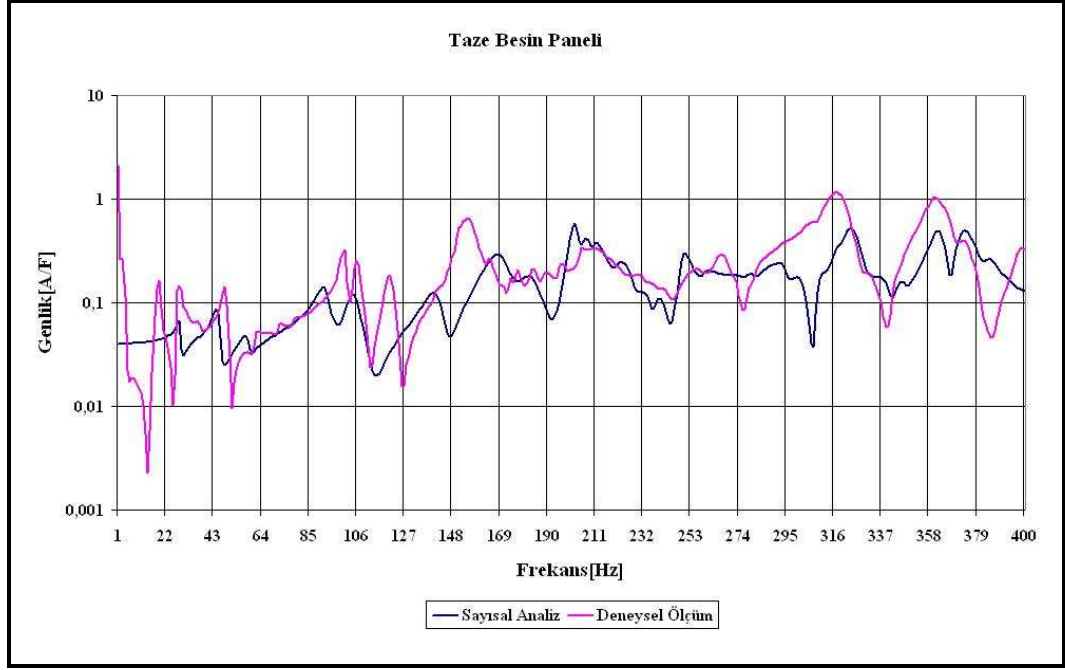
Çizelge 5-7: Buzdolabı Modeli İçin Ağırlık Karşılaştırması

Ağırlık	Sayısal Model	DeneySEL Model
Karşılaştırması	46.7	46.9

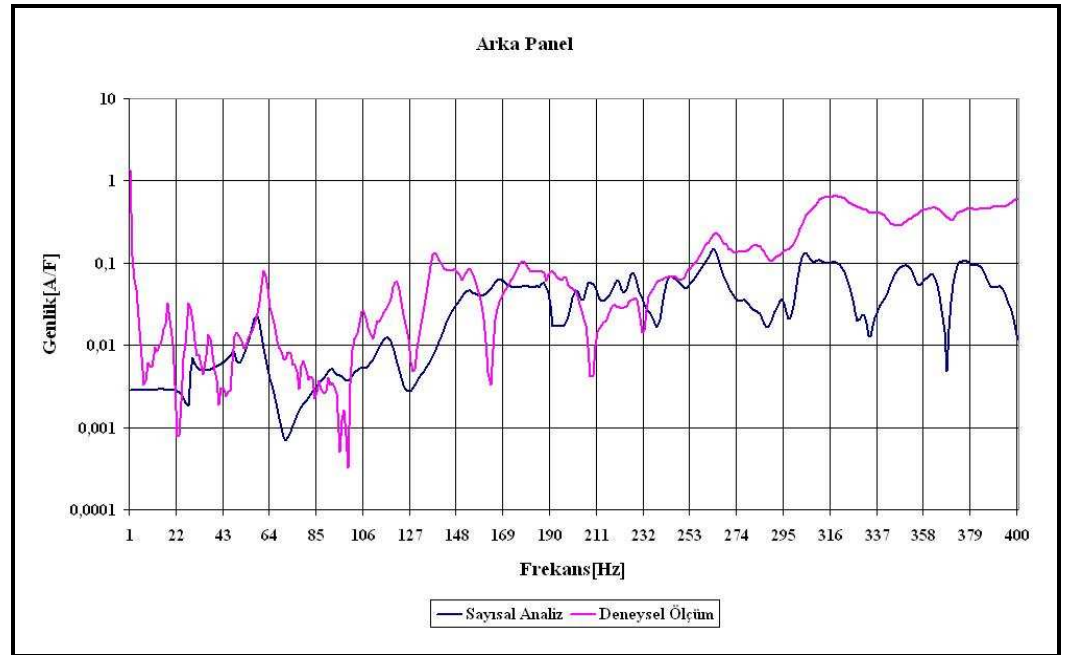
Yapılan deneySEL ölçümler ve sayısal analizler sonucunda elde edilen frekans tepki fonksiyonları karşılaştırılmış ve buzdolabının dondurucu, taze besin ve arka panellerinden alınan sonuçlar Şekil (5.15-5.17) deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5.15: Dondurucu Paneli Üzerinden Alınan Sonuçlar



Şekil 5.16: Taze Besin Paneli Üzerinden Alınan Sonuçlar



Şekil 5.17: Arka Panel Üzerinden Alınan Sonuçlar

Burada ölçüm alınan tüm panellerde doğal frekansların net olarak görüldüğü bir noktada karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 5.15’de dondurucu panelinin üzerindeki ölçüm noktasından alınan frekans tepki fonksiyonu ile sayısal modelde aynı noktadan alınan frekans tepki fonksiyonları karşılaştırılmıştır. Deneysel frekans tepki fonksiyonunda yaklaşık 18 Hz civarında bir tepe görülmektedir. Bu tepenin görüldüğü frekansın, buzdolabında deneysel şartların sağlanması için, buzdolabının asılmasından kaynaklanan askı frekansı olduğu düşünülmektedir. Bu askı frekansı

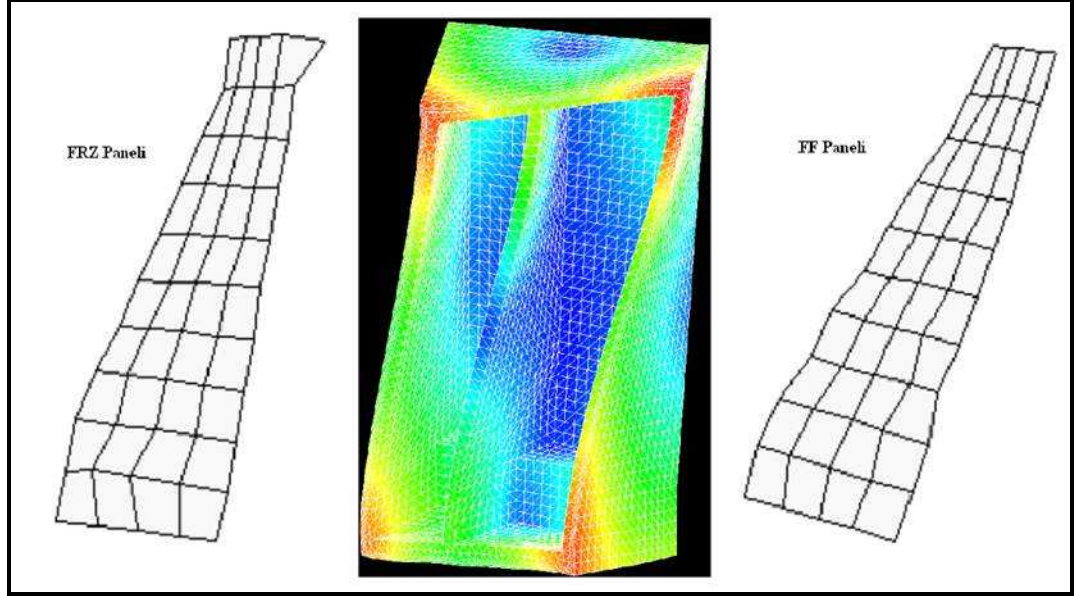
diğer panellerden alınan deneysel frekans tepki fonksiyonlarında da görülmektedir. Dondurucu panelinde yapılan frekans tepki fonksiyonu karşılaştırma sonuçları incelendiğinde, kurulan sayısal modelden elde edilen sonuçların yaklaşık 120 Hz frekansına kadar deneysel sonuçlarla uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Ancak 120 Hz frekansından sonra sayısal analiz ve deneysel ölçümlerden alınan sonuçların aralarındaki uyumun azalmaya ve frekans değerlerinin kaymaya başladığı görülmektedir. Bu sonuçların Şekil 5.16'daki taze besin panelinden alınan sonuçlar ve Şekil 5.17'deki arka panelden alınan sonuçlarda da ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Yapılan deneysel modal analiz çalışmasından saç, plastik ve poliüretan için elde edilen sönüm değerleri de sayısal ortamda sonlu elemanlar modeline girilerek analizler yapılmıştır. Deneysel modal analizden sönüm değerleri; saç için %1, plastik için %3 ve poliüretan için de %10 olarak bulunmuştur. ADAMS ortamına aktarılan serbest-serbest sonlu elemanlar modeline, 0-200 Hz arasında ortalama %3 ve 200-400 Hz arasında da %5 sönüm değeri uygulanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonucundan elde edilen frekans tepki fonksiyonları, deneysel ölçümlerden elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Böylece deneysel frekans tepki fonksiyonlarında özellikle 200 Hz frekansının üzerindeki frekans tepelerinin sivriliklerinde sönümünden dolayı meydana geldiği düşünülen azalma, sayısal ortamda modellenmeye çalışılmıştır.

Yapılan sayısal ve deneysel modal analiz sonuçlarından ilk yedi elastik mod için elde edilen doğal frekansların karşılaştırması Çizelge 5.8 deki gibi elde edilmiştir.

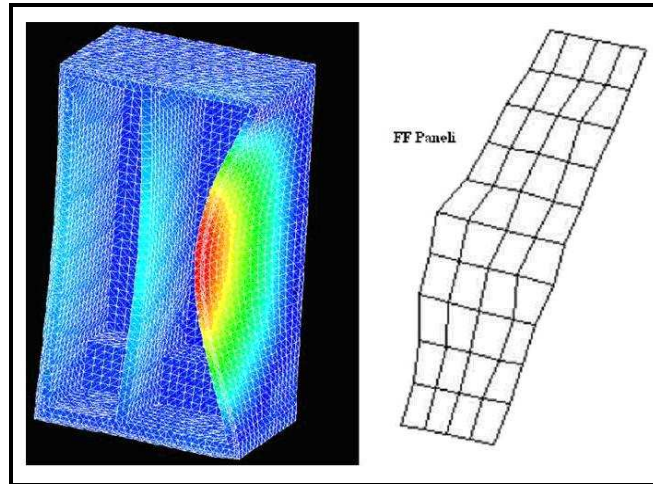
Çizelge 5-8: Buzdolabı İçin Sayısal Ve Deneysel Doğal Frekanslar

Mod No	Deneysel MA Sonucu(Hz)	Sayısal MA Sonucu(Hz)
1	28.4	28.3
2	41.1	44.8
3	48.0	48.4
4	60.1	58.1
5	99.2	92.5
6	105.1	97.0
7	119.3	105.2

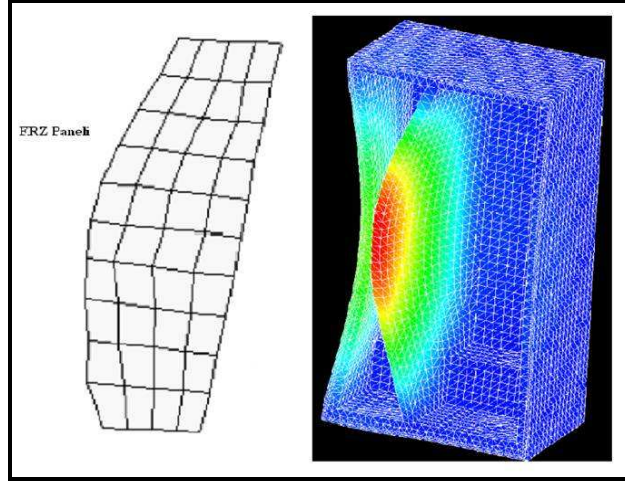
Buzdolabı için yapılan sayısal ve deneysel modal analiz sonuçlarından, buzdolabı için yukarıda frekans tepki fonksiyonlarının karşılaştırılmasından 120 Hz frekansına kadar uyumlu olarak elde edilen rijit olmayan ilk yedi elastik moduna ait mod şekilleri Şekil (5.18-5.24) arasında sunulmuştur.



