

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EV TİPİ DAVLUMBAZLARIN TİTREŞİM VE
GÜRÜLTÜSÜNÜN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Sinem ÖZTÜRK**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : MAKİNA DİNAMİĞİ, TİTREŞİM VE AKUSTİĞİ

HAZİRAN 2008

**EV TİPİ DAVLUMBAZLARIN TİTREŞİM VE
GÜRÜLTÜSÜNÜN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Sinem ÖZTÜRK
(503041413)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 11 Haziran 2008**

**Tez Danışmanı : Doç.Dr. Haluk EROL
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Vahit MERMERTAŞ
Prof.Dr. İsmail YÜKSEK (Y.T.Ü.)**

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, kendisiyle çalışmaktan mutluluk duyduğum kıymetli hocam Doç. Dr. Haluk EROL'a verdiği tavsiyeler, yaptığı eleştiriler ve tüm yardımları için teşekkür ederim.

Laboratuvar çalışmalarında, ölçüm ve modelleme aşamalarında bana yardımcı olan Sn. Ahmet Akbaş'a ve arkadaşlarım M. Ersin Öztürk, Hasan Körük ve Özcan Ahmetoğlu'na, eğitimim boyunca üstümde emeği geçmiş tüm hocalarıma ayrıca teşekkür ederim.

Çalışma boyunca manevi desteklerini esirgemeyen değerli dostlarıma ve en önemlisi hayatım boyunca her zaman yanımda olan sevgili aileme teşekkürlerimi borç bilirim.

Haziran 2008

Sinem ÖZTÜRK

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
SEMBOL LİSTESİ	vi
ÖZET	vii
SUMMARY	viii
1. GİRİŞ	1
2. TEORİ	4
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	8
3.1. Davlumbaz Üzerinde Titreşim Ölçümleri	8
3.2. Davlumbazın Ses Gücü Düzeylerinin Belirlenmesi	13
4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	20
4.1. Yapısal Kaynaklı Ses Gücü Düzeylerinin Elde Edilmesi	20
4.2. Yapısal Kaynaklı Gürültü Haritalarının Belirlenmesi	21
4.3. Sonuçların Değerlendirilmesi	25
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	27
KAYNAKLAR	29
EKLER	31
A. FREKANS SPEKTRUMLARI	31
B. HESAPLANAN SES GÜCÜ DÜZEYLERİ	40
ÖZGEÇMİŞ	49

KISALTMALAR

FTF : Frekans Tepki Fonksiyonu

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 3.1:	Çalışma Titreşim Biçimi Deney Düzeneği.	9
Şekil 3.2:	Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 100 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerindeki Titreşim Biçimleri.....	10
Şekil 3.3:	Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 200 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerindeki Titreşim Biçimleri.....	11
Şekil 3.4:	Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 200 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerindeki Titreşim Biçimleri.....	12
Şekil 3.5:	Ölçüm Probu ve Veri Toplayıcı.	13
Şekil 3.6:	Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için Tüm Yüzeylerin Yayıdığı Ses Gücü Toplamı	14
Şekil 3.7:	Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için Tüm Yüzeylerin Yayıdığı Ses Gücü Toplamı	15
Şekil 3.8:	Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için Tüm Yüzeylerin Yayıdığı Ses Gücü Toplamı	15
Şekil 3.9:	Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Ses Şiddeti Ölçümü Sonuçları.	17
Şekil 3.10:	Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Ses Şiddeti Ölçümü Sonuçları.	18
Şekil 3.11:	Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Ses Şiddeti Ölçümü Sonuçları.	19
Şekil 4.1:	Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinin Gürültü Haritaları.....	22
Şekil 4.2:	Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 100 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinin Gürültü Haritaları	23
Şekil 4.3:	Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 200 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinin Gürültü Haritaları	24
Şekil 4.4:	Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 300 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinin Gürültü Haritaları	25

SEMBOL LİSTESİ

Π	: Titreşen bir yapıdan yayılan ses gücü
ρ_0	: Akışkan ortamın yoğunluğu
c	: Akışkan ortamdaki sesin hızı
S	: Yapının yüzey alanı
σ	: Yayılım oranı
$\langle \bar{v}^2 \rangle$	: Ortalama karekök titreşim hızı
v	: Ortalama yüzey hızı
B_p	: Plakanın eğilme katılığı
u_p	: Plakanın yer değiştirmesi
m_p	: Plakanın birim alanındaki kütlesi
μ_p	: Poisson oranı
h_p	: Kalınlık
E_p	: Young modülü
k	: Dalga numarası
f	: Frekans
f_c	: Kritik frekans
c_{lp}	: Boyuna dalga hızı

EV TİPİ DAVLUMBAZLARIN TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜSÜNÜN İNCELENMESİ

ÖZET

Her geçen gün gelişen teknoloji yaşamı kolaylaştırırken, birtakım sorunları da beraberinde getirmektedir. Önemli bir yaşam alanı olan evlerde kullanılan makinaların ürettiği gürültü, teknolojik gelişmelerin yarattığı bu sorunlardan biridir. Artan yaşam standartlarıyla birlikte artık insanlar makinaların işlevlerini yerine getirirken diğer yaşam alanlarına zarar vermemesini istemekte, yani gürültüsüz çalışan makinaları tercih etmektedirler. Bu yüzden bir ürünün ses gücü ve titreşim düzeyleri, ürün kalitesini belirleyen özelliklerden birisi haline gelmiştir. Dolayısıyla titreşimlerinden dolayı gürültü oluşturan makinaların işletim şartlarındaki titreşim seviyelerinin bilinmesi önemlidir.

Mutfaklarda kullanılan davlumbazlar, titreşim ve gürültünün en önemli kaynaklarından birisidir. Bu bakımdan, daha sessiz cihazların geliştirilebilmesi için davlumbazların titreşim ve gürültü özelliklerinin iyi anlaşılmasına ihtiyaç vardır. Günümüzde daha sessiz cihazlar geliştirebilmek için birçok teorik çalışma yapılmaktadır. Teorik çalışmalar sonucu oluşturulan modeller ile de yapıya ait parametrelerin titreşim ve gürültüye etkilerinin ne yönde olduğu belirlenmektedir.

Bu çalışmada, davlumbazın titreşim ve gürültüsü hem analitik olarak, hem de çalışma boyunca yapılan deneysel çalışmalarla belirlenmeye çalışılmıştır. Deneysel çalışmalar davlumbazın mevcut durumunu tespit etmek, teorik çalışmalara veri oluşturmak ve analitik modelin doğrulanması için gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda davlumbazın titreşim davranışı ve oluşturacağı gürültü konusunda bilgi verecek bir teorik model oluşturulmuştur ve yapılan bu teorik çalışmalardan elde edilen bilgiler ışığında yapılabilecek parametrik çalışmalardan hangi parametrelerin, davlumbazın titreşim ve gürültüsünü ne şekilde etkileyeceği öngörülmüştür.

VIBRATION AND NOISE INVESTIGATION OF RESIDENTIAL KITCHEN HOODS

SUMMARY

While recent developments in technology are constantly making lives easier, some problems occur. Noise generated by machines used in houses is one of the problems that are caused by technological developments. People want machines not to bother themselves while working, that is, they want noiseless machines. Therefore, a product's sound power and vibration levels are two of the properties which show the product quality. So, it is important to know the vibration levels of machines that generate noise at operating conditions.

Residential kitchen hoods are the most important source of vibration and noise. In this regard, it is necessary to understand vibration and noise properties of residential kitchen hoods in order to make equipments noiseless. Nowadays, theoretical studies are carried out in order to improve equipments as noise levels. With model built as a result of these theoretical studies, affects of structure's parameters are determined.

In this thesis, vibration and noise of residential kitchen hood were determined by analytically studies and experimentally. During the study, experimental studies were carried out in order to determine the characteristics of the existing model obtain data for theoretical studies and validate the numerical model. As a result of study, a analytical model which gives information about structure's vibration behavior and its noise is built and it is predicted which parameters affect the vibration and noise of the residential kitchen hood and how, by taking data obtained by theoretical studies into account.

1 GİRİŞ

İnsanlar özel yaşam alanlarından biri olan evlerinin vazgeçilmez ihtiyaçlarından biri olan davlumbazların hava temizleme işlemini yerine getirirken, gürültü yayarak çevre kirliliğine neden olmasından rahatsızlık duymaktadırlar. Bu bakımdan gürültü seviyesi düşük ürünleri tercih etmektedirler. Beklentilerin artışı, davlumbazın titreşim ve gürültüsünü inceleyerek, gerekli iyileştirmelerin tespit edilmesini bir ihtiyaç haline getirmiştir. Ancak, davlumbazlarla ilgi yayın sayısı oldukça azdır. Bunlar da genellikle işleviyle ilgili olarak yani hava emişine yönelik çalışmalardır. Davlumbazın gürültü seviyesini azaltmaya yönelik gerçekleştirilen tek çalışma **Maggiorana ve diğ. (2003)**'e aittir. Bu çalışmada, birkaç çeşit davlumbaza ait gürültü spektrumları ve titreşim karakteristikleri, basit mikrofonlar ve ivmeölçerler kullanılarak elde edilmiş ve gürültünün esas kaynağını belirlemek için yapılan teorik çalışmalar da Sonlu Elemanlar Metodu ile gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalardan ilki, davlumbazdan yayılan gürültünün karakterini belirlemeye yönelik Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleridir. Bu konuda yapılan örnek çalışmalardan biri de 2007 yılında yayınlanan elektrik süpürgelerinin gürültüsüyle ilgili **Cudina ve Prezelj (2007)**'in çalışmasıdır. Bu çalışmada hava kaynaklı ve yapısal kaynaklı gürültünün toplam ses gücü düzeylerine katkıları incelenmiştir. Çalışma Titreşim Biçimi konusunda yapılan diğer çalışmalar, **Waldron ve diğ. (2002)**, **Brehmer ve Sinapius (2004)**, **Prazenica ve diğ. (2007)**, bu yöntemin özellikle köprüler, rüzgâr türbinleri ve diğer yapıların hasar tespitinde kullanıldığı göstermektedir. Ancak bunun yanında **Stanbridge ve Ewins (1999)**, **Martarelli ve diğ. (2001)**, **Dematteo (2001)**'in ve **Heaton ve Hewitt (2006)**'in çalışmalarına benzer, yapıların titreşimlerini modellemeye ve rezonans problemlerini çözmeye yönelik Çalışma Titreşim Biçimi çalışmaları da mevcuttur.