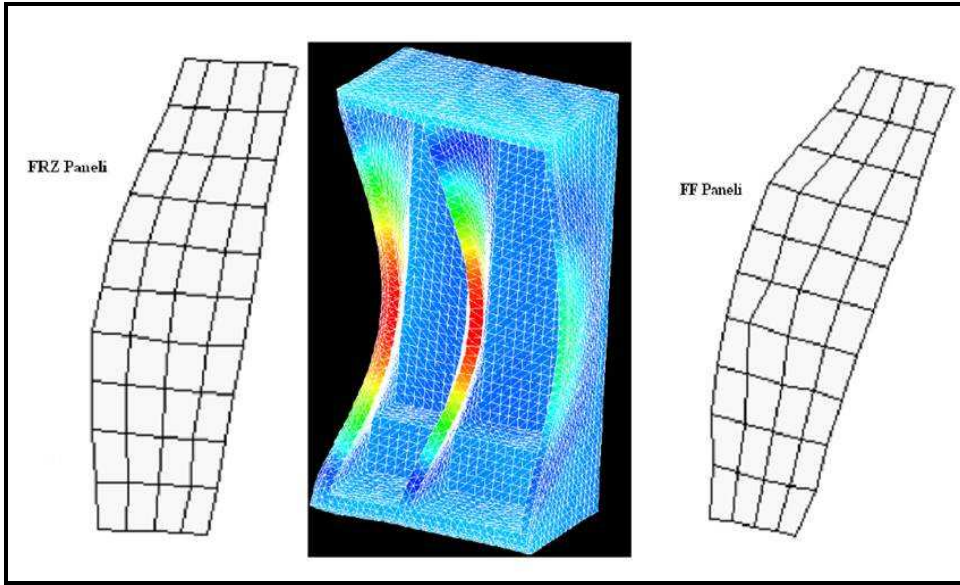
Şekil 5.18: Buzdolabı Modeli İçin Birinci Mod Şekli



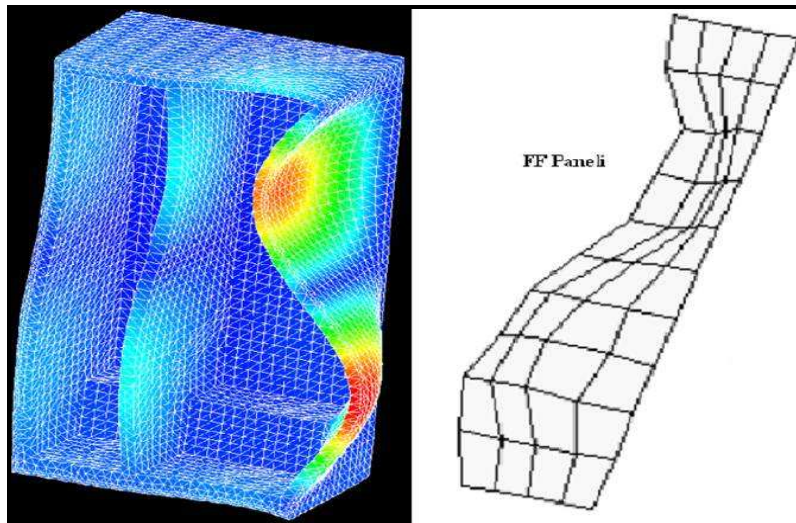
Şekil 5.19: Buzdolabı Modeli İçin İkinci Mod Şekli



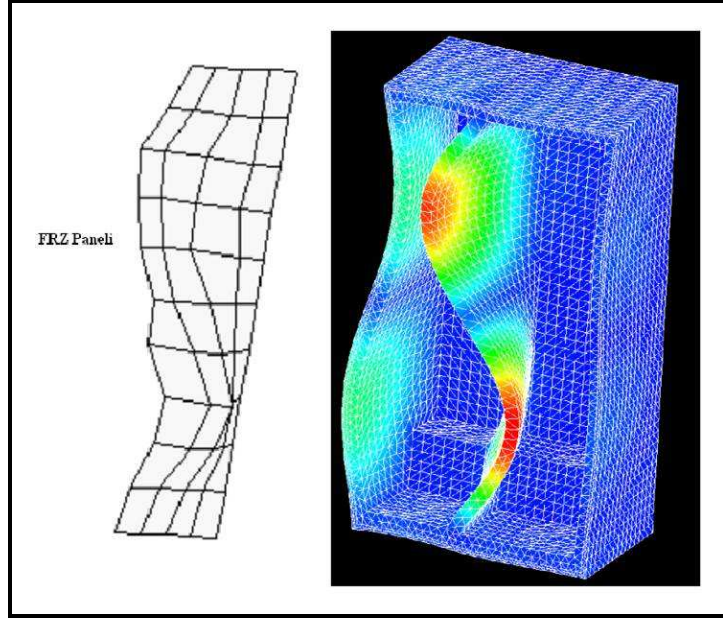
Şekil 5.20: Buzdolabı Modeli İçin Üçüncü Mod Şekli



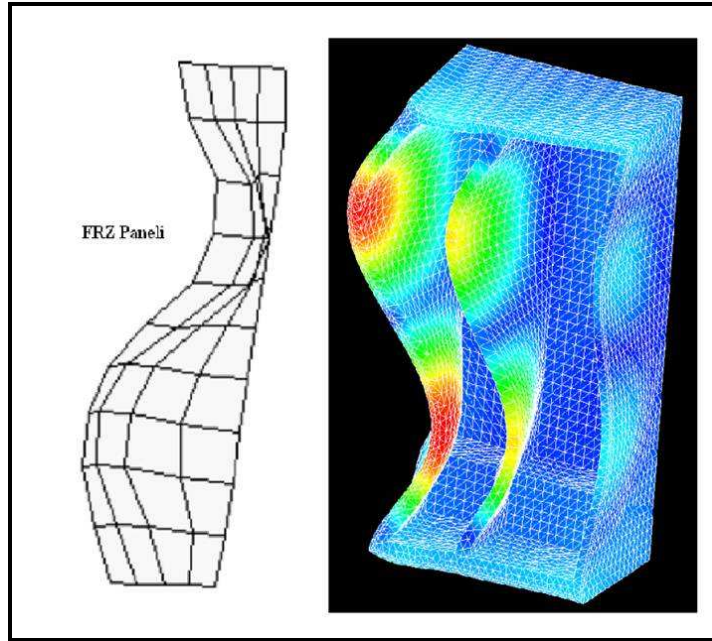
Şekil 5.21: Buzdolabı Modeli İçin Dördüncü Mod Şekli



Şekil 5.22: Buzdolabı Modeli İçin Beşinci Mod Şekli



Şekil 5.23: Buzdolabı Modeli İçin Altıncı Mod Şekli



Şekil 5.24: Buzdolabı Modeli İçin Yedinci Mod Şekli

Bu sonuçlardan uyumlu olarak elde edilen mod şekillerinin, buzdolabının yan panellerinde görülen eğilme modları olduğu tespit edilmiştir. 120 Hz frekansının üzerindeki doğal frekanslara ait mod şekillerinde ise uyumun azaldığı ve buradaki mod şekillerinde eğilme modlarının yanında burulma modlarının da olduğu tespit edilmiştir. Bu durum daha önce yapılan basit uygulama modelinde de görülmüş ve yükün saç ve plastiğe geldiği durumda mod şekilleri uyumlu olarak elde edilmiş ancak, yük poliüretana geldiği zaman uyumun azaldığı tespit edilmiştir. Buzdolabı modelinde de yükün saç ve plastiğe geldiği durumlarda oluşan eğilme modlarının

uyumlu olarak elde edilmesine rağmen burulma modlarının yeteri kadar modellenemediği sonucu çıkarılmıştır.

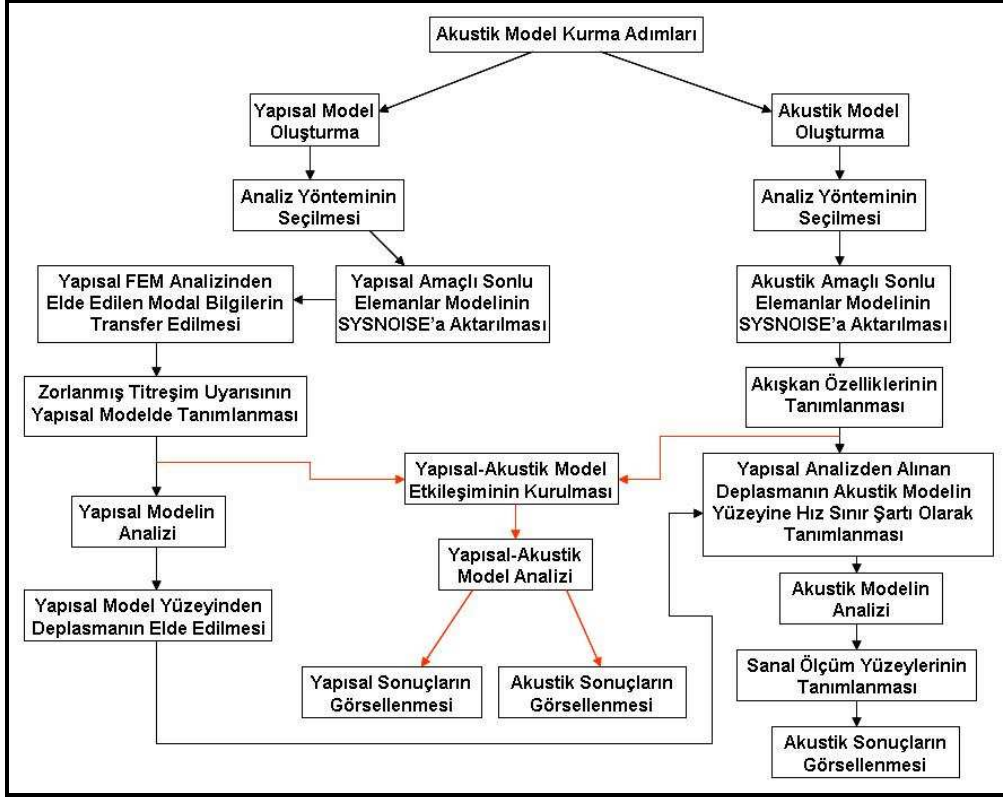
5.6. Genel Değerlendirme

Buzdolabı modelinin sayısal ortamda deneysel ölçümlerle sınanmış sonlu elemanlar modelinin 120 Hz frekansına kadar uyumlu olarak elde edildiği sonucu çıkarılmıştır. Bu uyumun, 120 Hz'in üzerindeki frekanslara çıkıldıkça da azaldığı görülmüştür. Deneysel modelin sönümünün sayısal ortamda yeterli derecede modellenememesi, üç katmandan oluşan sandwich yapının titreşim davranışlarının tahmin edilmesinin getirdiği zorluklar ve buzdolabında yüksek frekanslara çıkıldıkça modal yoğunluğun artmasından dolayı özellikle 200 Hz frekansının üzerindeki değerler için uyum yok denecek kadar az olmaktadır. Tezin giriş kısmında kırığasız gardrop tipi buzdolaplarının, frekans bantlarına göre farklı isimlerde gürültü kaynaklarına ayrıldığından bahsetmiştik. Bu doğrultuda buzdolabı modelinin 80-125 Hz frekans bandı arasında etkili olan evaporatör fan motoru kaynaklı gürültü ile 30 Hz de dönen beş kanatlı evaporatör fanının birinci kanat geçiş frekansı olan 150 Hz frekansının bulunduğu aralığın uyumlu bir şekilde elde edildiği sonucu çıkarılmıştır. Evaporatör fanının 250-400 Hz frekans bandı arasında etkili olan ikinci kanat geçiş frekansı kaynaklı gürültünün ise yeterli uyumla modellenemediği söylenebilir. Özellikle 200 Hz'in üzerindeki yüksek frekanslı gürültülerin modellenebilmesi için yapının titreşim davranışlarının tahmin edildiği frekans aralığının daha yüksek değerlere çıkarılması gerekmektedir. Bu çalışma da poliüretanın bazı bölgelerde saç ve plastik olan temassızlıklarından dolayı özellikle burulma modlarında üzerine gelen yükü taşıyamamasından, üç katmandan oluşan sandwich şeklindeki yapının yeterli hassasiyetle modellenememesinden ve de yapının yüksek frekanslar için modal yoğunluğunun artmasından dolayı buzdolabı bu yüksek frekans değerleri için yeterince uyumlu olarak modellenememiştir.

6. GARDROP TİPİ BUZDOLABI AKUSTİK MODELİ

6.1. Giriş

Makinaların deneysel ölçümlerle doğrulanmış sayısal akustik modellerinin kurulması, makinada yapılacak değişikliklerin öncelikle sayısal ortamda uygulanmasına olanak sağlamaktadır. Böylece makina için uygun olabilecek değişikliklerin prototipi yapılarak prototip sayısı ve ihtiyacı azaltılabilmektedir. Makinaların akustik modelleri kurulurken titreşim modellerinden elde edilen modal bilgiler kullanıldığından, akustik modellerin doğruluğu titreşim modellerinin doğruluğu kadar olmaktadır. Bir önceki bölümde buzdolabının titreşim modeli kurulurken yapılan kabuller, akustik model kurulurken de aynen uygulanmıştır. Buzdolabının akustik modeli sayısal ortamda SYSNOISE isimli bir ticari yazılım paketi kullanılarak oluşturulmuştur. SYSNOISE ortamında akustik modellemede sonlu elemanlar ve sınır elemanlar yöntemleri kullanılmaktadır. SYSNOISE’da analizler zaman ve frekans alanında, direk ve endirek analiz yöntemleri kullanılarak yapılabilmektedir. Endirek analiz yönteminde hem makinanın kavitesinde hem de etrafındaki havada, makinanın titreşimlerinin oluşturduğu ses dalgalarından kaynaklanan radyasyon analizi yapılabilmektedir. Direk analiz yönteminde ise, makinanın kavitesinde ya da makinanın etrafındaki havada radyasyon analizi yapılabilmektedir. Ayrıca SYSNOISE’da yapı-akışkan etkileşimi kurularak ya da kurulmayarak da analizlerin gerçekleştirileceği analiz seçenekleri bulunmaktadır. Şekil 6.1 de SYSNOISE’deki analizlerde takip edilen yöntemin akış şeması genel olarak verilmiştir:



Şekil 6.1: Sayısal Ortamda Akustik Model Kurma Adımları

SYSNOISE’da kullanılan modelleme adımlarının gösterildiği akış şemasındaki siyah çizgili oklar, yapı ile akışkan arasında etkileşimin kurulmadığı analiz tipinin adımlarını göstermektedir. Siyah çizgili oklardan kırmızı çizgili okların ayrıldığı adımdan itibaren, kırmızı çizgili oklarla birbirini takip eden adımlar da yapı-akışkan etkileşiminin kurulduğu analiz tipinin adımlarını göstermektedir.

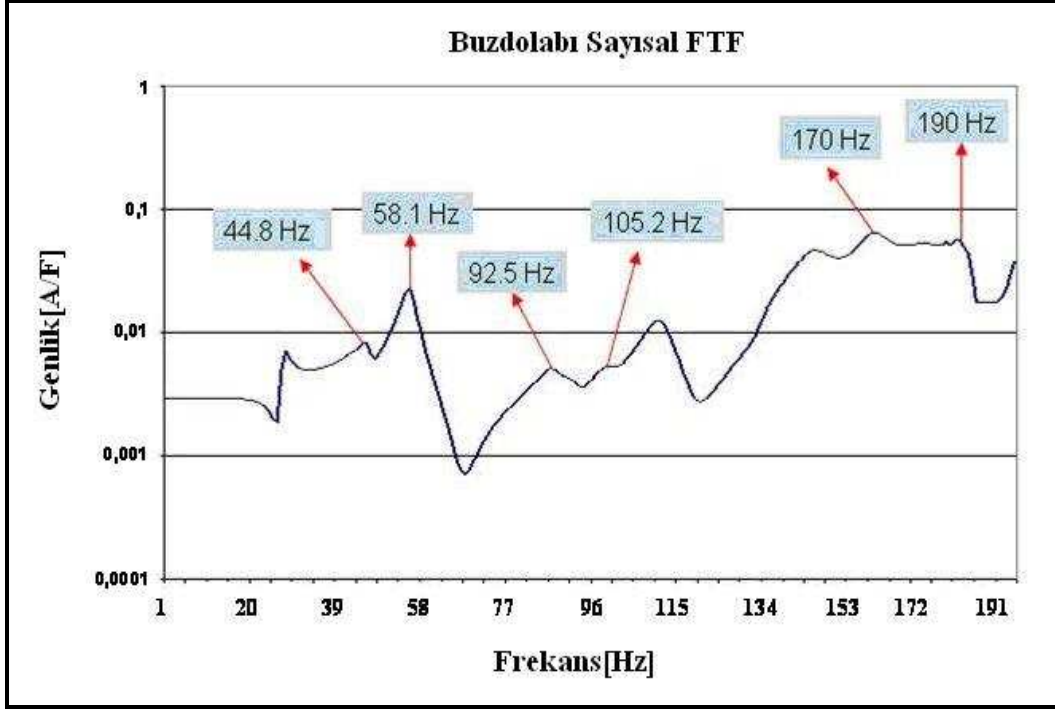
Bu çalışmada yöntemin uygulanacağı ürün olarak seçilen buzdolabının akustik modelinin kurulmasında, buzdolabında kapıların ve üzerinde hava kanallarının bulunduğu straforların olmaması kabulü yapıldığından direk analiz ve sınır elemanlar yöntemi kullanılarak buzdolabının etrafında radyasyon analizi yapılmıştır. Ayrıca buzdolabının akustik modeli kurulurken yapı-akışkan etkileşiminin kurulmadığı analiz tipi uygulanmıştır.

6.2. Buzdolabı Panelinde Hız Haritalarının Karşılaştırılması

Buzdolabının titreşim modelinin kurulması bölümünde, gardrop tipi kırağısız buzdolabının yapısal modeli I-DEAS Simulation modülü kullanılarak sayısal ortamda modellenmişti. Elde edilen bu sonuçlar deneysel modal analiz sonuçları ile karşılaştırılarak buzdolabının yapısal modeli oluşturulmuştu. Sonlu elemanlar

modelinden elde edilen yapısal modal analiz sonuçları, sadece yüzeylerdeki düğüm noktaları dikkate alınarak, SYSNOISE ortamında buzdolabının sadece saç ve plastik yüzeylerindeki düğüm noktalarına aktarılmıştır. Buzdolabı akustik modelinin doğruluğunun, titreşim modelinin doğruluğu kadar olacağını daha önceki bölümde söylemiştik. Dolayısıyla buzdolabının akustik modelinin kurulması çalışmasında ilgilenilen frekans aralığı olarak titreşim modelinin uyumlu olarak elde edildiği 0-200 Hz frekans aralığı seçilmiştir. Bu frekans aralığında buzdolabında en fazla titreşimin olduğu panelin, mod şekillerine bakılarak taze besin paneli olduğu tespit edilmiştir. Bu bölümde anlatılan titreşim şekillerinin ve daha sonraki bölümde anlatılacak olan ses basıncı haritalarının sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmasında taze besin paneli kullanılmıştır. Buzdolabının taze besin kabininin plastik yüzeyine, deneysel ortamda sarsıcının bağlandığı noktadan yükleme sınır şartı tanımlanarak sayısal çözüm gerçekleştirilmiştir. Deneysel ölçümlerde sarsıcı, tüm frekanslarda eşit genlikte gürültü veren beyaz gürültü sinyali kullanılarak sürülmüştür. Deneyde kullanılan sinyal, bir güç yükseltici kullanılarak sarsıcıya gönderilmiştir. Sayısal ortamda deneysel ölçümlerle uyumlu titreşim şekillerinin elde edilebilmesi amacıyla, yükleme sınır şartı olarak tüm frekanslarda 2 N değerinde sabit genliğe sahip noktasal yük uygulanmıştır. Buzdolabının taze besin kabininin plastik yüzeyine, deneysel ortamda sarsıcının bağlandığı noktadan yükleme sınır şartı tanımlanarak sayısal çözüm gerçekleştirilmiş ve bunun sonucunda yapısal model üzerinden yüzey yer değiştirmeleri hesaplanmıştır. Son analizden elde edilen yüzey yer değiştirmeleri, SYSNOISE'da direk dış radyasyon analiz yönteminin kullanıldığı sonlu elemanlar modelinde hız sınır şartına dönüştürülerek tanımlanmıştır.

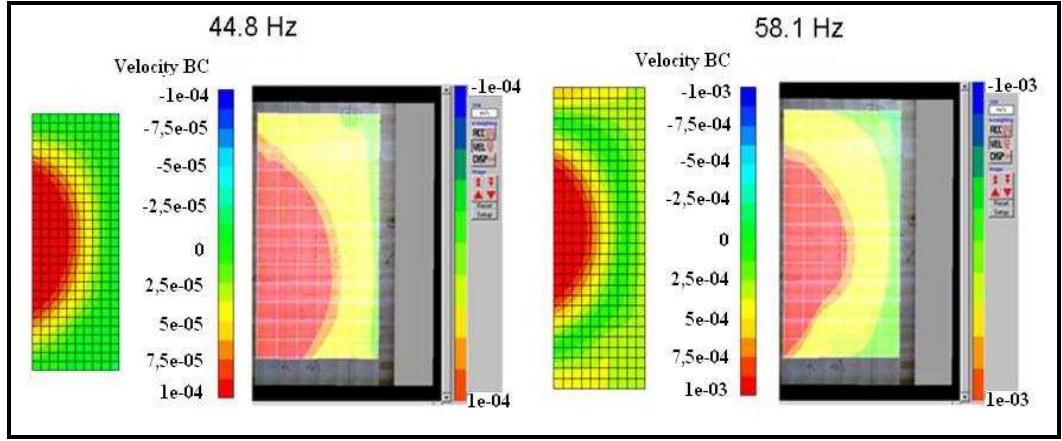
Sayısal olarak elde edilen yer değiştirmelerin, SYSNOISE'da direk dış radyasyon analiz yönteminin uygulandığı sonlu elemanlar modelindeki düğüm noktalarına hız sınır şartı olarak tanımlanmasıyla panelin yüzeyi üzerindeki hız dağılımı hesaplanmıştır. Deneysel olarak lazer ölçüm sisteminin kullanılmasıyla aynı yüzey üzerinden titreşim şekilleri elde edilmiş ve sayısal analizden hesaplanan titreşim şekilleriyle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma frekansları olarak, buzdolabının titreşim modelinin uyumlu olarak elde edildiği 0-200 Hz arasında taze besin panelinde titreşimlerin yüksek olduğu frekans değerleri seçilmiştir. Şekil 6.2 de buzdolabının yapısal FTF'i üzerinde karşılaştırma yapabilmek amacıyla kullanılan frekanslar gösterilmiştir.



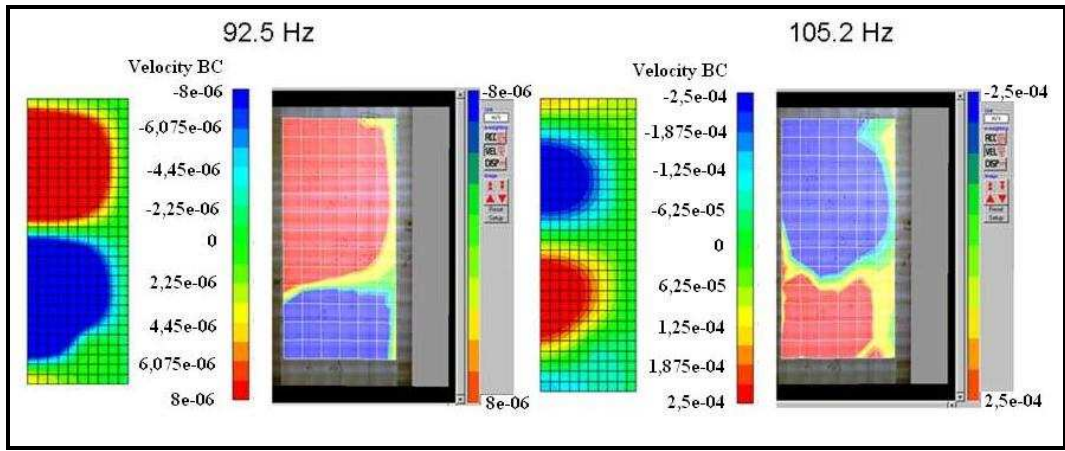
Şekil 6.2: Hız Dağılımı Ve Ses Basınç Dağılımı İçin Kullanılan Frekans Değerleri

Burada 44.8, 58.1, 92.5, 105.2 Hz buzdolabının 2, 4, 5 ve 6. elastik yapısal modlarına karşı gelmektedir. Bu dört yapısal modun seçilmesinin nedeni, taze besin panelindeki titreşimin bu modlarda daha belirgin olmasıdır. Ayrıca 170 Hz ve 190 Hz gibi buzdolabının titreşim modelindeki uyumun çok iyi olarak elde edildiği frekans değerinin üst değeri olan 120 Hz in üzerindeki frekanslar seçilerek, bu frekanslarda da yüzey titreşim haritalarının uyumu incelenmiştir.

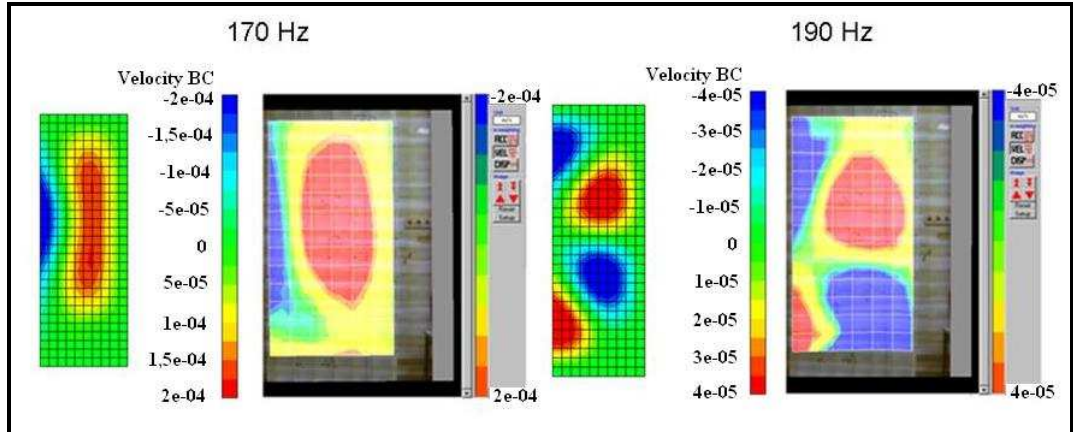
Şekil (6.3, 6.4 ve 6.5) de taze besin paneli üzerinden karşılaştırma frekansları için elde edilen hız haritalarının karşılaştırılmaları verilmiştir. Burada frekanslar için gösterilen ilk şekil sayısal analizden hesaplanan, ikinci şekil ise deneysel ölçümden elde edilen hız haritalarını göstermektedir.



Şekil 6.3: Sayısal-Deneysel Yüzey Titreşim Haritaları(44.8 ve 58.1 Hz)



Şekil 6.4: Sayısal-Deneysel Yüzey Titreşim Haritaları(92.5 ve 105.2 Hz)

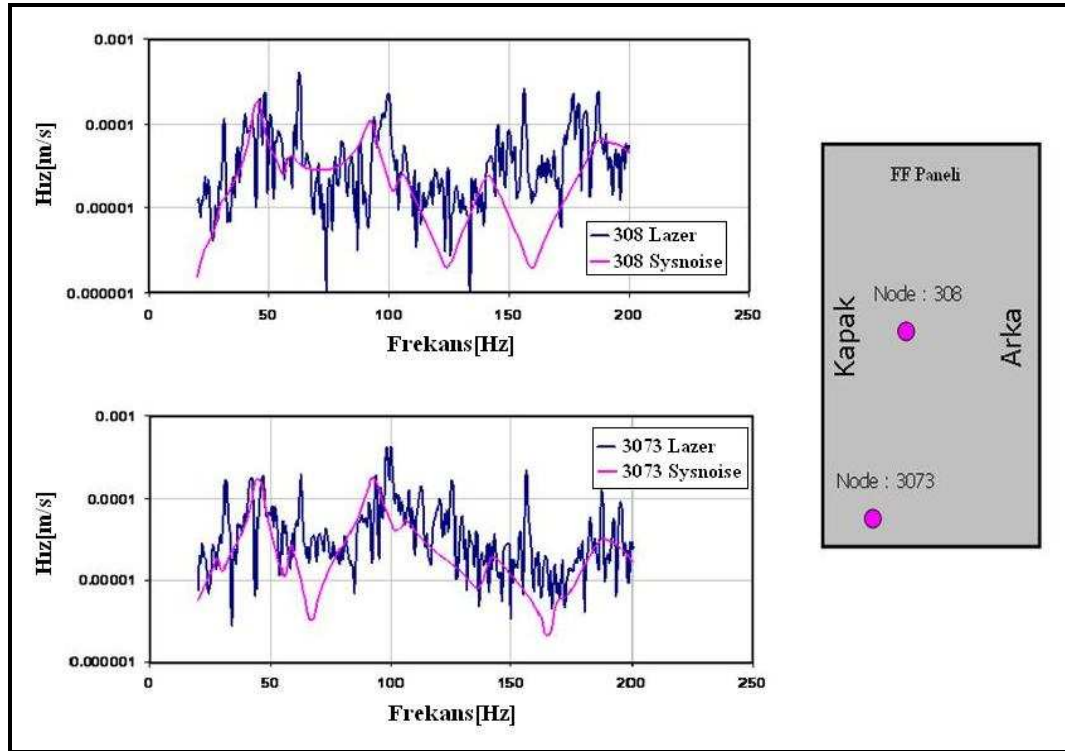


Şekil 6.5: Sayısal-Deneysel Yüzey Titreşim Haritaları(170 ve 190 Hz)

Yüzey titreşim haritalarının karşılaştırıldığı sonuçlarda kırmızı renkle gösterilen bölgeler pozitif yönde titreşim sergilenen bölgeleri, mavi renkle gösterilen bölgeler de negatif yönde titreşim sergilenen bölgeleri göstermektedir. Ayrıca sayısal analiz ve deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlara ait hız skalalarının maksimum ve minimum değerleri de birbirlerine eşittir. Deneysel ölçümlerin yapıldığı odanın

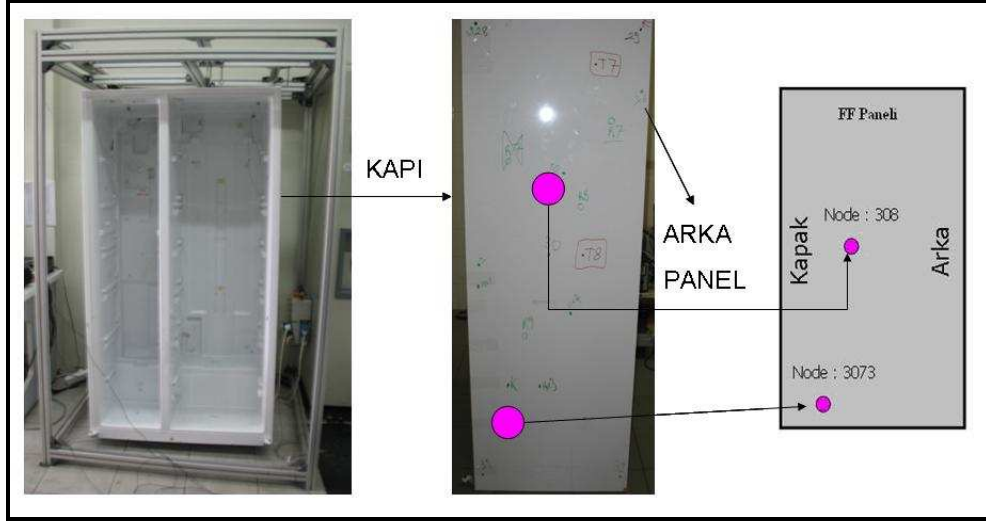
boyutları yetersiz olduğundan, lazer ölçüm sistemi ile buzdolabının tüm yüzeyinden ölçüm alınamamaktadır. Sonuç olarak deneysel ölçümlerden elde edilen hız haritalarında lazer sisteminin ölçüm aralığı, buzdolabının panelinde titreşimlerin belirgin olarak sergilendiği bölgeleri içine alacak şekilde ayarlanmıştır. Bu karşılaştırma sonuçlarından ilgilenilen frekans aralığı olan 0-200 Hz arasında, karşılaştırma frekansları için elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir. 200 Hz frekansının üzerindeki frekanslar için elde edilen titreşim şekillerinin karmaşık olması ve buzdolabının titreşim modelinin 120 Hz frekansına kadar çok iyi, 120-200 Hz frekans aralığı için de uyumlu olarak elde edilmesi, titreşim şekillerinin 200 Hz frekans değerine kadar uyumlu biçimde elde edilmesine olanak sağlamıştır.