Yapısal titreşimin deneysel çalışmaları, pratikte karşılaşılan titreşim olaylarının nedenlerini anlamada ve bunların kontrol edilmesinde önemli kolaylıklar sağlamaktadır. Bu amaçla gerçekleştirilen çalışmalardan **Ming ve diğ. (2000)**'nin

makalesinde harmonik olarak titreşen yapıların düşük frekanslı ses yayılımları incelenmiştir. **Musha ve Kikuchi (1999)** ise yapısal kaynaklı gürültünün sayısal olarak hesaplamasına yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. **Kim ve Song (2002)**, titreşen eğri yapıların yüzeylerinden yayılan ses basıncını sınır elemanları yöntemiyle hesaplayan yeni bir integrasyon geliştirmişlerdir. Bu çalışmayla, küre veya silindirler üzerindeki basınç dağılımları hesaplanıp analitik çözümlerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca ses yayılım oranlarının da hesaplanmasına yer verilmiştir. Yapılan parametrik çalışmalara benzer bir çalışma da, **Li ve Li (2006)** tarafından gerçekleştirilmiştir. Makalelerinde yayılı yüklerin plakaların akustik yayılım davranışına etkilerini incelemişlerdir. Yüklerin yerlerinin ve miktarlarının değişimlerinin modal yayılım verimine, modal giriş enerjisine ve ses gücü düzeyine etkisi hesaplanmıştır.

Oluşturulan teorik modelde yapılan değişikliklerin yapıya etkisinin ne yönde olacağını belirlemeye yönelik parametrik çalışmalarda ses yayılımı bilgisinden faydalanılmaktadır. Bu konudaki teorik çalışmalardan biri ses yayılımının hesaplanmasında kullanılan yöntemleri inceleyen **Lee ve Singh (2005)**'nin çalışmalarıdır. Ses yayılımını azaltmaya yönelik yapılan çalışmaların, **Denli ve Sun (2007)**, yanı sıra, yapıların ses yayılımlarını tespit etmek için yapılan çalışmalar da mevcuttur (**Thompson ve Jones, 2002**).

Bu tezin kapsamında, bir yapının titreşim ve gürültüsünün belirlenmesine yönelik olarak literatür araştırması yapılmış, daha önce bu alanda yapılan araştırmalar incelenerek bu metotların davlumbazın titreşim ve gürültüsünün incelenmesine uygulanabilirliği incelenmiştir. İncelenen metotlar arasından uygun olanlar seçilmiş ve çalışmalar yapılmıştır. Buna göre davlumbazın çevreye yaydığı gürültünün karakterinin tespit etmek için Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler ile davlumbazdan yayılan gürültünün hava kaynaklı mı yoksa yapısal kaynaklı mı olduğu belirlenmiş, aynı zamanda bunların toplam ses gücü düzeylerine katkıları tespit edilmiştir. Aynı zamanda, Çalışma Titreşim Biçimi ölçümlerinden elde edilen yapıya ait titreşim hızları, teorik çalışmalar için girdi olarak kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar kapsamında, yine gürültünün yapısını belirlemek için ses şiddeti ölçümlerinden faydalanılmıştır. Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleriyle de davlumbazın titreşim biçimleri belirlenmiş ve bunlar teorik çalışmalarını doğrulamak kullanılmıştır. Tez kapsamında, davlumbazdan yayılan yapısal kaynaklı gürültüyle ilgili teorik çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Yapısal kaynaklı ses gücü

düzeyleri elde edilmiş ve gürültü haritaları çıkarılmıştır. Elde edilen ses gücü düzeylerinin doğruluğu, yapılan ses şiddeti ölçümleri ile karşılaştırılmıştır. Gürültü haritaları da yine ses şiddeti ölçümleri sonucu oluşturulan haritalarla karşılaştırılmıştır. Yapılan teorik çalışmalar ışığında, daha sessiz bir davlumbaz için hangi parametrik çalışmaların yapılabileceği tespit edilmeye çalışılmıştır.

Tezin ilk bölümünde amaç, literatür araştırması ve literatür araştırmalarının sonuçlarına yer verilmiştir.

İkinci bölümde tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmaların teorisi anlatılmıştır.

Üçüncü bölümde yapılan deneysel çalışmalar anlatılmıştır. Deneysel çalışmalar kapsamında gerçekleştirilen Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleri, ses şiddeti ölçümleri ve bunların sonuçlarına yer verilmiştir.

Dördüncü bölümde yapılan teorik çalışmaların sonuçlarına ve bunların deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak değerlendirilmesine yer verilmiştir.

Beşinci bölümde tezin genel değerlendirilmesi ve gelecek çalışmalar için öneriler belirtilmiştir.

2 TEORİ

Titreşen bir yapıdan yayılan ses gücü, zaman ve alan ortalamalı, ortalama karekök titreşim hızından hesaplanabilir:

$$\Pi = \rho_0 c S \sigma \left\langle \bar{v}^2 \right\rangle. \quad (4.1)$$

Burada σ , yayılım oranı; S , yapının yüzey alanı; ρ_0 , yapının içinde bulunduğu akışkan ortamın yoğunluğu ve c , akışkan ortamdaki sesin hızıdır. Bu denklem, titreşen bir yapıdan yayılan sesin, yapının titreşim seviyesinin ve yayılım oranının azaltılmasıyla kontrol edilebileceğini göstermektedir.

Titreşen bir yapıdan yayılan ses, klasik anlamda 3 temel esasa dayanır. Bunlardan ilki ince plak titreşimlerini esas alır.

İnce bir plaktan yayılan ses gücünü hesaplamak için, öncelikle plağın yer değiştirme denklemini yazarsak:

$$B_p = \left(\frac{\partial^4 u_p}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 u_p}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 u_p}{\partial y^4} \right) + m_p \frac{\partial^2 u_p}{\partial t^2} = F + \sum_{np=1}^N q_{np} \delta(x - x_{np}) \delta(y - y_{np}). \quad (4.2)$$

Burada plağın eğilme katılığı,

$$B_p = E_p h_p^3 / 12 (1 - \mu_p^2) \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilir. E_p , h_p , μ_p ve m_p sırasıyla, plağın Young modülü, kalınlığı, Poisson oranı ve plağın birim alanındaki kütlesidir ve u_p , plağın yer değiştirmesidir.

İkinci esas, havadaki ses dalgaları için lineer, homojen akustik dalga denklemdir. Bir titreşim kaynağı tarafından yaratılan basıncı uzaydaki bir noktada bulmak için

kullanılan dalga denkleminin çözümünü basitleştirmek ve akustik noktasal kaynak ve ona karşılık gelen Green Fonksiyonları kullanılmaktadır. Akustik kaynağın genliği;

$$q = \rho S v, \quad (4.4)$$

şeklinde olup, ρ akışkanın yoğunluğu, S noktasal kaynağın yüzey alanı, $\bar{v}$ ortalama yüzey hızı olup, plaka titreşimlerindeki noktasal kütleler için hesaplanabilir. Lineer akustik teorisinde akustik dalgaının hareketini,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 p = 0, \quad (4.5)$$

denklemini tanımlamaktadır. Burada,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (4.6)$$

Eğer ω açısal frekansı ile harmonik bir davranış düşünülürse, akustik basınç ve hızın, konum ve zamana bağlı değişimi,

$$p(\vec{r}, t) = \tilde{p}(\vec{r}) \cdot e^{i\omega t} \quad (4.7)$$

denklemleri ile ifade edilir. Buradan yola çıkarak dalga denklemi, Helmholtz denklemi formunu alır:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0. \quad (4.8)$$

Burada,

$$k = 2\pi f / c, \quad (4.9)$$

dalga numarasını, f ise Hertz cinsinden frekansı göstermektedir. Noktasal kaynak etrafındaki akustik alanın da bu Helmholtz,

$$\nabla^2 p + k^2 p = -q\delta(x - x_s), \quad (4.10)$$

eşitliğini sağlaması gerekir. $\delta(x - x_s)$ terimi üç boyutlu Dirac Delta Fonksiyonu olup, kaynak ve ölçüm konumuna bağlı olarak belirlenir. Bu eşitliğin çözümünden elde edilen p ifadesi $r = \|x - x_s\|$ yarıçaplı bir kürenin oluşturduğu basınç alanı değeri ile aynıdır.

Kirchoff-Helmholtz integral denklemi titreşen bir yapıdan yayılan sesin dayandığı üçüncü temel esası oluşturur;

$$p(x - x_s) = q \frac{e^{-ikr}}{4\pi r}. \quad (4.11)$$

Kaynak şiddeti q , bir birim olarak alınırsa, noktasal kaynak için $p(x - x_s)$ ifadesi G Green Fonksiyonu olarak tanımlanır. Bu şekildeki noktasal kaynakların plak gibi sürekli bir ortama homojen yayıldığı ve uzaydaki bir noktada ses basıncına belirli bir genlik ve faz ile katkıda bulunduğu dikkate alınırsa, plak yüzeyinden belirli uzaklıklardaki düzlemlerde ses basıncı hesaplanabilir (**Norton ve Drew, 2001**).

Denklem (2.1)'de σ ile gösterilen yayılım oranı,

$$\sigma_r = \begin{cases} (\sigma_{rc} + \sigma_{re}) \times C_1, & f \leq 0.7 f_c \\ 0.45(P/\lambda_c)^{1/2} (L_{\min}/L_{maks})^{1/4}, & f = f_c \\ (1 - (f_c/f))^{-1/2} = (\alpha^2/(\alpha^2 - 1))^{1/2}, & f \geq 1.3 f_c \end{cases}, \quad (4.12)$$

şeklinde ifade edilir. Burada,

$$\alpha^2 = f/f_c, \quad (4.13)$$

$$\sigma_{rc} = \left(\frac{8}{\pi^4} \right) \left(\frac{\lambda_c^2}{S} \right) \begin{cases} \left(\frac{(1 - 2\alpha^2)}{\alpha(1 - \alpha^2)^{1/2}} \right), & f < 0.5 f_c \\ 0, & f > 0.5 f_c \end{cases}, \quad (4.14)$$

$$\sigma_{re} = \left(\frac{1}{4\pi^2} \right) \left(\frac{P\lambda_c}{S} \right) \left\{ \frac{(1-\alpha^2) \text{Ln}((1+\alpha)/(1-\alpha))}{(1-\alpha^2)^{3/2}} \right\}, \quad (4.15)$$

$$C_1 = \begin{cases} 1, & \text{basitçe desteklenmiş köşeler için} \\ \alpha^2 \exp(10\lambda_c / P), & \text{sabitlenmiş köşeler için} \end{cases}, \quad (4.16)$$

ve kritik frekans,

$$f_c = \left\{ \frac{c^2}{1.8c_{Lp}h} \right\}, \quad (4.17)$$

şeklindedir.

İncelenen bacadaki akış, katı boyunca yüzeye paralel yönde ilerleyen ancak yüzeyin normali yönünde yer değiştirmelere sebep olan boyuna dalga formundadır. Bu dalgalar, havadaki ses dalgalarıyla karşılaştırıldıklarında oldukça yüksek dalga hızlarına sahiptirler. Plaklar için boyuna dalga hızının hızı:

$$c_{Lp} = \left\{ \frac{E}{\rho(1-\nu^2)} \right\}^{1/2}, \quad (4.18)$$

denklemleri ile hesaplanır.

3 DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bir titreşim veya gürültü probleminin çözümü için öncelikle gürültü oluşturan makinaların işletim şartlarındaki titreşim ve gürültü seviyelerinin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için öncelikle deneysel olarak davlumbazın çevreye yaydığı gürültünün karakterini tespit etmek için Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler sonucunda hava kaynaklı ve yapısal kaynaklı gürültünün katkıları belirlenmiş ve yapısal kaynaklı gürültünün azaltılmasıyla davlumbaz gürültüsünün önemli bir kısmının azaltılabileceği belirlenmiştir. Bu ölçümlerle aynı zamanda davlumbazın çalışma koşullarındaki titreşim biçimleri de belirlenmiştir. Bunun yanı sıra yine davlumbazın çalışma şartlarında yapılan ses şiddeti ölçümleriyle davlumbazdan yayılan gürültünün ses gücü düzeyleri belirlenmiş ve gürültü haritaları oluşturulmuştur. Bu bilgiler daha sonra yapılan teorik çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

3.1 Davlumbaz Üzerinde Titreşim Ölçümleri

Davlumbaz üzerindeki titreşim ölçümleri Lazer Doppler Vibrometre ile gerçekleştirilmiştir. Lazer Doppler Vibrometreler, titreşen bir nesne üzerindeki noktaların hızlarını ve yer değiştirmelerini ölçen, lazer teknolojisiyle çalışan cihazlardır. Bu teknoloji sayesinde, klasik transdüserlerden farklı olarak, birden fazla noktanın ölçümleri el değmeden yapılabilir. Sistem, tarayıcı lazer kafası, bir titreşim kontrolörü, bir güç yükseltici, bir veri analizörü, bir tarayıcı Doppler vibrometre ve bir bilgisayardan oluşmaktadır. Şekil 3.1’de ölçümlerde kullanılan Lazer Doppler Vibrometre görülmektedir.



Şekil 3.1: Çalışma Titreşim Biçimi Deney Düzeneği.

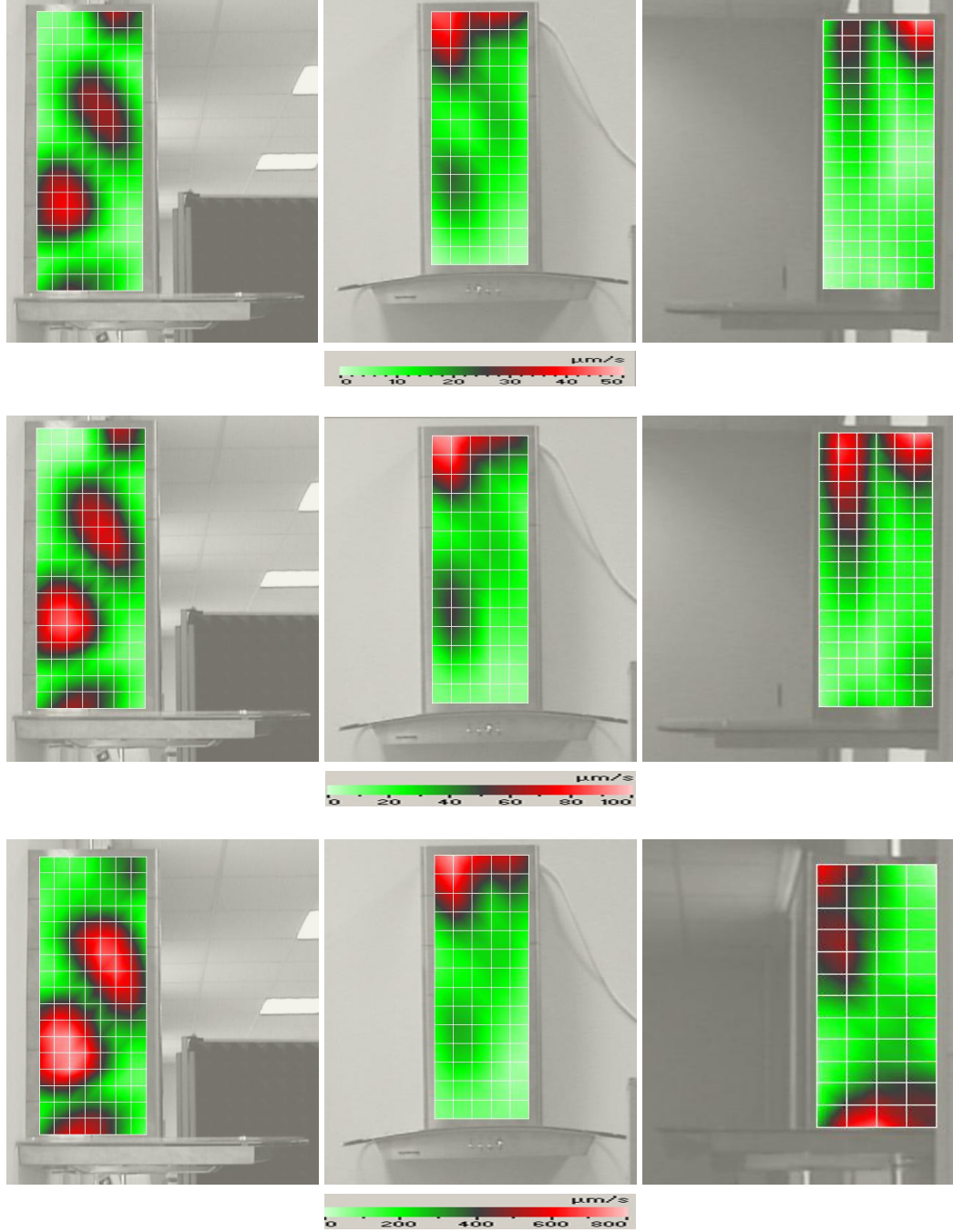
Sistemi kurmak için öncelikle geometri ve tarama yüzeyleri tanımlanmıştır. Ön yüzey için her üç çalışma hızı için de 90 tarama noktası belirlenmiştir. Sağ yüzey için 1. ve 2. çalışma hızları için 126, 3. çalışma hızı için de 65 tarama noktası, sol yüzey için her üç çalışma hızı için 144 tarama noktası belirlenmiştir. Bu noktaların sayısı yüzey şekline ve vibrometrenin veri toplama hızına bağlı olarak belirlenmiştir. Daha sonra, lazer ışınının yüzeyi taraması için deney başlatılmış ve yapının tepkileri ölçülmüştür. Analiz aşamasında, ilgilenilen frekans aralığı olan 300 Hz'e kadar olan frekans aralığında gerçekleştirilen ölçümden elde edilen deformasyon şekilleri elde edilmiştir.

Ek A'da davlumbazın üç farklı çalışma hızı için, üç yüzeyindeki 9 noktadan alınan frekans spektrumları görülmektedir.

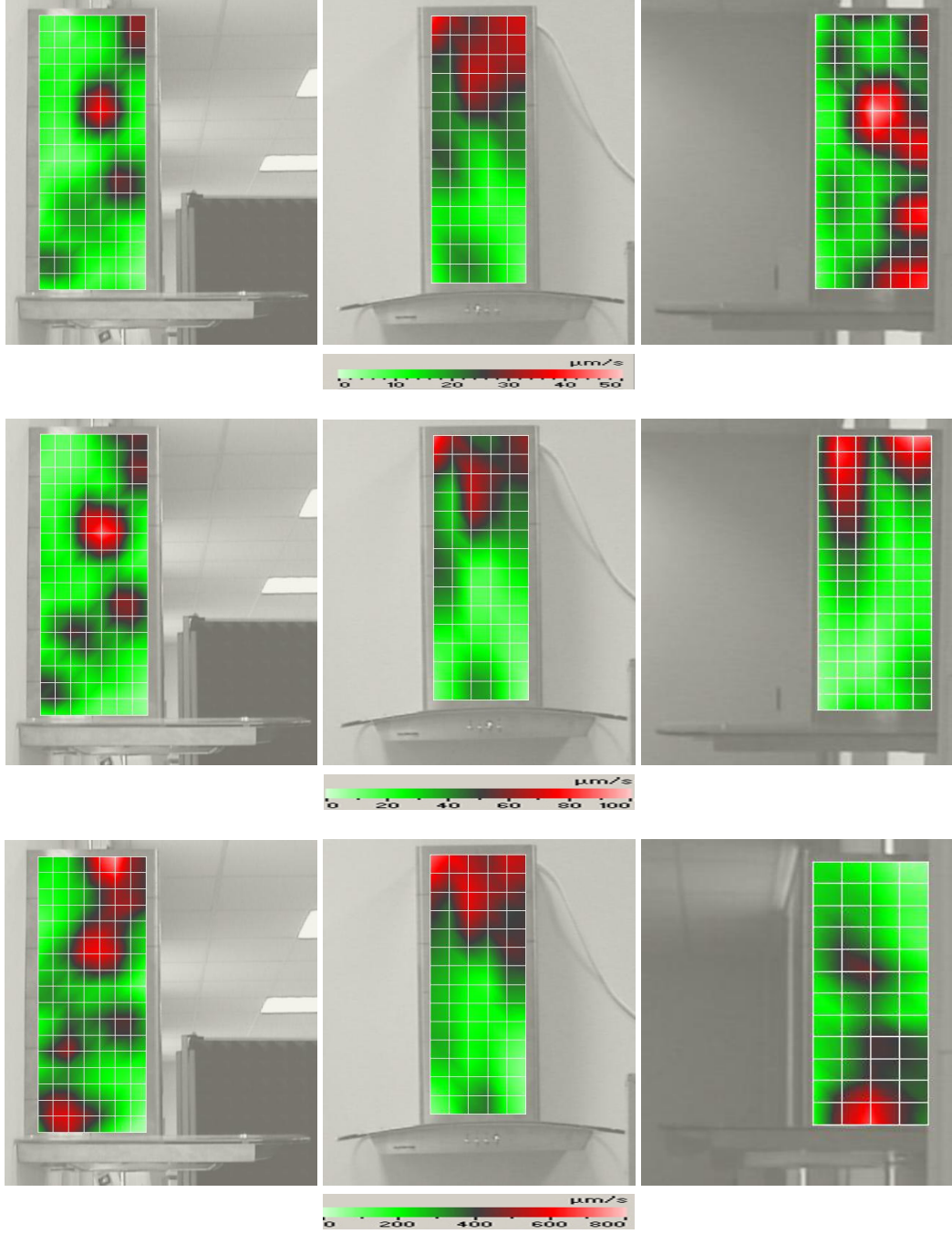
Çalışma Titreşim Biçimleri, yapıya etkiyen kuvvetlere ve yüklere bağlıdır ve yüklerin değişimiyle değişirler. Tez kapsamında incelenen davlumbaz da üç farklı devirde çalıştığı için her devirde farklı kuvvetlerin etkisi altındadır. Dolayısıyla davlumbazın yüzeyleri her devirde farklı Çalışma Titreşim Biçimleri'ne sahiptirler. Bu çalışmalar sonucu elde edilen mod şekilleri, teorik çalışmalar sonucu oluşturulan

yapının titreşim biçimlerini gösteren eğrilerle karşılaştırılacaktır.