Şekil 6.6 da taze besin paneli üzerinde, titreşimlerin yüksek olduğu bölgelere ait iki farklı noktadan alınan hız spektrumlarının sayısal ve deneysel karşılaştırması gösterilmiştir:



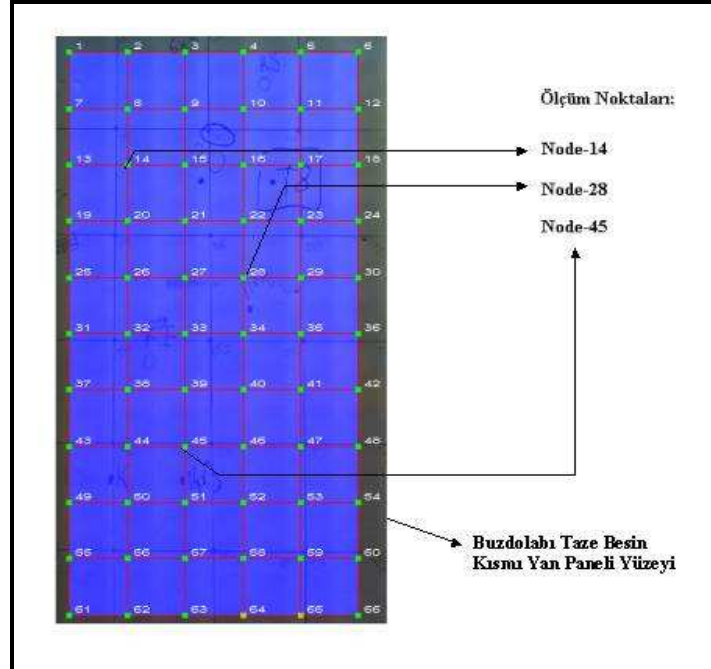
Şekil 6.6: Taze Besin Paneli Üzerindeki Farklı Noktalar İçin Hız Spektrumları

Hız spektrumlarının karşılaştırılmasında kullanılan 308 ve 3073 numaralı düğüm noktaları sayısal ortamdaki sonlu elemanlar modelinde, deneysel ölçümlerin alındığı noktalara karşı gelmektedir. Karşılaştırma amaçlı kullanılan düğüm noktalarının, deneysel ölçümlerin alındığı taze besin panelindeki konumu ise Şekil 6.7 de gösterilmiştir.



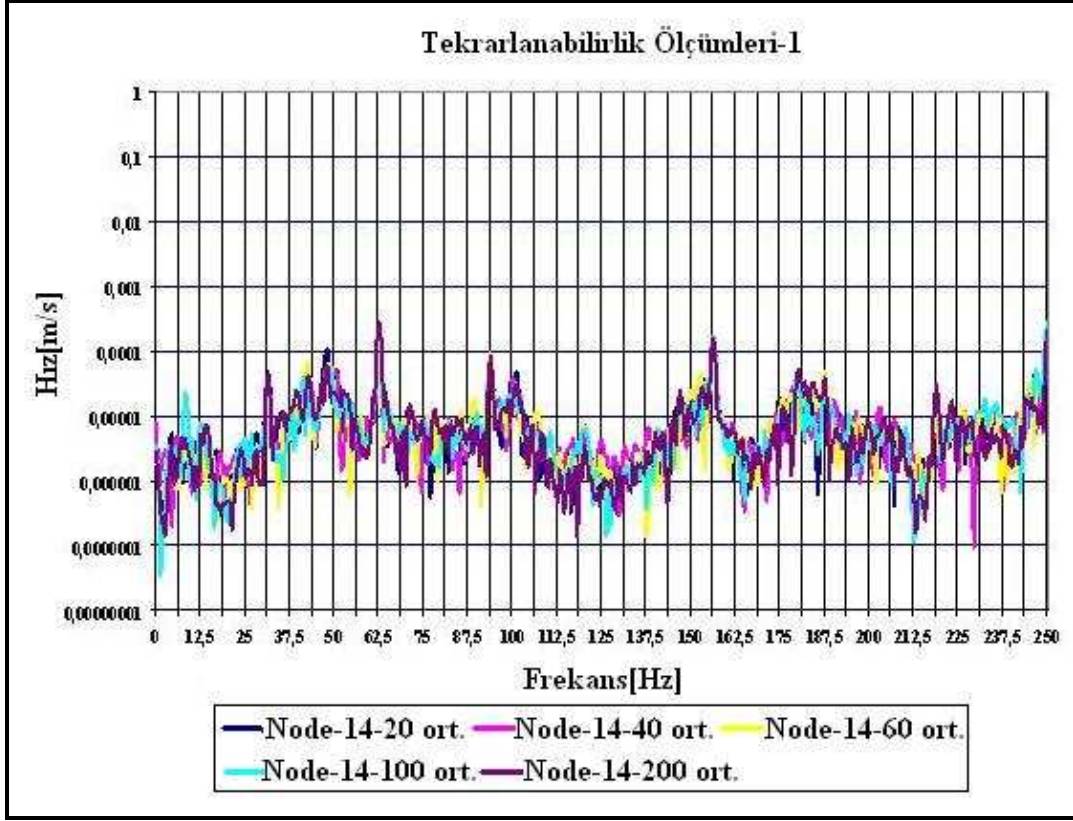
Şekil 6.7: Taze Besin Paneli Üzerindeki Karşılaştırma Noktaları

Buzdolabının taze besin kısmı kabininin iç kısmından sarsıcı ile uyarılarak, taze besin kısmının yan paneli üzerinden deneysel ölçümlerle frekans alanında hız dağılımı elde edilmiştir. Elde edilen bu hız dağılımının ölçüm noktalarında farklı ortalama sayılarında ve farklı günlerde kendini tekrarlayıp tekrarlamadığı farklı zamanlarda yapılan ölçümler ile belirlenmiştir. Şekil 6.8 de Lazer ölçüm sistemi kullanılarak oluşturulan ölçüm noktaları gösterilmiştir.



Şekil 6.8: Taze Besin Kısmı Paneli Üzerinden Alınan Ölçüm Noktaları

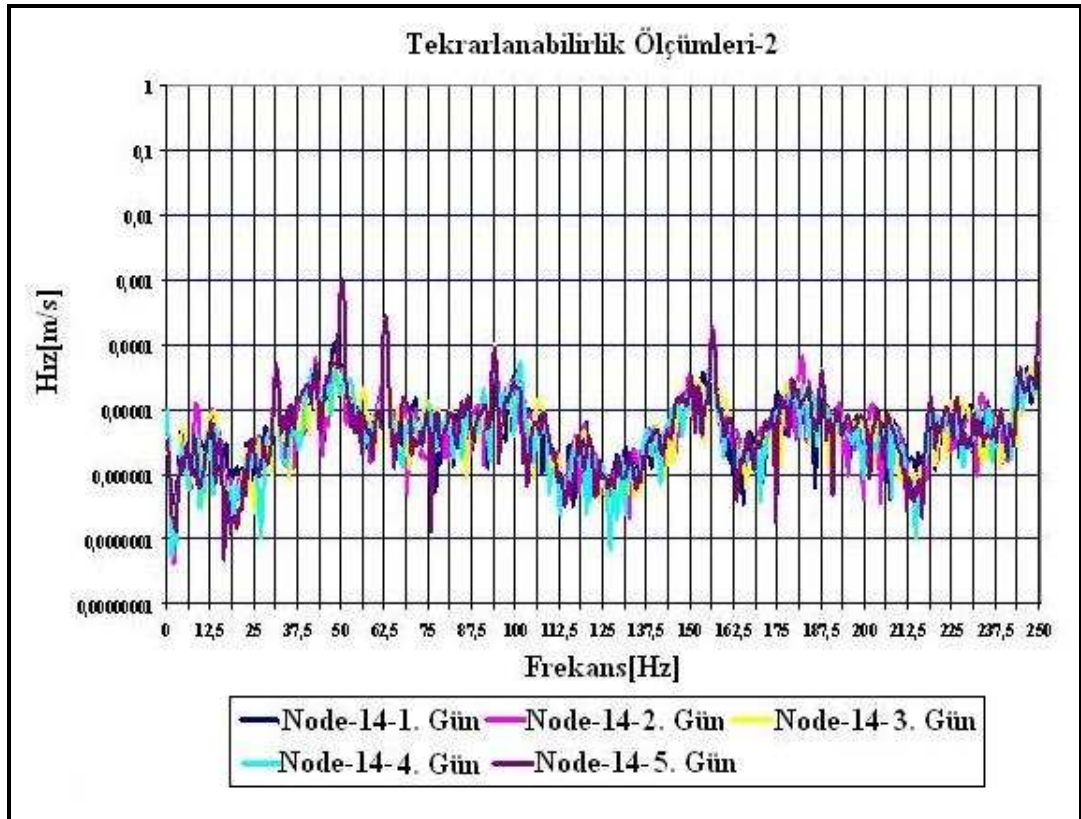
Öncelikle 14. düğüm noktası üzerinden 20, 40, 60, 100 ve 200 adet ortalama alınarak elde edilen tekrarlanabilirlik ölçümlerinin sonuçları Şekil 6.9 da verilmiştir:



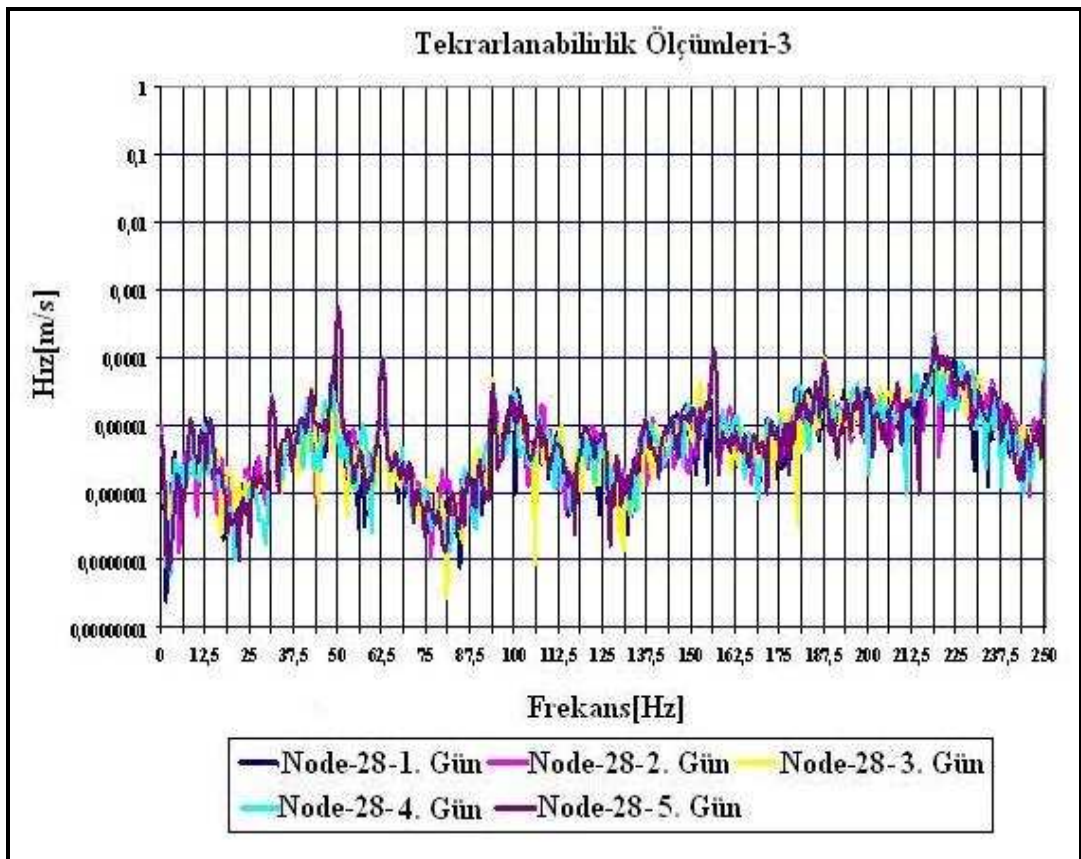
Şekil 6.9: 14. Düğüm Noktasından Farklı Ortalamalarda Alınan Ölçüm Sonuçları

Şekil 6.9 daki tekrarlanabilirlik ölçümü sonucuna bakıldığında, ilgilenilen 0-200 Hz frekans aralığında farklı ortalama sayılarındaki spektrumların birbirleriyle uyumlu olarak elde edildikleri görülmüştür.