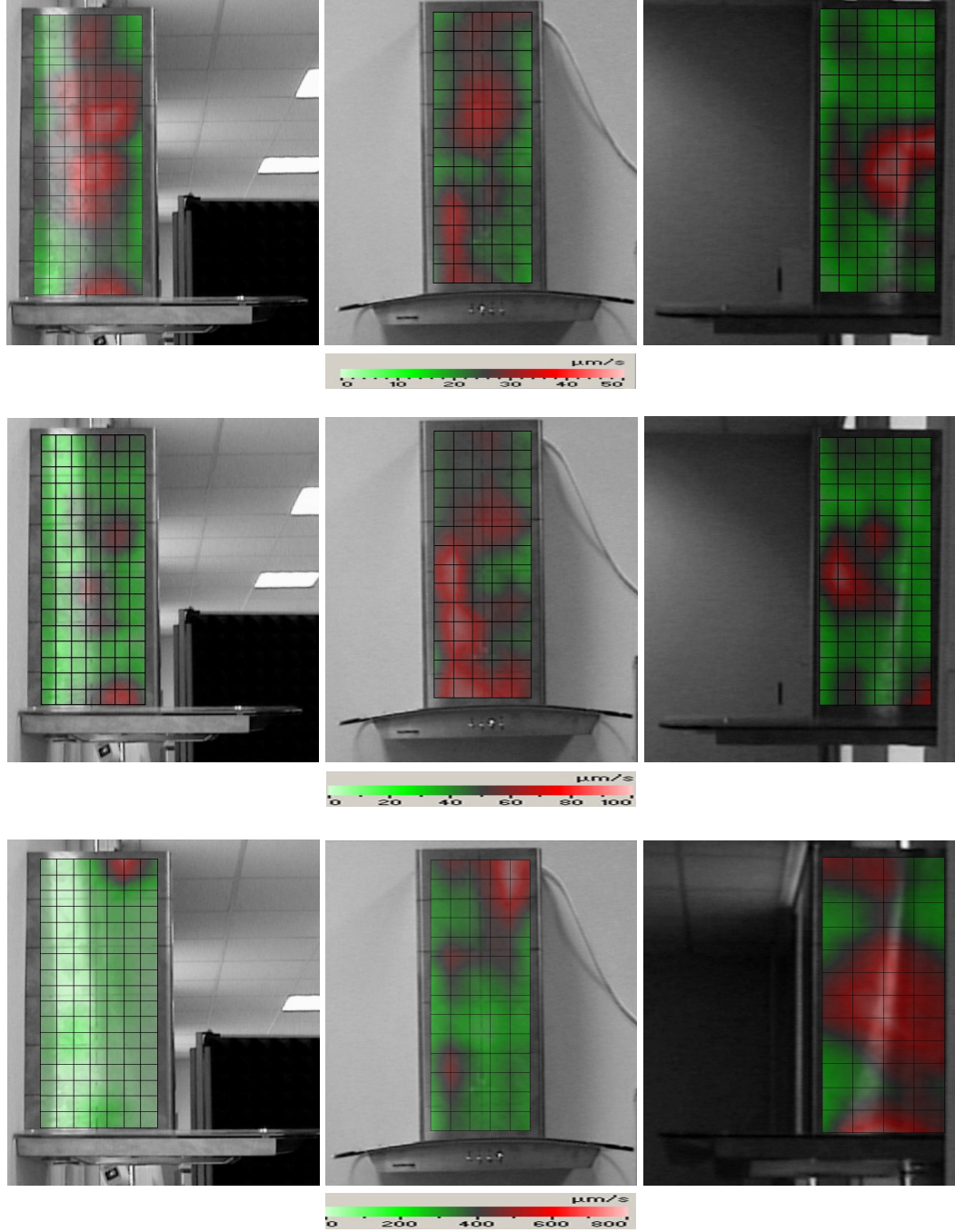
Şekillerde davlumbazın üç farklı çalışma hızında, ilgilenilen frekanslar olan 100 Hz, 200 Hz ve 300 Hz’teki, ön, sağ ve sol yüzeylerinin titreşim biçimleri görülmektedir.



Şekil 3.2: Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 100 Hz’teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerindeki Titreşim Biçimleri.



Şekil 3.3: Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 200 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerindeki Titreşim Biçimleri.



Şekil 3.4: Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 200 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerindeki Titreşim Biçimleri.

Yapı için titreşim düzeyleri, yapının yeşilden kırmızıya doğru renklendirilmesiyle gösterilmiştir. Kırmızı, en fazla titreşim düzeyini göstermektedir. Bu şekillerden davlumbazdaki gürültünün karakteri hakkında da bilgi sahibi olmak mümkündür. Aynı frekans değerlerinde, çalışma hızıyla birlikte artan seviyede, benzer titreşim karakteri görülmüştür. Şekillere bakarak, değişen çalışma hızlarına rağmen, aynı frekans değerinde bacanın üst kısmındaki titreşimin sabit kaldığı ve dolayısıyla

bunun yapısal kaynaklı bir titreşim olduğu söylenebilir. Her üç şekilden de bacanın yapısal kaynaklı titreşimlerini tespit etmek mümkündür.

3.2 Davlumbazın Ses Gücü Düzeylerinin Belirlenmesi

Deneysel çalışmaların bu aşamasında davlumbazın mevcut ses gücü düzeyi, ses şiddeti ölçümleri ile belirlenmeye çalışılmıştır. Ses şiddeti ölçümlerinin tercih edilmesinin nedeni, davlumbazın yapısı ve işlevi gereği en uygun ölçüm yöntemi olmasıdır. Bu ölçümlerde amaç, elde edilen frekans dağılımlarından faydalanarak gürültüye katkının fazla olduğu frekansların belirlenmesidir.

Ses şiddeti yönteminde kaynağın etrafında oluşturulan hayali yüzeylerin üzerinde ses şiddeti probu kullanılarak ölçümler yapılmaktadır. Ses şiddeti analizörü bir ölçüm probu ve bir de analizörden oluşur. Ölçüm probu iki mikrofondaki basınçları ayrı ayrı ölçer, analizör ise integrasyon ve ses şiddeti hesaplamak için gerekli işlemleri yapar. Ses şiddeti ölçümlerinde, aralarında belirli mesafe bulunan yüz yüze dönük iki faz uyumlu mikrofona kullanılmaktadır. Bu sayede, ses şiddeti vektörünün iki mikrofona üzerinde yer aldığı düzlemdeki değeri bulunabilmektedir.



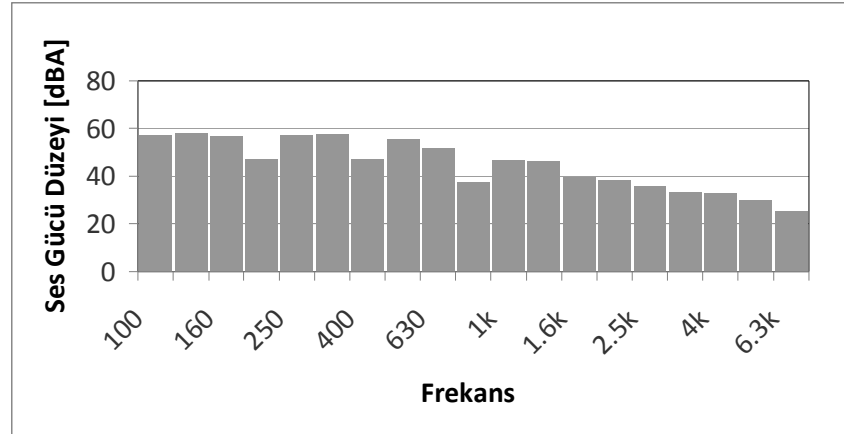
Şekil 3.5: Ölçüm Probu ve Veri Toplayıcı.

Davlumbazın 3 farklı çalışma hızı için ses şiddeti ölçümleri yapılmıştır. Ölçümlerin 100 Hz ile 6,3 kHz aralığındaki frekans dağılımları belirlenmiştir. Ses şiddeti ölçümleri, dikdörtgen prizma şeklinde tanımlanmış bir yüzey üzerinde ve 88 noktada

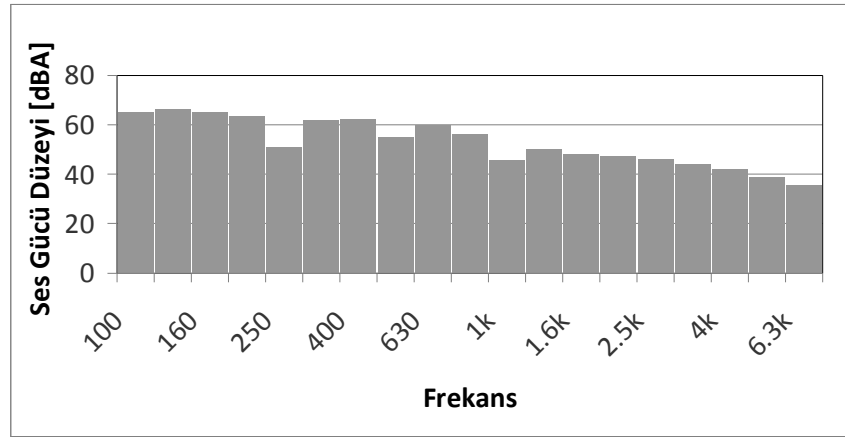
gerçekleştirilmiştir. Ölçümlerde, iki kanallı bir sinyal analizörü kullanılmıştır. Kullanılan analizör ile 1/3 oktav bandında analiz yapılmıştır. Ölçmelerde kullanılan mikrofonların hassasiyeti 11,9 mV/Pa, frekans ölçüm aralığı serbest alanda 1,01 Hz.- 8 kHz. dir. Mikrofonların çapı ½” dir.