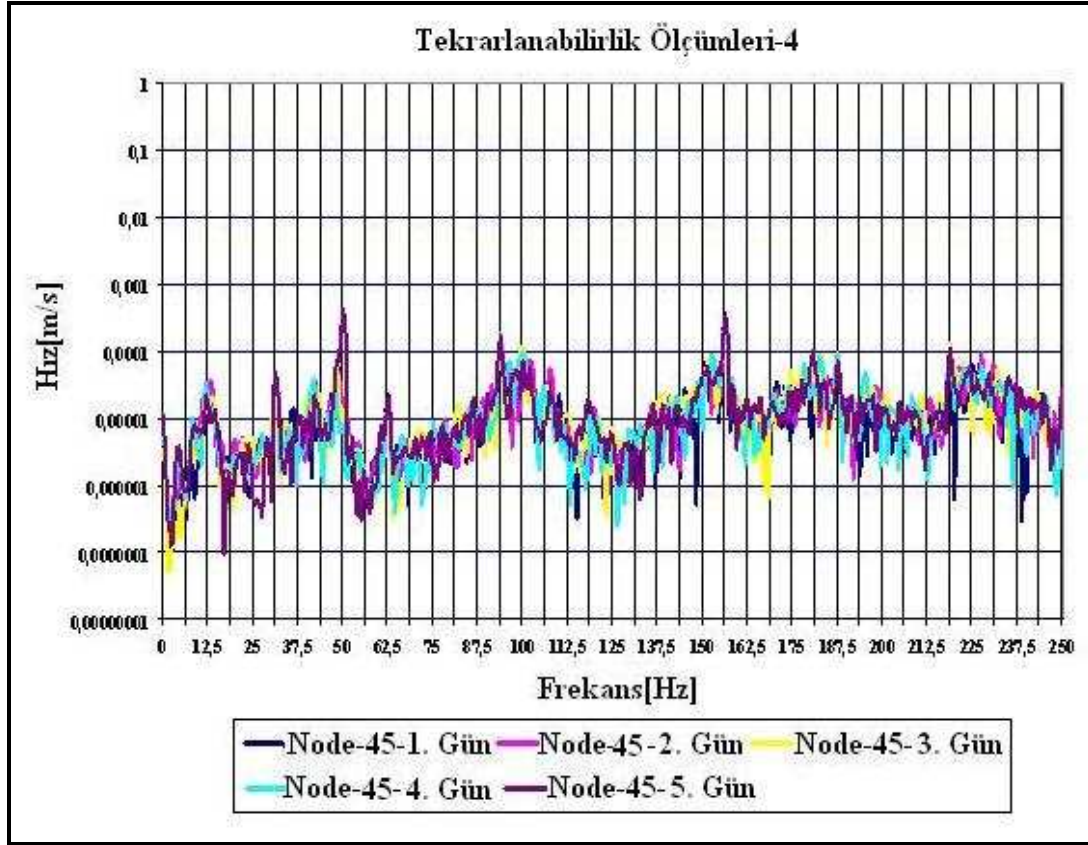
Ayrıca 14, 28 ve 45. düğüm noktalarından aynı ölçüm koşullarında farklı günlerde alınan tekrarlanabilirlik ölçümlerinin sonuçları ise Şekil (6.10, 6.11 ve 6.12) deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 6.10: 14. Düğüm Noktasından Farklı Günlerde Alınan Ölçüm Sonuçları



Şekil 6.11: 28. Düğüm Noktasından Farklı Günlerde Alınan Ölçüm Sonuçları



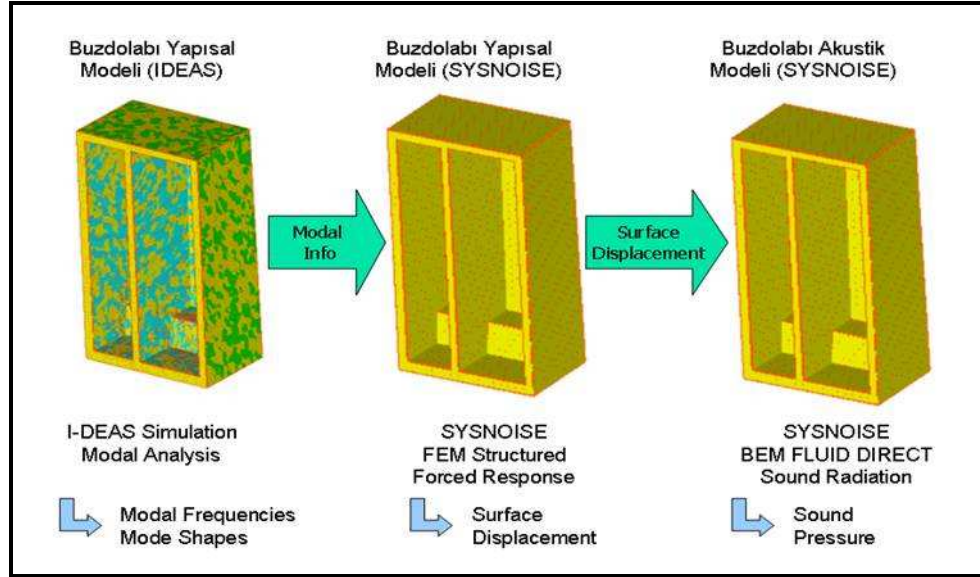
Şekil 6.12: 45. Düğüm Noktasından Farklı Günlerde Alınan Ölçüm Sonuçları

Yapılan ölçüm sonuçları, farklı günlerde ve farklı ortalamalarda panel üzerinden elde edilen frekansa bağlı hız dağılımının çok fazla bir değişiklik ve kayma göstermediğini ispatlamıştır. Yani elde edilen sonuçlar aynı çalışma şartlarının değişmemesi halinde, ölçümlerin tekrarlanabildiğini göstermiştir.

6.3. Buzdolabı Panelinde Ses Basıncı Düzeyi Haritalarının Karşılaştırılması

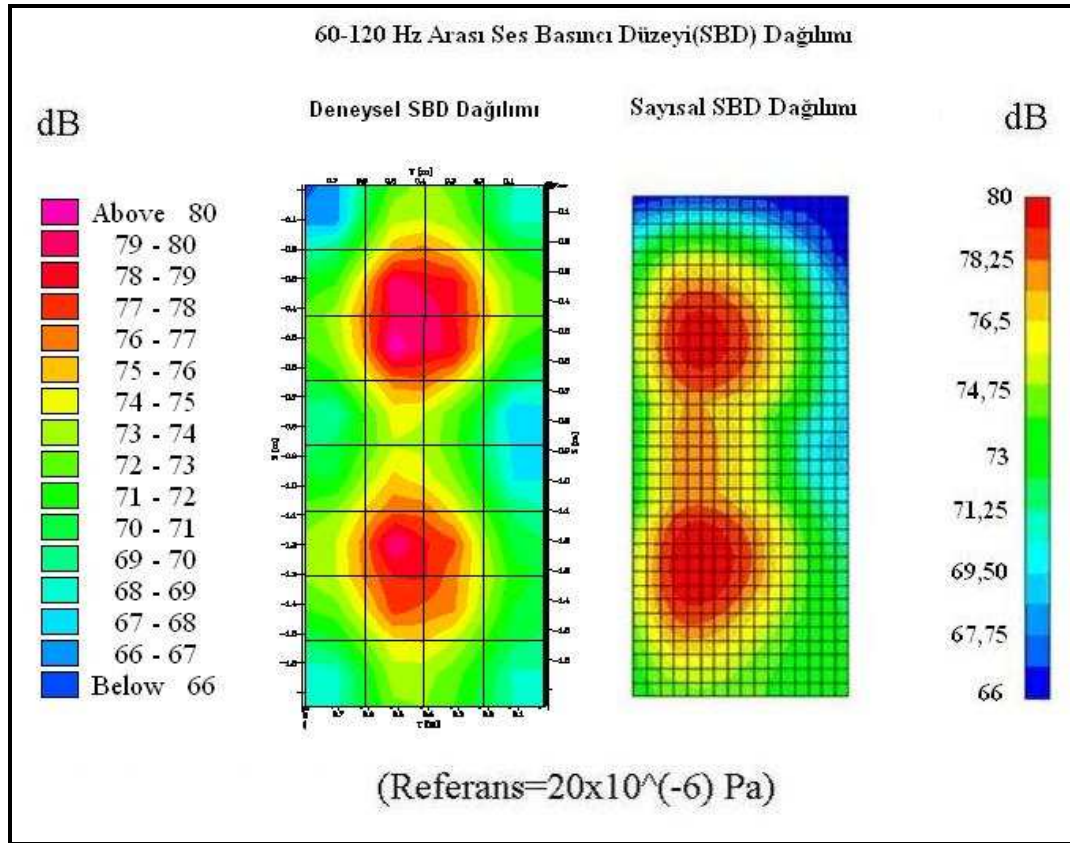
Gardrop tipi kapısız buzdolabının akustik modeli kurulurken, yapı-akışkan etkileşiminin olmadığı ve direk dış radyasyon analiz yönteminin uygulandığı bu bölümün giriş kısmında belirtilmiştir. Buzdolabının sac ve plastikten oluşan sınır elemanları kullanılarak, SYSNOISE ortamında yapısal ve akustik analizlerde kullanılacak model oluşturulmuştur. SYSNOISE ortamında sınır elemanlar metoduyla kurulan yapısal modelin analizinden, buzdolabının yüzeyindeki yer değiştirmeler hesaplanmış ve akustik modelde hız sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Akustik modelde yapılan radyasyon analizi sonucunda, sayısal ortamda belirlenen sanal ölçüm yüzeyi üzerinde ses basıncı düzeyi dağılımı elde edilmiştir. Elde edilen sanal ölçüm yüzeyindeki ses basıncı düzeyi dağılımı, deneysel olarak tam anekoik

odada ölçülen ses basıncı düzeyi dağılımı ile karşılaştırılarak buzdolabının akustik modeli kurulmuştur. Şekil 6.13 de bu analiz adımlarının şematik şekli verilmiştir.



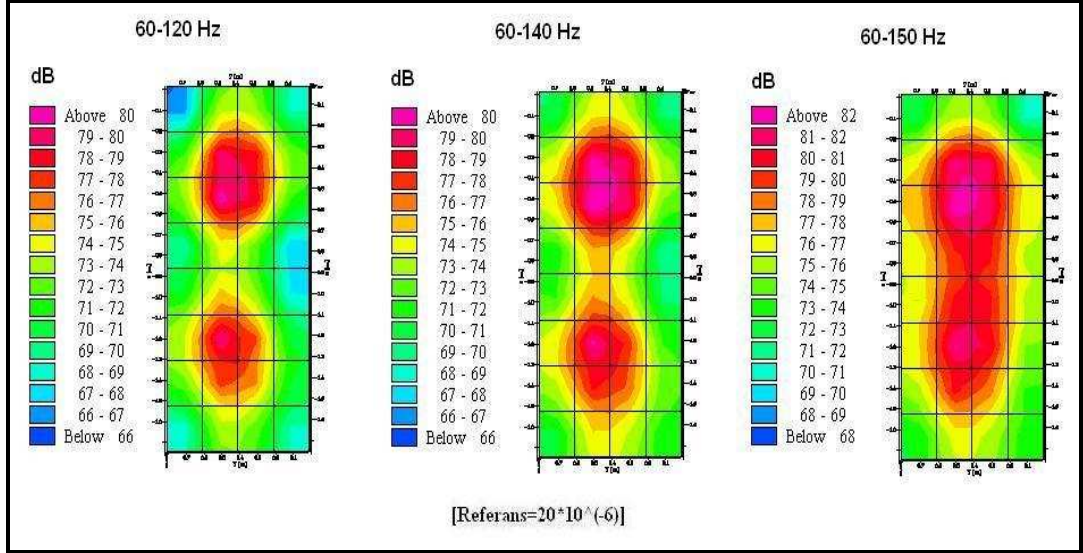
Şekil 6.13: Akustik Model İçin İzlenen Modelleme Adımları

Sayısal analizden ve deneysel ölçümlerden elde edilen ses basıncı düzeyi haritalarının karşılaştırılmasında, hız haritalarının karşılaştırılmasında da kullanılan frekans değerleri kullanılmıştır. Deneysel ölçümlerin gerçekleştirildiği anekoik odaya ait cut-off frekansının 60 Hz olması dolayısıyla, ölçüm güvenilirliği açısından toplam bant ses basıncı düzeyi karşılaştırmalarında alt frekans değeri olarak 60 Hz frekansı seçilmiştir. Buzdolabında titreşim modelinin uyumlu olarak elde edildiği 20-120 Hz frekans aralığı için, deneysel ses basıncı düzeyi ölçümünün güvenilirliği açısından ses basıncı düzeyi dağılımının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması 60-120 Hz frekans aralığında olacak biçimde Şekil 6.14 de verilmiştir.

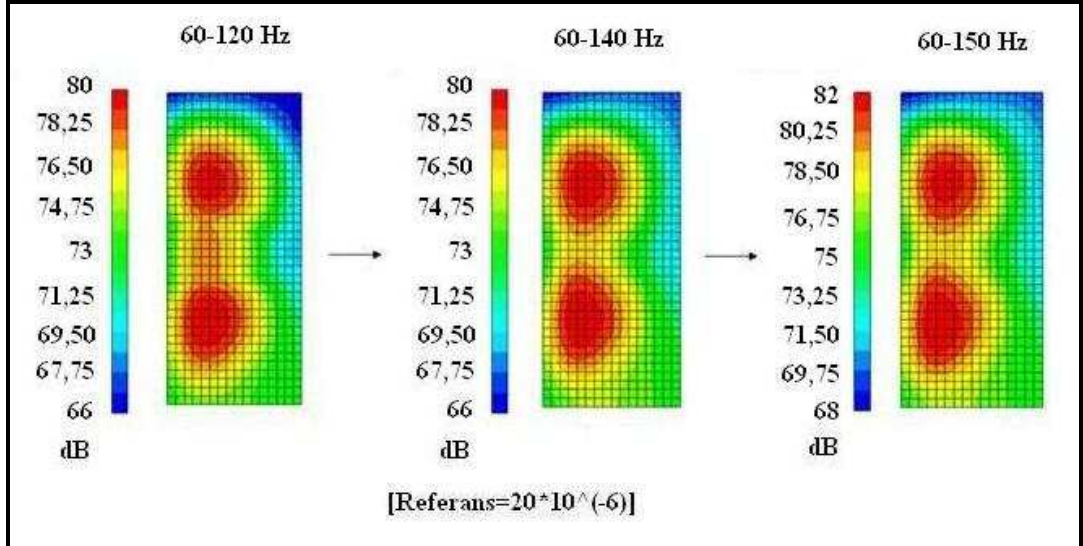


Şekil 6.14: 60-120 Hz Frekans Bandındaki Toplam Ses Basıncı Düzeyi Dağılımının Karşılaştırması

Buzdolabının titreşim davranışlarının uyumlu olarak modellendiği 120 Hz frekansına kadar, taze besin paneli üzerinden elde edilen toplam ses basıncı düzeyi dağılımının uyumlu olduğu Şekil 6.14 den görülmektedir. Taze besin paneli üzerindeki ses basıncı dağılımının uyumlu olarak elde edilebileceği frekans aralığının üst sınır değerinin belirlenebilmesi amacıyla, 120 Hz in üzerindeki frekans değerleri için toplam ses basıncı düzeyi dağılımları karşılaştırılmıştır. Şekil 6.15 ve 6.16 da sırasıyla, 60-120, 60-140 ve 60-150 Hz frekans bantlarındaki toplam ses basıncı düzeyi dağılımları deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmadan, 150 Hz frekansından itibaren panel üzerindeki uyumun azalmaya başladığı sonucu çıkarılmıştır.

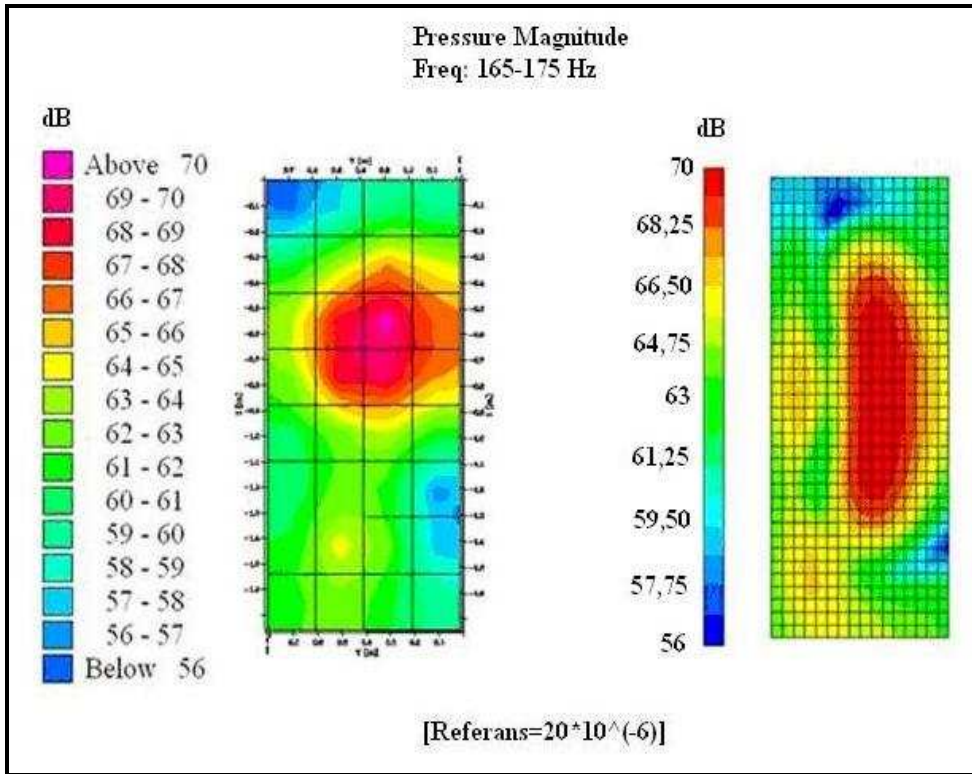


Şekil 6.15: Taze Besin Paneli Üzerinde Farklı Toplamlar İçin Deneysel Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı

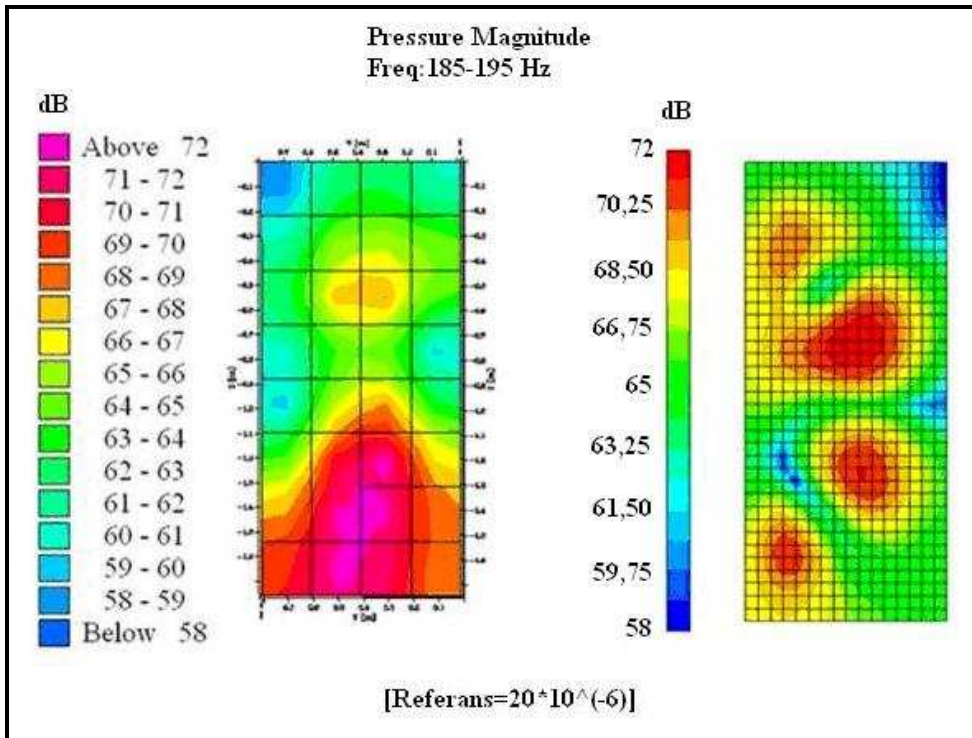


Şekil 6.16: Taze Besin Paneli Üzerinde Farklı Toplamlar İçin Sayısal Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı

150 Hz den itibaren taze besin paneli üzerindeki ses basıncı düzeyi dağılımının bozulduğu, Şekil 6.15 ve Şekil 6.16 dan görülmüştür. Bu yüzden karşılaştırma frekansı olarak seçilen 170 ve 190 Hz frekanslarındaki ses basıncı düzeyi dağılımlarındaki uyumun da az olacağı tahmin edilebilmektedir. Bu amaçla, 170 ve 190 Hz frekanslarını içine alan dar bant frekans aralıklarındaki toplam ses basıncı düzeyi dağılımı sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmış ve elde edilen uyumun az olduğu görülmüştür. Şekil 6.17 ve 6.18 de ise sırasıyla, 165-175 ve 185-195 Hz dar bantlarındaki toplam ses basıncı düzeyi dağılımında meydana gelen uyum azalması görülmektedir.

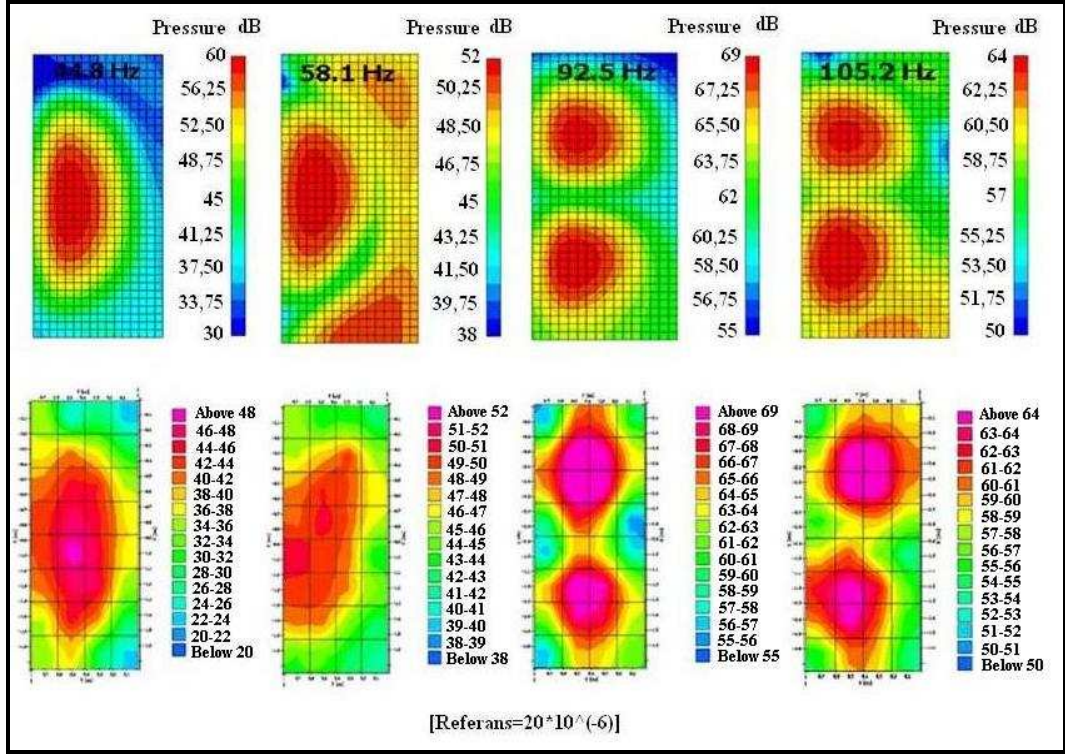


Şekil 6.17: Taze Besin Paneli Üzerinde 165-175 Hz Arasındaki Toplam Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı

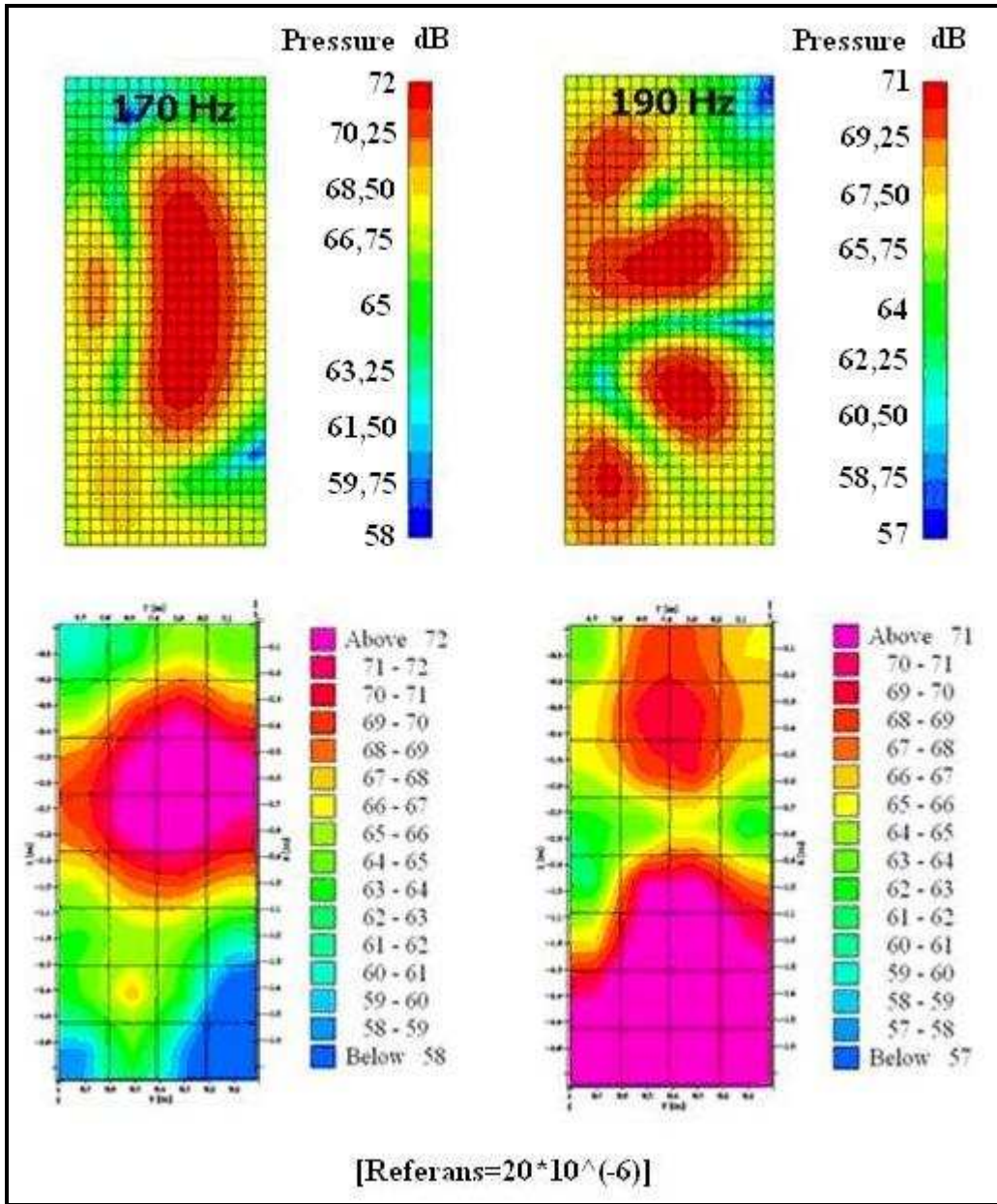


Şekil 6.18: Taze Besin Paneli Üzerinde 185-195 Hz Arasındaki Toplam Ses Basıncı Düzeyi Dağılımı

Sayısal ve deneysel olarak taze besin paneli yüzeyi üzerinde ses basıncı düzeyi dağılımı elde edilmiş ve karşılaştırmalar belirlenen frekanslar için Şekil 6.19 ve 6.20 de verilmiştir.