Bu koşullarda, davlumbazın ön yüzeyi üzerinde alınan 800mm x 780mm boyutlarındaki bir alanda oluşturulan 200mm x 130mm’lik ölçüm ağında 24 noktada, davlumbazın yan yüzeyleri üzerinde alınan 600mm x 780mm boyutlarındaki bir alanda oluşturulan 150mm x 130mm’lik ölçüm ağında 2 x 24 toplam 48 noktada ve davlumbazın alt yüzeyi üzerinde alınan 800mm x 600mm boyutlarındaki bir alanda oluşturulan 200mm x 150mm’lik ölçüm ağında 16 noktada ses şiddeti ölçümleri yapılmıştır.

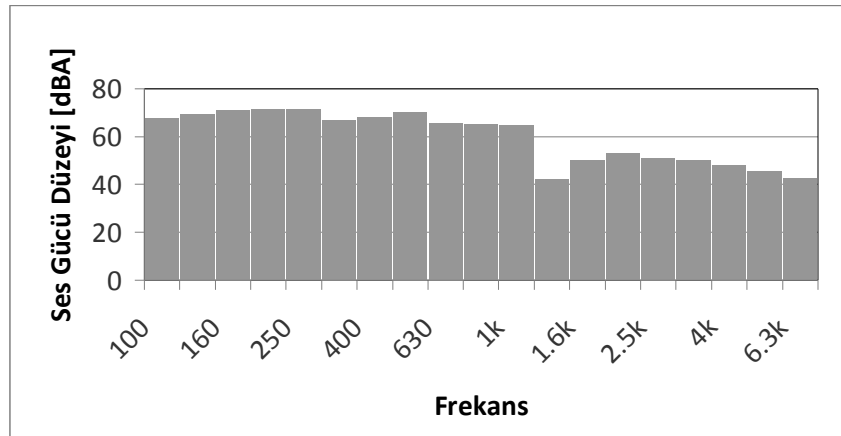
Şekillerde davlumbazın tüm yüzeylerinden yayılan 100~6.3k Hz frekans aralığındaki ses gücü düzeyleri, davlumbazın üç çalışma hızı için görülmektedir.



Şekil 3.6: Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için Tüm Yüzeylerin Yayıdığı Ses Gücü Toplamı.



Şekil 3.7: Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için Tüm Yüzeylerin Yayıdığı Ses Gücü Toplamı.



Şekil 3.8: Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için Tüm Yüzeylerin Yayıdığı Ses Gücü Toplamı.

Frekans spektrumları üç çalışma hızı için benzerlik göstermektedir. Üç çalışma hızında da özellikle 100 Hz, 200 Hz ve 300 Hz frekanslarında tepeler görülmektedir. Ayrıca, gürültüye katkının düşük frekanslarda daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu da yapısal kaynaklı gürültünün bir sonucudur. Bu ölçümler sonucunda, teorik çalışmalar ve diğer deneysel çalışmalar için 0–300 Hz frekans aralığı, çalışma aralığı olarak belirlenmiştir.

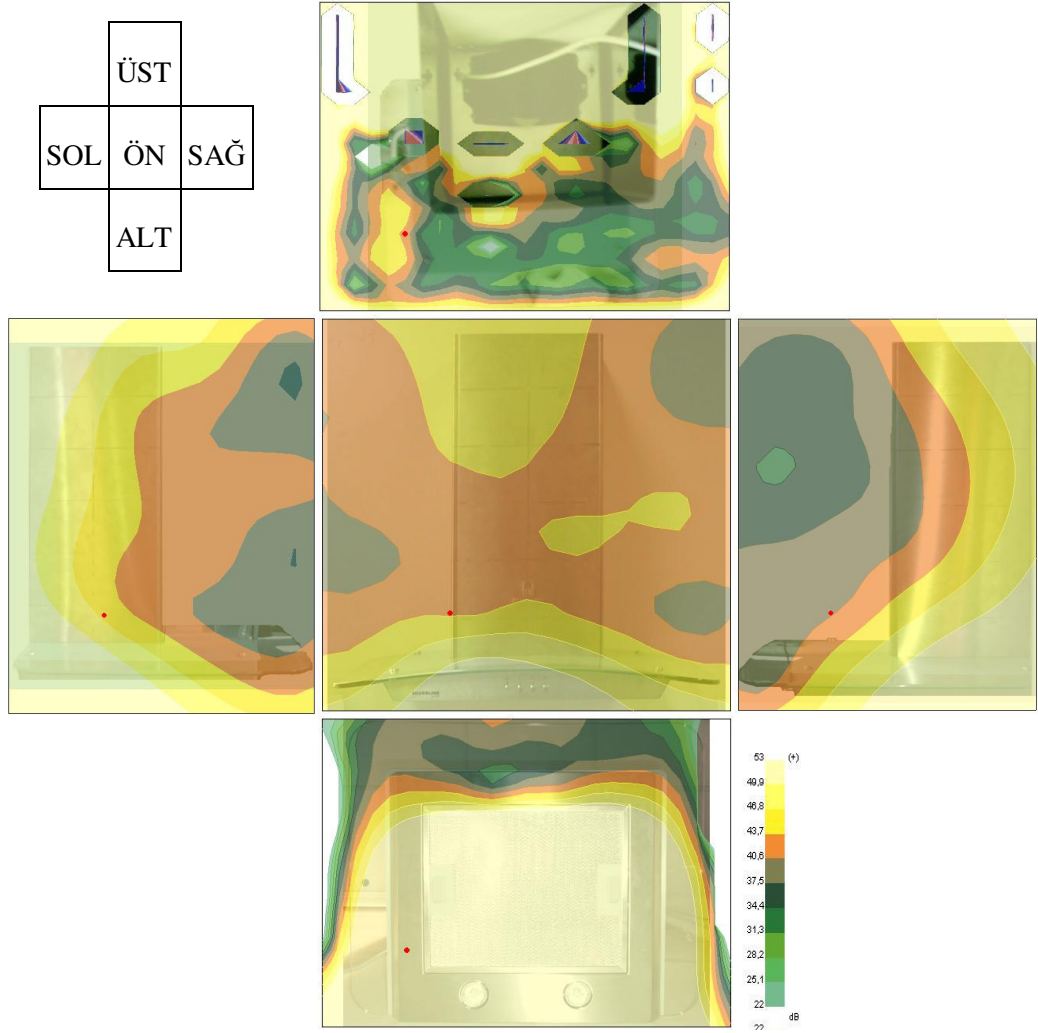
Ses şiddeti ölçümleri, gürültü kaynağının ses gücü düzeylerini belirlemeye yardımcı olmanın dışında, ses kaynağında gürültünün kaynağın hangi bölgesinden ne ölçüde yayıldığına belirlenmesinde de kullanılır. Gürültünün kaynaktaki dağılımı, gürültü haritaları olarak adlandırılan renklendirilmiş grafiklerle gösterilir. Bu çalışmada ses

şiddeti ölçümleri sonucunda elde edilen gürültü haritaları yardımıyla davlumbazdan yayılan gürültü hakkında bilgi sahibi olunmuş ve daha sonra bu haritalar teorik hesaplamalar sonucu elde edilen gürültü haritalarıyla karşılaştırılmıştır.

Gerçekleştirilen ses şiddeti ölçümleri sonucunda, davlumbazın 3 farklı çalışma hızı için elde edilen gürültü haritaları Şekil 3.9–3.11’de verilmiştir. Şekillerin yan tarafında bulunan renk skalası, ses gücü düzeylerine karşılık gelen renkleri göstermektedir. Skalaya göre açık tondaki renkler yüksek ses gücü düzeylerine karşılık gelmektedir.

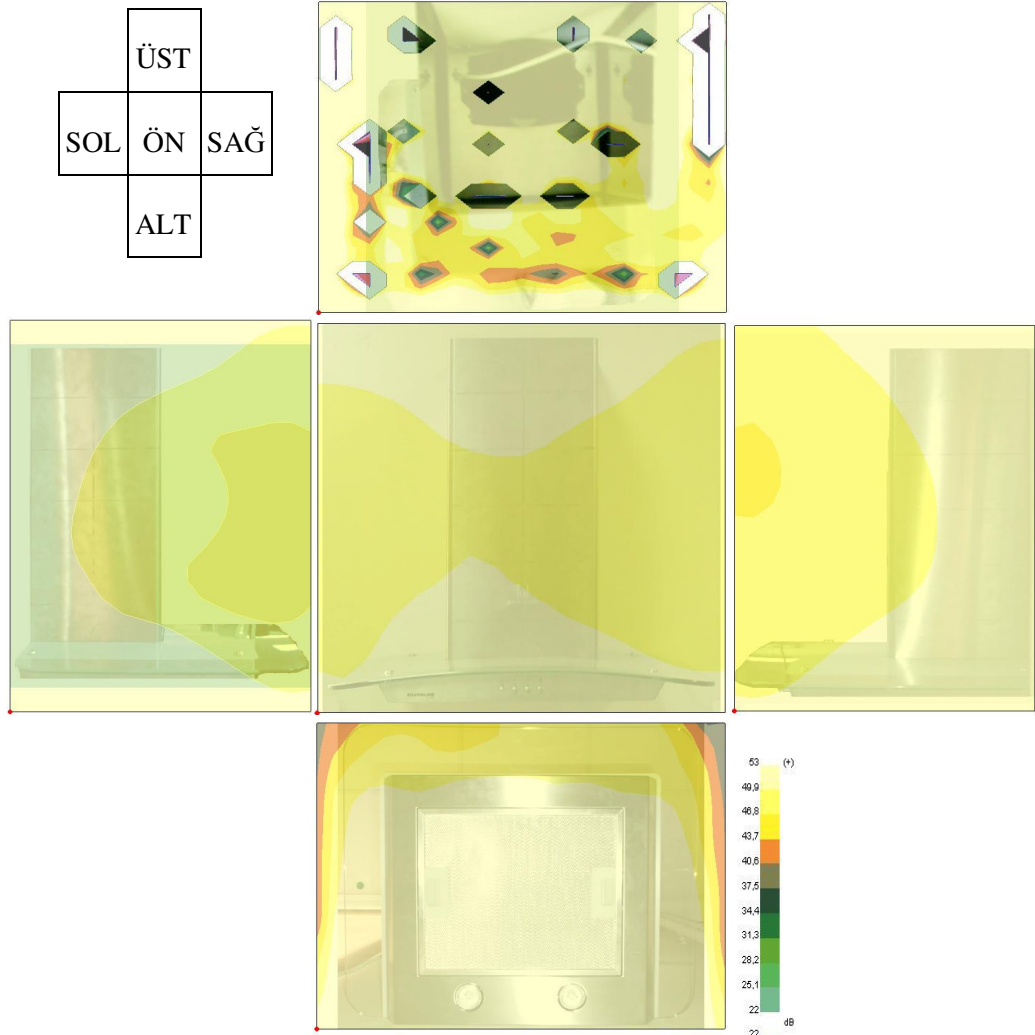
Davlumbazın 3 farklı çalışma hızı için verilen gürültü haritaları incelendiğinde, gürültünün davlumbazdaki dağılımının 3 çalışma hızı için de, artan ses gücü değerlerine karşın, benzerlik gösterdiği görülmektedir.

Şekil 3.9’da davlumbazın 1. çalışma hızı için ses şiddeti ölçümü sonuçları haritalanmıştır. Haritalardan da anlaşıldığı üzere, ses şiddeti değerleri davlumbazın bacasının üst kısımlarında yüksek değerlere ulaşmaktadır. Haritalar, gürültünün daha çok davlumbazın baca bölümünden yayıldığına işaret etmektedir.



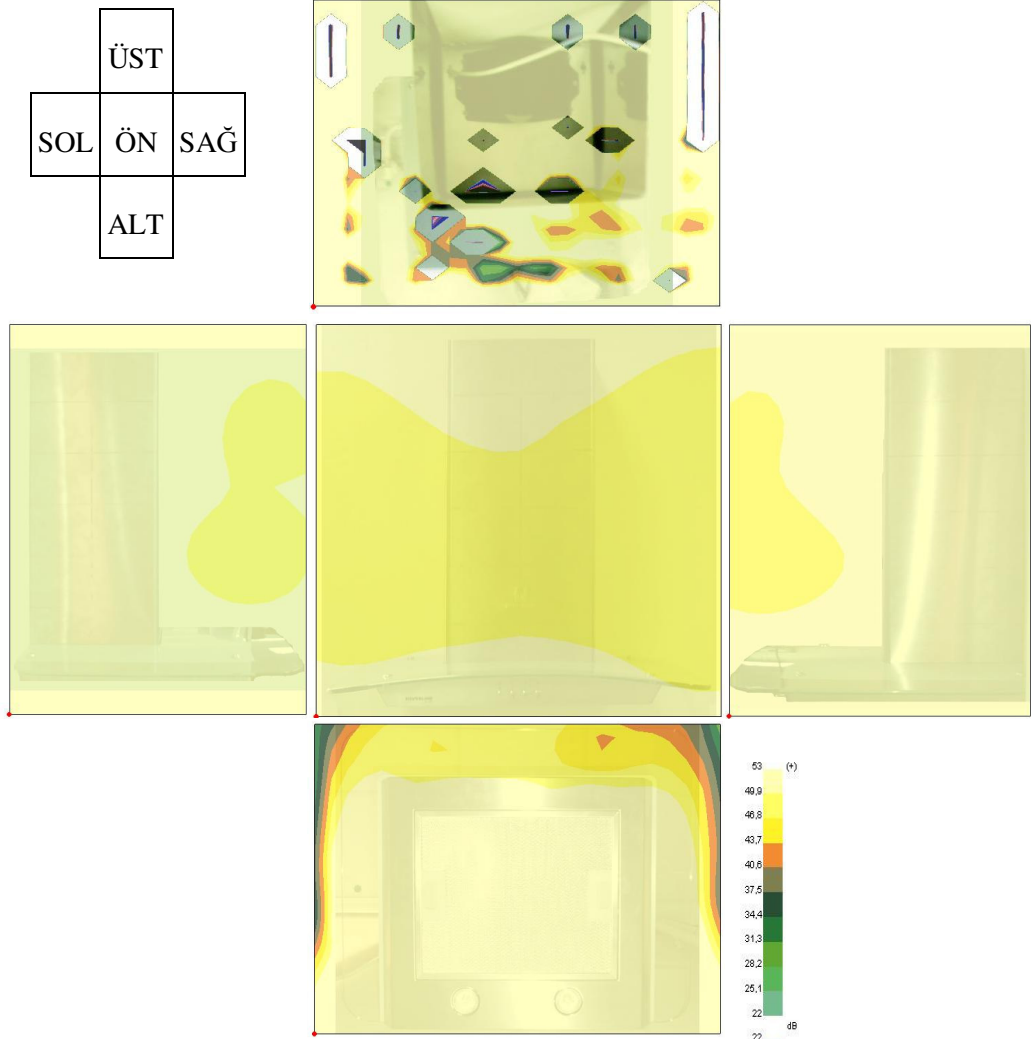
Şekil 3.9: Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Ses Şiddeti Ölçümü Sonuçları.

Şekil 3.10'da davlumbazın 2. çalışma hızı için ses şiddeti ölçümü sonuçları haritalanmıştır. Bu haritalarda 1. çalışma hızı için verilenlerden farklı olarak ses şiddeti değerleri artış göstermektedir. Ama yine gürültünün karakteri benzerlik göstermektedir ve aynı zamanda bacanın yapısal titreşimlerinin de etkisiyle baca kısmından daha fazla gürültü yayıldığı gözlenmektedir.



Şekil 3.10: Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Ses Şiddeti Ölçümü Sonuçları.

Davlumbazın 3. çalışma hızı için ses şiddeti ölçümü sonuçları Şekil 3.11’de haritalanmıştır. Bu çalışma hızında ise davlumbazın ilk iki hızında elde edilen haritalara benzer haritalar elde edilmiştir. Ama bu haritalarda gürültü biraz daha homojen bir şekilde, davlumbazın hemen hemen her bölgesinden yayılmaktadır.



Şekil 3.11: Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Ses Şiddeti Ölçümü Sonuçları.

Daha sonraki bölümlerde, bu haritalar yardımıyla analitik çalışmalar sonucu elde edilen gürültü haritaları karşılaştırılacak ve yapılan analitik çalışmaların geçerliliği değerlendirilecektir.

4 SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde, davlumbazdan yayılan yapısal kaynaklı gürültünün düzeyini belirlemeye yönelik gerçekleştirilen teorik çalışmalara yer verilmiştir. Deneysel ölçümlerden elde edilen titreşim hızı bilgisiyle, yapısal kaynaklı ses gücü düzeyleri belirlenmiş ve bunlar ses şiddeti ölçümlerinden elde edilen ses gücü düzeyleriyle karşılaştırılmıştır. Ölçümlerden elde edilen bilgiler ışığında yapısal kaynaklı gürültü haritaları elde edilmiş ve bunlar ses şiddeti ölçümleri sonucu oluşturulan gürültü haritalarıyla karşılaştırılmıştır.

4.1 Yapısal Kaynaklı Ses Gücü Düzeylerinin Elde Edilmesi

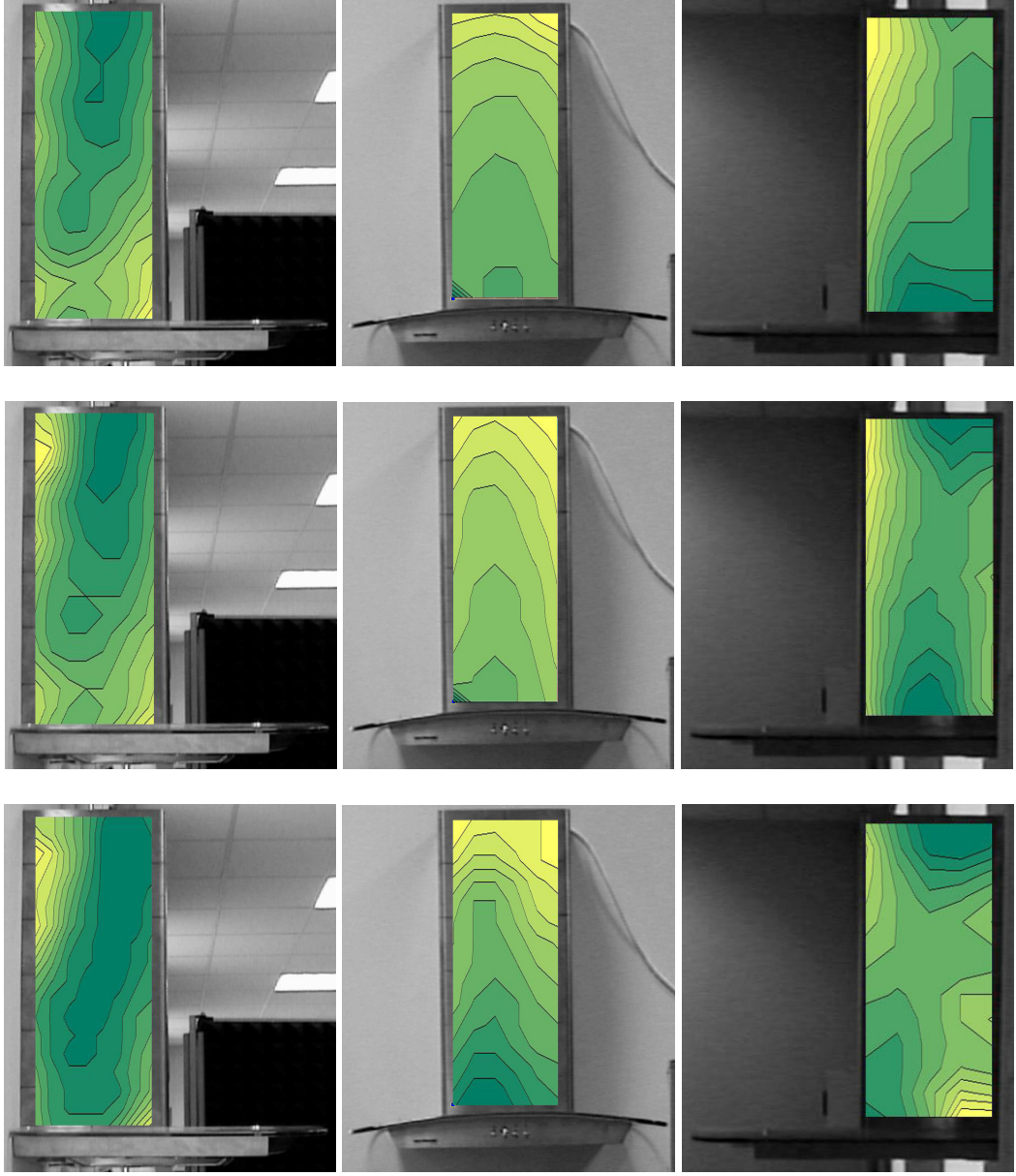
Bu aşamada, deneysel çalışmalar kapsamında gerçekleştirilen ölçümlerden elde edilen, yüzeylerin her frekanstaki titreşim hızları ile davlumbazın bacasından yayılan yapısal kaynaklı ses gücü düzeyleri belirlenmeye çalışılmıştır. Bunun için her üç çalışma hızı için bacanın ön yüzeyinden 90 noktadan, sağ yüzeyinden 126 noktadan ve sol yüzeyinden 145 noktadan alınan hız değerleri ile o noktalardan yayılan ses gücü düzeyleri hesaplanmıştır.

Ek B'de davlumbazın üç farklı çalışma hızı için, üç yüzeyindeki 9 nokta için hesaplanan ses gücü düzeyleri görülmektedir. Elde edilen bu sonuçlar sonraki bölümde, ses şiddeti ölçümleri sonucunda oluşturulan gürültü haritalarıyla karşılaştırılacaktır.

4.2 Yapısal Kaynaklı Gürültü Haritalarının Belirlenmesi

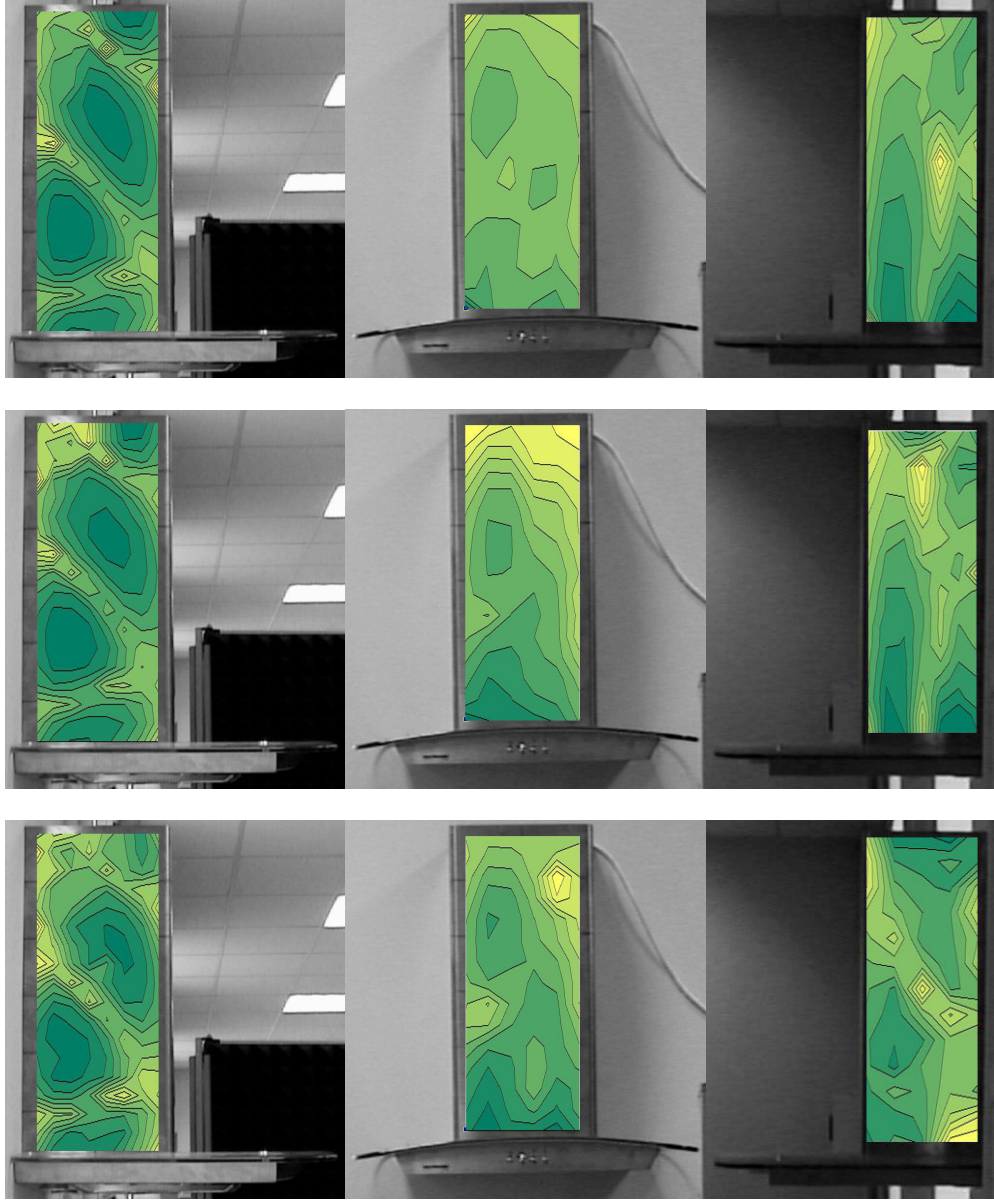
Bu aşamada, deneysel çalışmalar kapsamında gerçekleştirilen ölçümlerden elde edilen yüzeylerin her frekanstaki titreşim hızları kullanılarak davlumbazın bacasından yayılan yapısal kaynaklı, ses şiddeti düzeyleri hesaplanmaya çalışılmıştır. Bunun için her üç çalışma hızı için bacanın ön yüzeyinden 90 noktadan, sağ yüzeyin 126 noktasından ve sol yüzeyinden 145 noktadan alınan titreşim hızı değerleri ile, o noktalardan yayılan ses şiddeti düzeyleri hesaplanmıştır. Daha sonra, analitik olarak hesaplanan ses şiddeti düzeylerinden, baca geometrisine uygun gürültü haritaları oluşturulmuş ve bu haritalar deneysel ses şiddeti ölçümleri sonucunda elde edilen gürültü haritalarıyla karşılaştırılmıştır.

Şekilde davlumbazın 1., 2. ve 3. çalışma hızları için sol, ön ve sağ yüzeylerinin gürültü haritaları görülmektedir. Buna göre, gürültünün daha çok bacanın üst kısımlarından yayıldığı söylenebilir. Değişen çalışma hızlarına rağmen, aynı frekans değerinde bacanın üst kısmındaki titreşimin sabit kaldığı bu şekillerden görülmektedir, yani bacanın yapısal kaynaklı titreşimlerinin sebep olduğu söylenebilir.

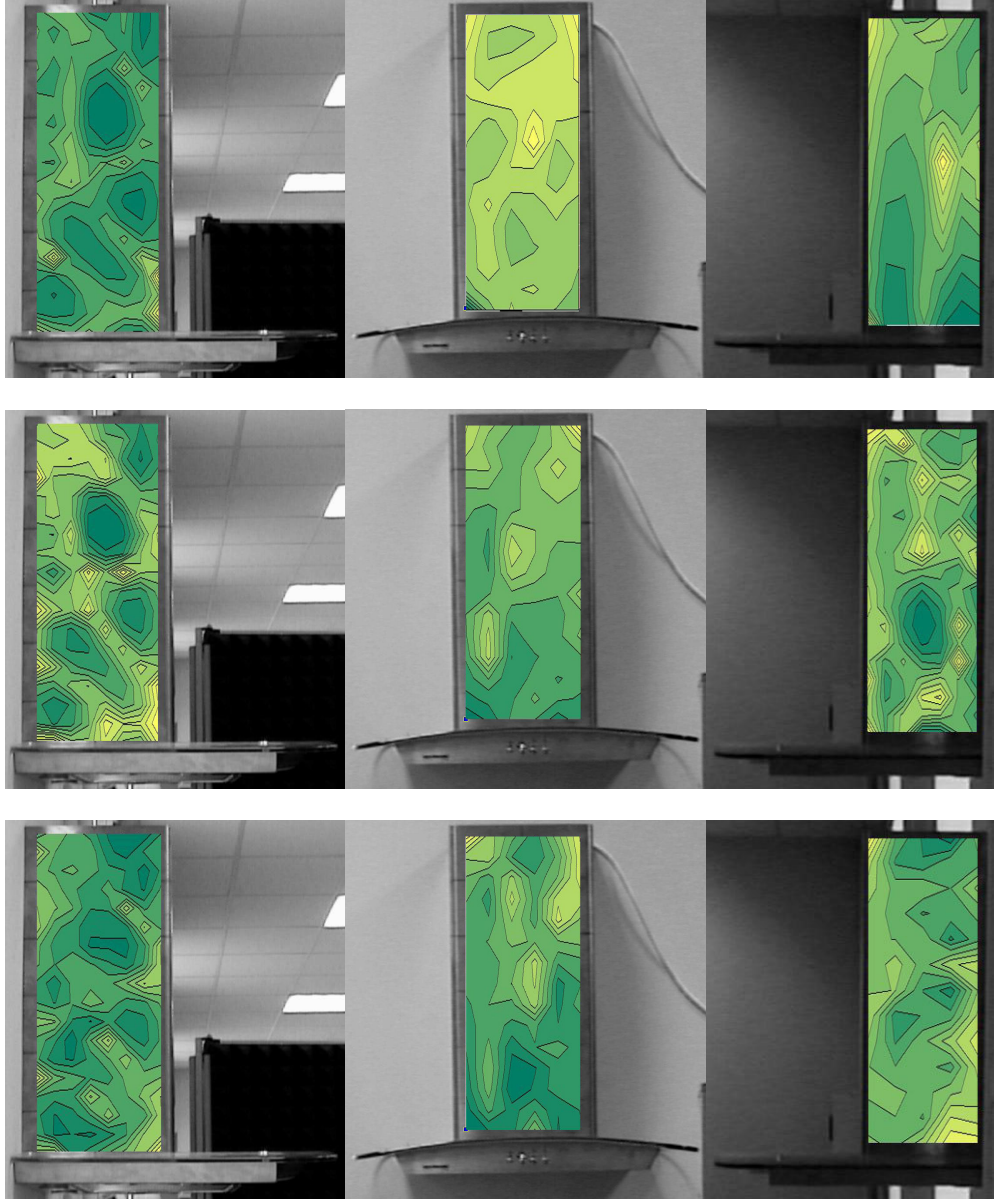


Şekil 4.1: Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinin Gürültü Haritaları.