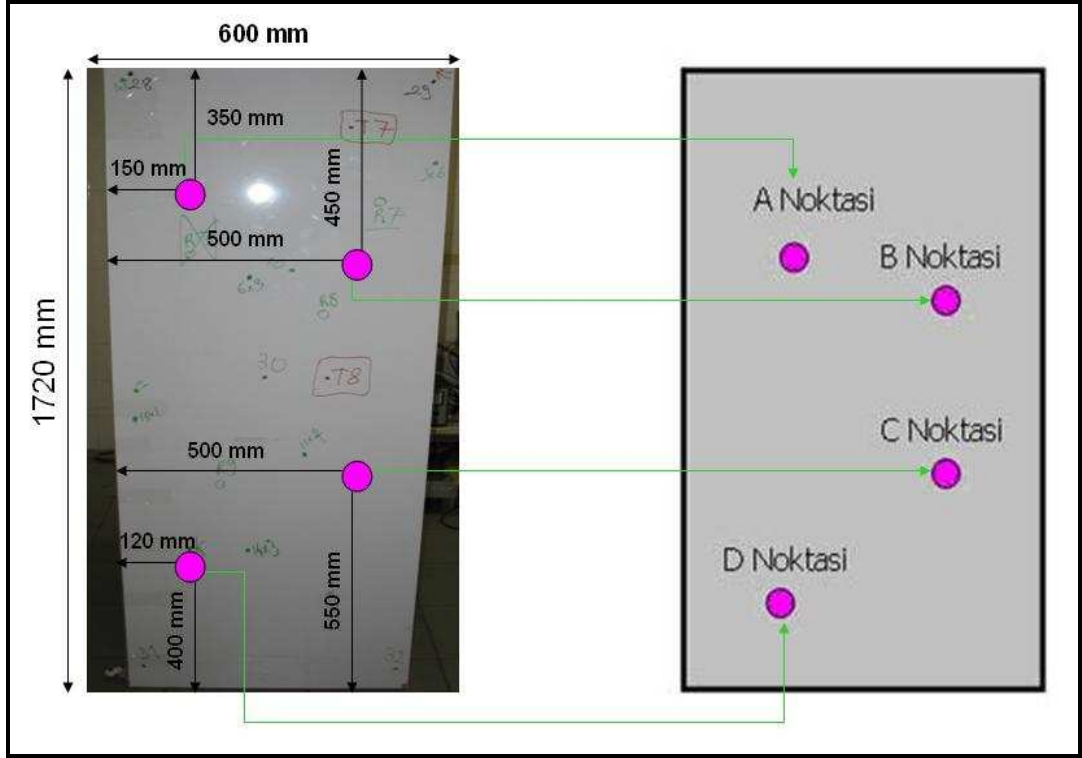
Şekil 6.19: Farklı Frekans Değerleri İçin Taze Besin Panelinde Elde Edilen Uyumlu Ses Basıncı Düzeyi Dağılımları($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)



Şekil 6.20: Yüksek Frekans Değerleri İçin Taze Besin Panelinde Elde Edilen Uyumun Azaldığı Ses Basıncı Düzeyi Dağılımları($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)

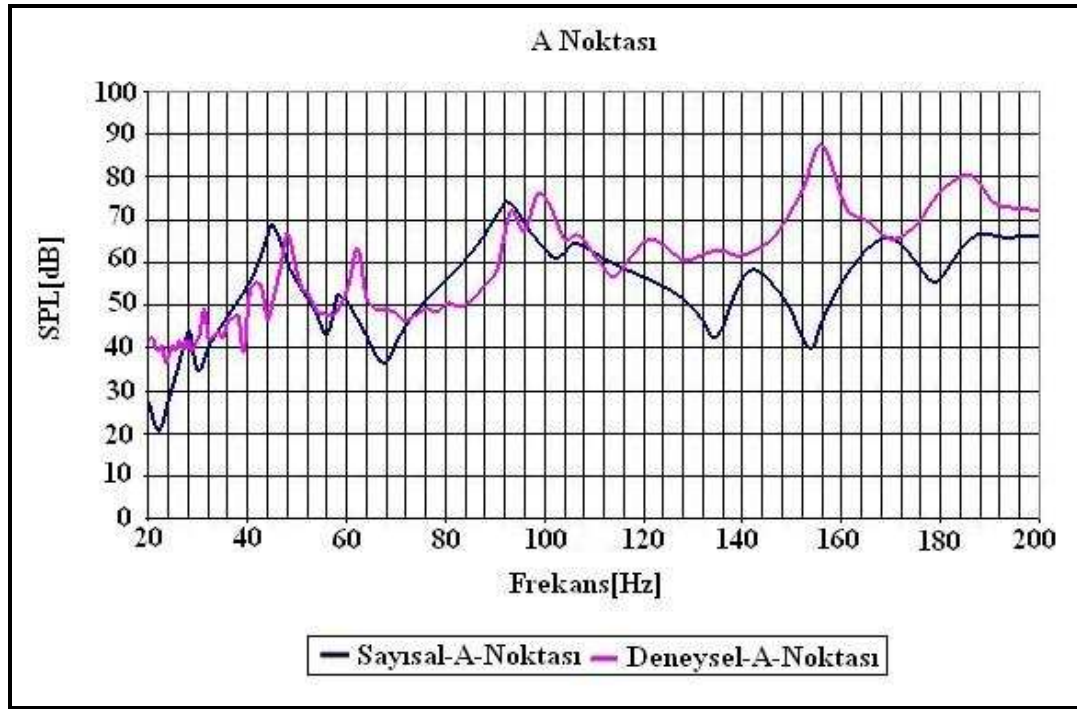
Şekil 6.19 ve 6.20 de karşılaştırma frekansları için sayısal ve deneysel olarak taze besin paneli yüzeyinden elde edilen ses basıncı düzeyi dağılımları karşılaştırılmıştır. Bu ses basıncı düzeyi dağılımları incelendiğinde, 44.8-58.1-92.5-105.2 Hz gibi buzdolabının yapısal modları olan frekans değerleri için sayısal ve deneysel verilerden uyumlu sonuçların elde edildiği, ancak 170 ve 190 Hz gibi yüksek frekanslar için sayısal sonuçlarda ayrı olarak elde edilen yüksek ses basıncı düzeyli bölgelerin, deneysel ölçümlerde birleştiği ve tek bir bölge şeklinde olduğu görülmektedir. Bu durum mevcut yaklaşımla daha yüksek frekanslarda elde edilebilecek uyumun azalacağını göstermektedir.

Şekil 6.21 de ses basıncı düzeyi spektrumlarının sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmasında kullanılan dört farklı nokta gösterilmiştir. Taze besin paneli üzerindeki bu dört nokta, ses basıncı düzeyinin yüksek olduğu bölgeleri içine alacak şekilde seçilmiştir.

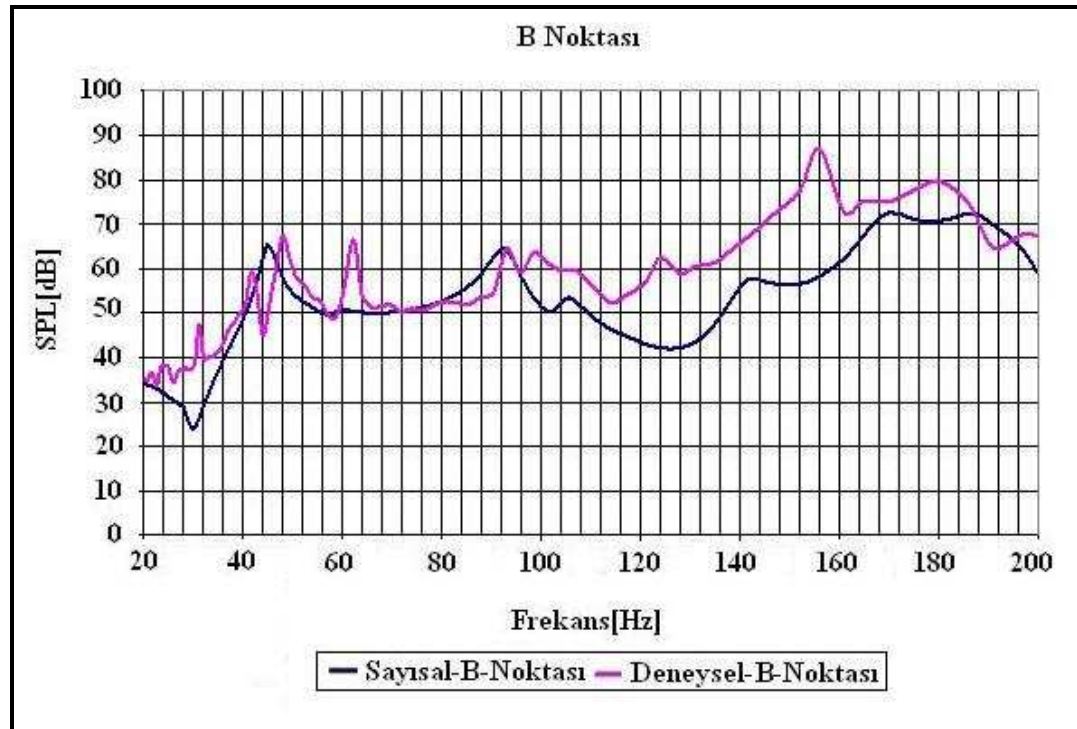


Şekil 6.21: Ses Basıncı Düzeyi Spektrumları İçin Karşılaştırma Noktaları

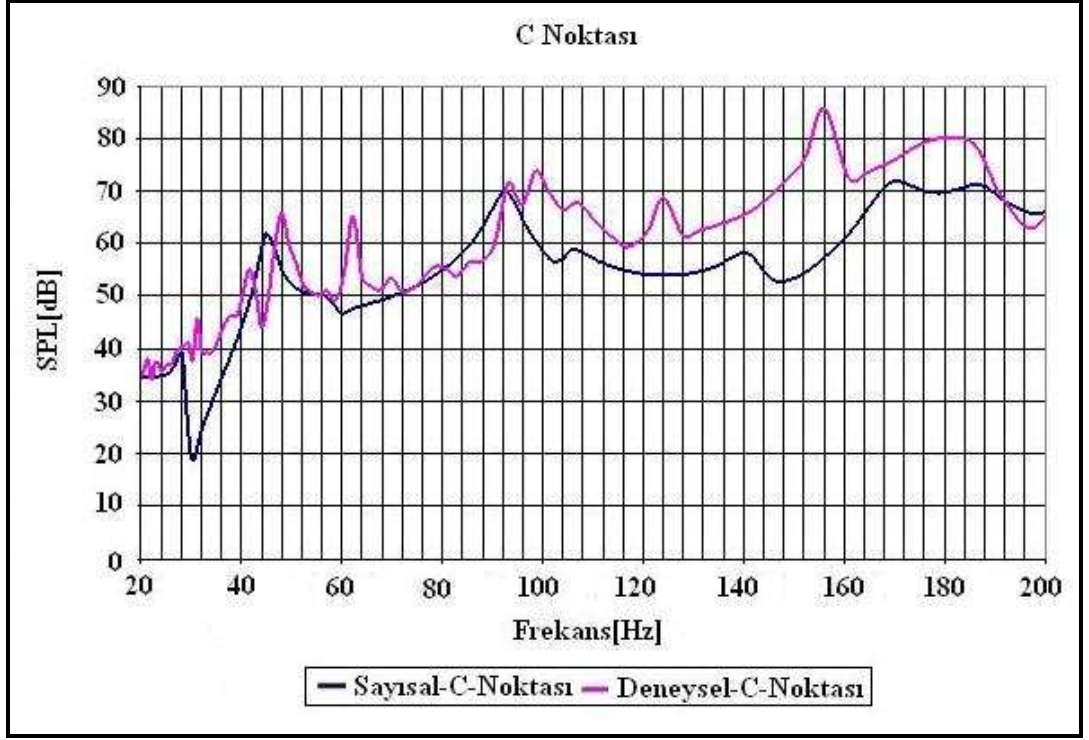
Şekil 6.22-6.25 arasındaki şekillerde ise, taze besin paneli yüzeyinde ses basıncı düzeyinin yüksek olduğu dört farklı noktada frekansa bağlı olarak ses basıncı düzeyi spektrumlarının karşılaştırılması gösterilmiştir.



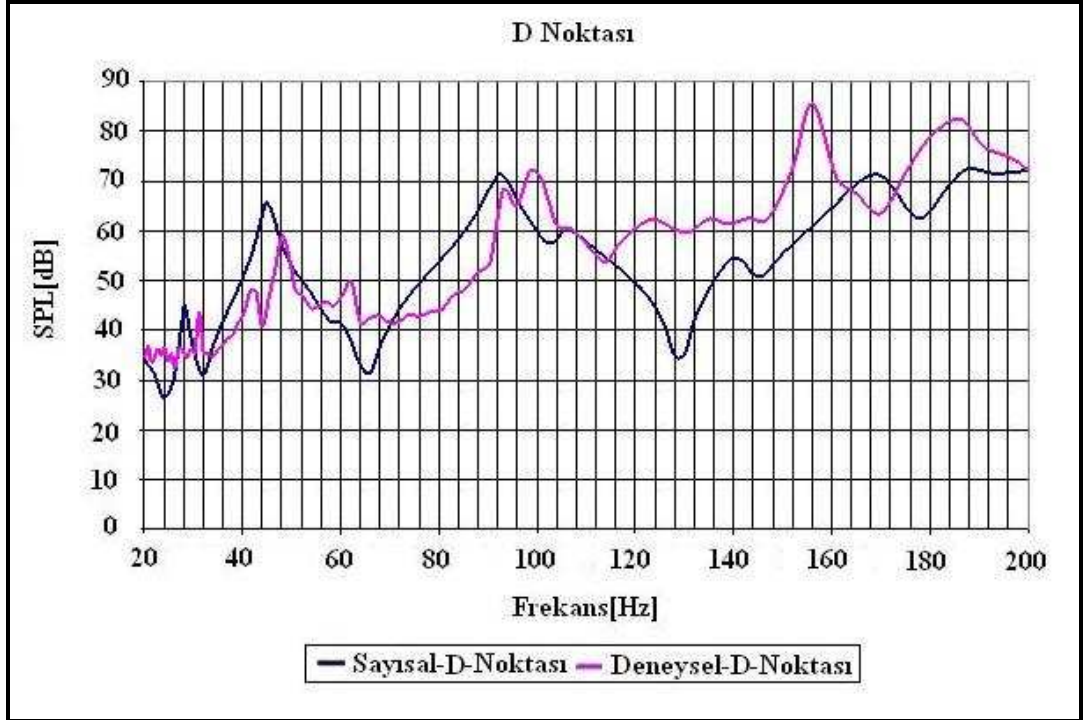
Şekil 6.22: Taze Besin Paneli Üzerindeki A Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)



Şekil 6.23: Taze Besin Paneli Üzerindeki B Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)



Şekil 6.24: Taze Besin Paneli Üzerindeki C Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)



Şekil 6.25: Taze Besin Paneli Üzerindeki D Noktası İçin Ses Basıncı Düzeyi Karşılaştırması($P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$ Pa)

Yukarıdaki ses basıncı düzeyi karşılaştırmalarına bakıldığında 20-120 Hz arasında iyi bir uyum elde edilmiş ancak 120 Hz in üzerindeki değerler için uyumun azaldığı görülmektedir. Bu durumun nedeni, titreşim modelinin uyumlu olarak elde

edilebildiği doğal frekansların üzerindeki değerler için, buzdolabının titreşim modelinde genel bir benzerlik elde edilmesine rağmen bire bir olarak çok iyi bir uyumun sağlanamamasıdır. Bunun neticesinde buzdolabının akustik modelinin kurulmasında da özellikle 120 Hz in üzerindeki frekans değerleri için sağlanan uyumun azalmaya başlayacağı ve 150 Hz ün üzerindeki frekans değerlerinde uyumun kaybolmaya başladığı, taze besin paneli üzerindeki ses basıncı dağılımından da çok net olarak görölmüşür.