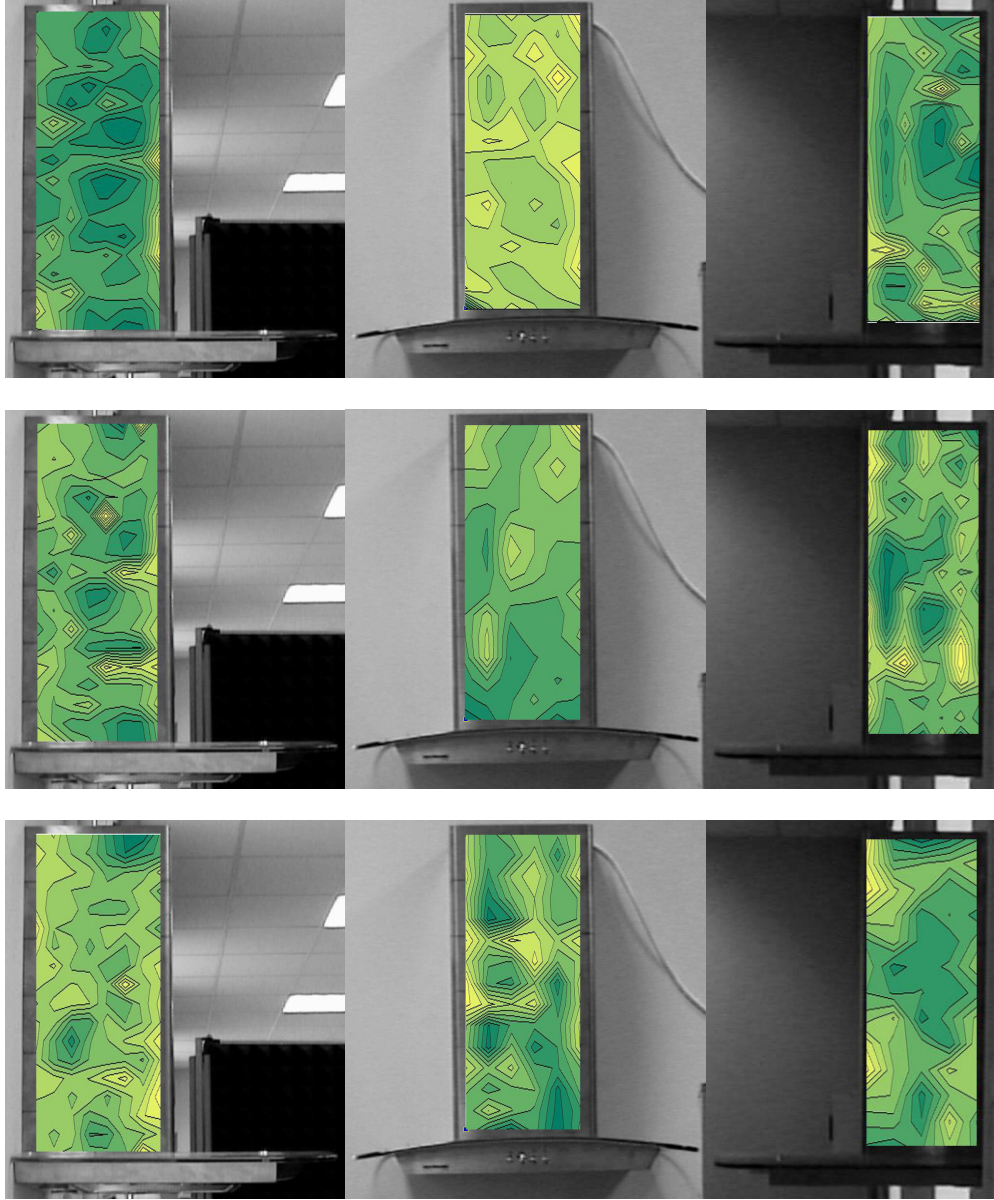
Ayrıca, davlumbaz gürültüsünün yoğunlaştığı frekanslar olan 100 Hz, 200 Hz ve 300 Hz için benzer çalışmalar tekrarlanmıştır. Şekil 4.2-4.4'te davlumbazın 1., 2. ve 3. çalışma hızları için 100 Hz, 200 Hz ve 300 Hz frekanslarındaki analitik olarak elde edilen gürültü haritaları görülmektedir.



Şekil 4.2: Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 100 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinden Yayılan Ses Gücü Düzeyi Haritaları.



Şekil 4.3: Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 200 Hz'teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinden Yayılan Ses Gücü Düzeyi Haritaları.



Şekil 4.4: Davlumbazın 1., 2. ve 3. Çalışma Hızları için 300 Hz’teki, Sol, Ön ve Sağ Yüzeylerinden Yayılan Ses Gücü Düzeyi Haritaları.

4.3 Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu bölümde, gerçekleştirilen teorik çalışmaların geçerliliğini değerlendirmek amacıyla, yapılan deneysel çalışmalarla teorik çalışmalar karşılaştırılmıştır. Bunun için, ses şiddeti ölçümlerinden elde edilen ses gücü düzeyleri ve gürültü haritaları, analitik çalışmalar sonucu elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Daha sonra Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleri sonucu elde edilen titreşim biçimleri, analitik çalışmalar sonucu elde edilen gürültü haritalarıyla karşılaştırılmıştır.

Analitik hesaplar sonucunda ses şiddeti ölçümlerinden elde edilen gürültü haritalarına benzer karakterde gürültü haritaları elde edildiği tespit edilmiştir. Hem analitik hem de deneysel olarak bacadan yayılan gürültünün büyük bir kısmına bacanın yapısal kaynaklı titreşimlerinin sebep olduğu belirlenmiştir.

Son olarak, Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleri sonucu elde edilen titreşim biçimleri, analitik çalışmalar sonucu elde edilen gürültü haritalarıyla karşılaştırılmıştır. Buna göre, davlumbazın sol, ön ve sağ yüzeylerindeki titreşim biçimlerinin, Çalışma Titreşim Biçimi ölçümlerinden elde edilen titreşim biçimleriyle benzerlik gösterdiği görülmektedir. Analitik olarak elde edilen gürültü haritalarının, özellikle davlumbaz bacasının sol yüzeyi için, Çalışma Titreşim Biçimi ölçümlerinden elde edilenlerle benzer karakterde olduğu görülmektedir. Buradaki farklılıklar, analitik hesaplamalarda sadece bacanın gürültüye katkısının göz önünde bulundurulmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca şekillere bakarak, Çalışma Titreşim Biçimi sonuçlarına benzer şekilde değişen çalışma hızlarına rağmen, aynı frekans değerinde bacanın üst kısmındaki titreşimin sabit kaldığı ve dolayısıyla bunun yapısal kaynaklı bir titreşim olduğu söylenebilir.

5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez kapsamında bir ev tipi davlumbazın titreşim ve gürültüsünü incelemek için teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar kapsamında, davlumbazın çevreye yaydığı gürültünün kaynağını, düzeyini ve karakterini tespit etmek için standartlara uygun olarak ses şiddeti ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, yine gürültünün yapısını ve davlumbazın çalışma şartlarındaki titreşim biçimlerini belirlemek için Çalışma Titreşim Biçimi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bütün bunlara eş zamanlı olarak gerçekleştirilen teorik çalışmalarla da davlumbazdaki yapısal kaynaklı ses gücü düzeyleri belirlenmiş ve bunlar yapılan deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Gerçekleştirilen teorik çalışmalar sonucunda davlumbazın titreşim ve gürültüsünü değiştirecek parametrik çalışmalar da öngörülmüştür.

Tez boyunca yapılan çalışmalardan çıkarılan en önemli sonuçlar şunlardır:

- Davlumbazdan yayılan gürültü, her frekans bandında bileşenleri olan “beyaz gürültü” karakterinde geniş bant gürültüdür ve 160 Hz – 3150 Hz frekansları arasında bulunan bileşenlerin toplam ses gücü düzeyine katkıları fazla olduğundan davlumbaz için hedef frekans aralığı olarak bu aralık seçilmelidir.
- Çalışma Titreşim Biçimi ve ses şiddeti ölçümlerinden elde edilen veriler ışığında, özellikle düşük frekans değerleri için, davlumbazdan yayılan yapısal kaynaklı gürültünün etkisinin fazla olduğu söylenebilir. Dolayısıyla yapısal kaynaklı gürültüyü gidermeye yönelik yapılacak çalışmalar davlumbaz gürültüsünün azaltılması için önemli katkı sağlayacaktır.
- Ses şiddeti ölçümleri sonucu elde edilen ses gücü düzeyleri ve gürültü haritalarıyla doğrulanan teorik çalışmalar davlumbaz modeli üzerinde yapılacak parametrik çalışmalara temel oluşturmuştur.
- Titreşen bir yapıdan yayılan sesin, yapının titreşim seviyesinin ve yayılım oranının azaltılmasıyla kontrol edilebileceği yapılan teorik çalışmalarla tespit edilmiştir. σ yayılım oranının, yapının kritik dalga boyunu λ_c artırmakla ki bu

kritik frekansın düşürülmesiyle mümkün olabilmektedir, azaltılabileceği belirlenmiştir. Kritik frekansın düşürülmesi için de, yapıya ait c_{Lp} ve h değerlerinin, yani sırasıyla yapıya ait boyuna dalga hızının ve kalınlığın arttırılması gerekmektedir. c_{Lp} değerinin arttırılabilmesi için yapı malzemesinin elastisitesi arttırılmalı ya da yoğunluğu ve Poisson oranı düşük malzeme seçilmelidir. Sonuç olarak, davlumbazdan yayılan gürültünün azaltılmasının, ses yayılım oranının azaltılmasıyla, yani davlumbazın kütlesinin, malzeme özelliklerinin değiştirilmesiyle mümkün olabileceği görülmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda, yapının kalınlığındaki ve elastisitesindeki artışın yapısal kaynaklı titreşimleri azaltmakta etkili olduğu söylenebilir. Ayrıca Poisson oranı düşük malzeme kullanımının ve daha kısa baca kullanımının da titreşim düzeylerinin azalmasını sağladığı görülmektedir.

Yapılan çalışma boyunca davlumbaza ait bir teorik model oluşturulmaya çalışılmıştır ve davlumbazın temel karakterini yansıtan bir teorik model elde edilmiştir. Ancak teorik çalışmalar sırasında yapılan hesaplar davlumbazın baca kısmı göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Gelecekte davlumbazın cam, panel ve tavan sacı kısımları da dikkate alınarak, daha tutarlı ve doğru bir teorik model elde edilebilir.