6.4. Genel Değerlendirme

Bu bölümde uygulanan yöntem genel bir yöntem olmakla birlikte, bu çalışmada yöntemin uygulanacağı ürün olarak gardrop tipi buzdolabı seçilmiştir. Buzdolabının deneysel ölçümlerle desteklenmiş olan sayısal akustik modelinin doğruluğunun, buzdolabı için kurulan titreşim modelinin doğruluğu kadar olacağı sonucu ispatlanmıştır. Buzdolabının yapısal sönümünün tam olarak modellenememesi, saç ve plastik arasına ısı yalıtımı amacıyla sıkılarak doldurulan poliüretanın temas yüzeylerinde oluşan temassızlıklarının yerinin ve miktarının tam olarak belirlenememesi gibi sebeplerden ötürü, buzdolabının titreşim modeli kurulurken 200 Hz frekansının üstündeki değerlere çıkılamamıştır. Dolayısıyla buzdolabının 200 Hz frekansının üstündeki değerlerde sergilediği titreşim şekilleri modellenemediğinden bu titreşimlerin yarattığı ses dalgalarından kaynaklanan radyasyonlarda, akustik analizlerde 150 Hz frekansından yüksek değerler için yeterli derece de modellenememiştir. Çalışmanın bu kısmında, buzdolabının 120 Hz frekansına kadar olan elastik ilk yedi titreşim şeklinin de bulunduğu 0-120 Hz frekans aralığı başarılı bir şekilde modellenmiştir.

7. GENEL DEĞERLENDİRME VE GELECEKTE YAPILABİLECEK ÇALIŞMALAR

7.1. Genel Değerlendirme

Bu yüksek lisans tezi kapsamında uygulanan yöntem genel bir yöntem olmakla birlikte, yapılan sayısal ve deneysel uygulamalarda makinaların titreşim ve gürültü haritalarının belirlenerek, modellenmesi ve analizi amaçlanmıştır. Sayısal analiz araçları olarak I-DEAS, ADAMS ve SYSNOISE ticari yazılım paketleri kullanılmıştır. Tez çalışması boyunca geliştirilen yöntemin uygulanabileceği makine olarak buzdolabı seçilmiştir. Buzdolabının titreşim ve akustik modelinin kurulması sürecinde, öncelikle buzdolabı katı modeli oluşturulmuştur. Daha sonra yapısal modal analiz ve vibro-akustik analiz amaçlı çözüm ağları oluşturulmuştur. Sayısal ortamda kurulan yapısal titreşim modelinden elde edilen modal analiz sonuçları, yapılan deneysel modal analiz sonuçları ile sınanarak buzdolabının titreşim davranışlarını en iyi temsil edecek titreşim modeli kurulmuştur. Buzdolabının titreşim modelinden elde edilen modal bilgiler, sayısal ortamda akustik analiz amaçlı oluşturulan buzdolabı modeline girilerek ve buzdolabı için deneysel ortamda uygulanan tahrike eş değer yükleme sınır şartı tanımlanarak, öncelikle buzdolabı modeli üzerindeki yüzey yer değişimi verisi hesaplanmıştır. Buzdolabı tarafından dış ortama yayılan ses dalgalarının kaynağı olarak elde edilmiş olan yüzey yer değişimi verisi kullanılmıştır. Elde edilen yüzey yer değişimi verisi buzdolabı yüzeylerinde hız sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Buzdolabı etrafındaki dış ortam akustik alanı sınır elemanlar yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Sayısal modelin sınanması için gerçekleştirilen deneysel ölçümlerde, zeminde bulunan tam yansıtıcı yüzey sayısal ortamda özel olarak “Yansıtıcı Yüzey” kabulü ile tanımlanmıştır. Analiz sonucunda dış ortamda oluşan ses basıncı değerleri sayısal ortamda “Sanal Ölçüm Yüzeyi” tanımlanarak toplanmıştır. Sayısal analiz sonucunda toplanan ses basıncı değerleri, deneysel olarak tam yansımaz odada yarı yansımaz ölçüm ortamı oluşturularak buzdolabı etrafında tanımlanan sanal ölçüm yüzeyleri üzerindeki ayrık noktalardan elde edilen ses basıncı değerleriyle uyumlandırılarak, buzdolabının vibro-akustik

modeli kurulmuştur. Ayrıca buzdolabında gürültü kaynağı olarak sadece evaporatör fanının bulunduğu durumda buzdolabı üzerindeki hız dağılımı belirlenmiştir. Buzdolabında evaporatör fanının çalıştığı durumda oluşan yapısal ve hava kaynaklı gürültülerin ayrıklaştırılabilmesi amacıyla yakın alan gürültü yayılımı olarak bilinen gürültü haritaları çıkarılmıştır. Gürültü haritalarından yararlanılarak, buzdolabı üzerinde evaporatör fanı kaynaklı gürültünün olduğu bölgeler tespit edilmiştir.

Tez boyunca yapılan çalışmalardan çıkarılan en önemli sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Gerçekleştirilen sayısal analizlerin tamamı deneylerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar ile ölçüm sonuçları arasında 0-200 Hz arasında iyi bir uyum gözlenmiştir.
- Buzdolabının titreşim ve akustik modellerinin deneysel ölçümlerle desteklenmiş olan sayısal modelleri, hava akışı kaynaklı birinci kanat geçiş frekansının ve evaporatör fan motoru kaynaklı gürültünün bulunduğu frekans aralığında uyumlu olarak elde edilmiştir.
- Saç, plastik ve poliüretan(PU) gibi üç farklı katmandan oluşan buzdolabı modelinin özellikle yüksek frekanslar için, ölçümlerle desteklenmiş sayısal modelinin kurulmasının zor olduğu gözlenmiştir. Bunun nedeni ise, sayısal ortamda kurulan modelin yapının sönümünü tam olarak yansıtamaması, burulma modlarında poliüretanın üzerine gelen yükü saç ve plastikte olan temassızlıklarından dolayı tam olarak taşıyamaması ve yapının yüksek frekanslar için modal yoğunluğunun fazla olmasıdır.
- Yapılan yüzey titreşim haritası ölçümlerinde, buzdolabının her üç yüzeyi(dondurucu, taze besin, arka) ayrı ayrı 10, 25 ve 50 adet spektrum ortalaması alınarak incelenmiştir. Yapılan ölçümlerden, 0-200 Hz arasında dondurucu ve taze besin panellerinden elde edilen titreşim hızı haritalarının belirgin olarak olduğu tespit edilmiş, ancak 200 Hz in üstündeki değerler için yüzeylerde çok net bir hareketin görülemediği saptanmıştır. Ayrıca arka panel için de buzdolabının kapısız modelinde yüzeydeki hareketin 0-200 Hz arasında daha net olarak tespit edilebildiği ancak, buzdolabının kapılı modelinde evaporatör fanının arka paneli çok iyi uyaramadığı tespit edilmiştir.

- Buzdolabı yakın alan gürültü haritası sonuçlarından, gürültü kaynağı olarak yalnızca evaporatör fanının bulunmasından dolayı, gürültünün düşük frekans bandı olarak isimlendirilen 0-500 Hz aralığında ortaya çıktığı görülmüştür. Buzdolabının kapısız olduğu durumda, gürültünün sol(dondurucu) panelin arkasında baskın olmasıyla birlikte buzdolabında yayılımın üst bölmelerde olduğu saptanmıştır. Ayrıca buzdolabının kapılı olduğu durumdaysa gürültünün daha çok arka panelde ve sol panelin arka panele yakın olan üst kısımlarında yoğunlaştığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak evaporatör fanı gürültüsü enerjisinin ağırlıklı olarak, sol panelin üst kısmından, kapıdan ve arka panelden yayılmaktadır.

7.2. Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar

Bu tez kapsamında makinaların titreşim ve gürültü haritalarının belirlenerek, makinaların modellenmesi ve analizi ile titreşim ve akustik modellerinin kurulması amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda, yöntemin uygulanacağı makina olarak seçilen buzdolabında, gürültü kaynağı olarak evaporatör fanının bulunduğu frekans aralığının 0-200 Hz arasındaki kısmı uyumlu olarak modellenebilmiştir. Buzdolabında yapısal olarak 200 Hz'in üzerindeki frekans değerlerinin titreşim ve akustik davranışlarının uyumlu olarak elde edilebileceği modeller kurularak, 250-400 Hz arasındaki hava akışı kaynaklı ikinci kanat geçiş frekansı gürültüsü ve evaporatör fanı kaynaklı 500-1.6k Hz arasında oluşan türbülans kaynaklı gürültü modellenmeye çalışılabilir.

Evaporatör fanı kaynaklı gürültü, fan motoru bağlantısı, birinci ve ikinci kanat geçiş frekansları ve hava akışı sonucunda oluşan türbülans kaynaklı gürültüleri de içeren bir frekans aralığında modellenebilir. Evaporatör fanı kaynaklı gürültü modellendikten sonra da, buzdolabının diğer ana gürültü kaynakları olan kondenser fanı ve kompresör kaynaklı gürültüler de aynı metodoloji izlenerek modellenabilir.

Buzdolabı için tüm gürültü kaynaklarının bulunduğu frekans aralığında, buzdolabının titreşim ve akustik modelleri ölçümlerle desteklenmiş olarak elde edilebilirse, yapı üzerinde yapılacak değişiklikler öncelikle sayısal ortamda uygulanabilir. Böylece gerekli prototip sayısı ve ihtiyacı da azaltılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Richardson, M. H.**, 1997. Is It a Mode Shape or an Operating Deflection Shape?. *Sound&Vibration Magazine*.
- [2] **McHargue, P. L., and Richardson, M. H.**, 1993: Operating Deflection Shapes From Time Versus Frequency Domain Measurements. Presented at 11th IMAC Conference, Kissimmee, Florida.
- [3] **Kang, M. S., Stanbridge, A. B., Chang, T. G., and Kim, H. S.**, 2002. Measuring Mode Shapes With a Continuously Scanning Laser Vibrometer –Hilbert Transform Approach. *Mechanical System and Signal Processing*. Vol. **16**, Issue (2-3), pp. 201-210.
- [4] **Stanbridge, A. B., Martarelli, M., and Ewins, D. J.**, 2004. Measuring Area Vibration Mode Shapes With a Continuous-Scan LDV. *Measurement* 35, pp. 181-189.
- [5] **Vanherzeele, J., Vanlanduit, S., and Guillaume, P.**, 2007. Reducing Measurement Time For a Laser Doppler Vibrometer Using Regressive Techniques, *Optics and Lasers in Engineering*. Vol. **45**, pp. 49-56.
- [6] **Musha, T., and Taniguchi, J.**, 2005. Measurement of Sound Intensity Using a Single Moving Microphone. *Applied Acoustics*. Vol. **66**, pp. 579-589.
- [7] **JunHong, Z., and Bing, H.**, 2005. Analysis of Engine Front Noise Using Sound Intensity Techniques. *Mechanical System and Signal Processing*. Vol. **19**, pp. 213-221.
- [8] **Crocker, M. J., Arenas, J. P., and Dyamannavar, R. E.**, 2004. Identification of Noise Sources On a Residential Split-System Air-Conditioner Using Sound Intensity Measurements. *Applied Acoustics*. Vol. **65**, pp. 545-558.
- [9] **Musha, T., and Kumazawa, T.**, 2008. Intensity Analysis Methods For Transient Signals. *Applied Acoustics*. Vol. **69**, pp. 60-67.
- [10] **Estorff, V.**, 2007. Numerical Methods In Acoustics: Facts, Fears and Future. *19th International Congress On Acoustics*, Madrid.
- [11] **Tong, Z., Zhang, Y., and Hua, H.**, 2007. Dynamic Behaviour and Sound Transmission Analysis of a Fluid-Structure Coupled System Using The Direct-BEM/FEM. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **299**, pp. 645-655.
- [12] **Citarella, R., Federico, L., and Cicatiello, A.**, 2007. Modal Acoustic Transfer Vector Approach In a FEM-BEM Vibro-Acoustic Analysis. *Engineering Analysis With Boundary Element*. Vol. **31**, pp. 248-258.

- [13] **Sriram, P., Hanagud, S., Craig, J., and Komerath, N.M.**, 1990. Scanning Laser Doppler Technique For Velocity Profile Sensing On a Moving Surface. *Applied Acoustics*. Vol. **29**, pp.2409-2417.
- [14] **Standbridge, A. B., and Ewins, D.J.**, 1996. Measurement Of Total Vibration At a Point Using a Conical-Scanning LDV, *2nd International Conference On Vibration Measurement By Laser Techniques, Proceedings Of The SPIE*, 2868, pp.126-136.
- [15] **Hermans, L., and Auweraer, H. V.**, 1999. Modal Testing And Analysis Of Structures Under Operational Conditions: Industrial Applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*. Vol. **13(2)**, pp. 193-216.
- [16] **Mitchell, L. D., West, R. L., and Wicks, A. L.**, 1998. An Emerging Trend In Experimental Dynamics: Merging Of Laser-Based Three-Dimensional Structural Imaging And Modal Analysis. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **211(3)**, pp. 323-333.
- [17] **Liu, B.**, 2008. Noise Radiation Of Aircraft Panels Subjected To Boundary Layer Pressure Fluctuations. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **314**, pp. 693-711.
- [18] **Friswell, M. I., and Mottershead, J. E.**, 1995. Finite element model updating in structural dynamics. Kluwer Academic Publishers, London.
- [19] **Ewins, D. J.**, 2000. Modal testing: Theory, practice and application. Research Studies Press Ltd., England.
- [20] **Imamovic, N.**, 1998. Validation of large structural dynamics models using modal data, *PhD Thesis*, Imperial College, London, SW7, U. K.
- [21] **Morse, P. M., and Ingard, K. U.**, 1986. Theoretical Acoustics. Princeton University Press, Princeton, NJ.
- [22] **Möser, M.**, 2004. Engineer Acoustics: An introduction to noise control. Springer Press, Berlin.
- [23] **Hassal, J. R., and Zaveri, K.**, 1988. Acoustic Noise Measurements. *Brüel&Kjaer Publication*, Naerum, Denmark.
- [24] **Beranek, L. L.**, 1986. Acoustics. *Am. Inst. of Physics*, New York.
- [25] **ISO 3740-45**, 1977. *Acoustics-Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Standarts Organization Publications*. 1st ed.
- [26] **IEC 704/1-3**, 1982. Test Code for the Determination of Airborne Acoustical Noise Emitted by Household and Similar Electrical Appliances, International Electrotechnical Commision Publications. 1st ed.
- [27] **Duda, J.**, 1977. Basic Design Considerations for Anechoic Chambers. *I.A.C Bulletin*, Number 7.1002.0, Bronx-New York.
- [28] **Fog, C.**, 1986. Anechoic Chamber at Brüel&Kjaer. *Nordic Acoustical Meeting Proceedings*. Aalborg, Denmark.
- [29] **I-DEAS**, 2006. Version 11. Structural Dynamics Research Corporation.
- [30] **ADAMS**, Version 2005. MSC Corporate Santa Ana, CA – USA.
- [31] **STAR**, 1994. Spectral Dynamics, Inc., San Jose

- [32] **SYSNOISE Rev 5.6:** Computational Vibroacoustics, User's Manuel, LMS International

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Resul ŞAHİN

Doğum Yeri ve Tarihi: TOKAT-11/11/1984

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi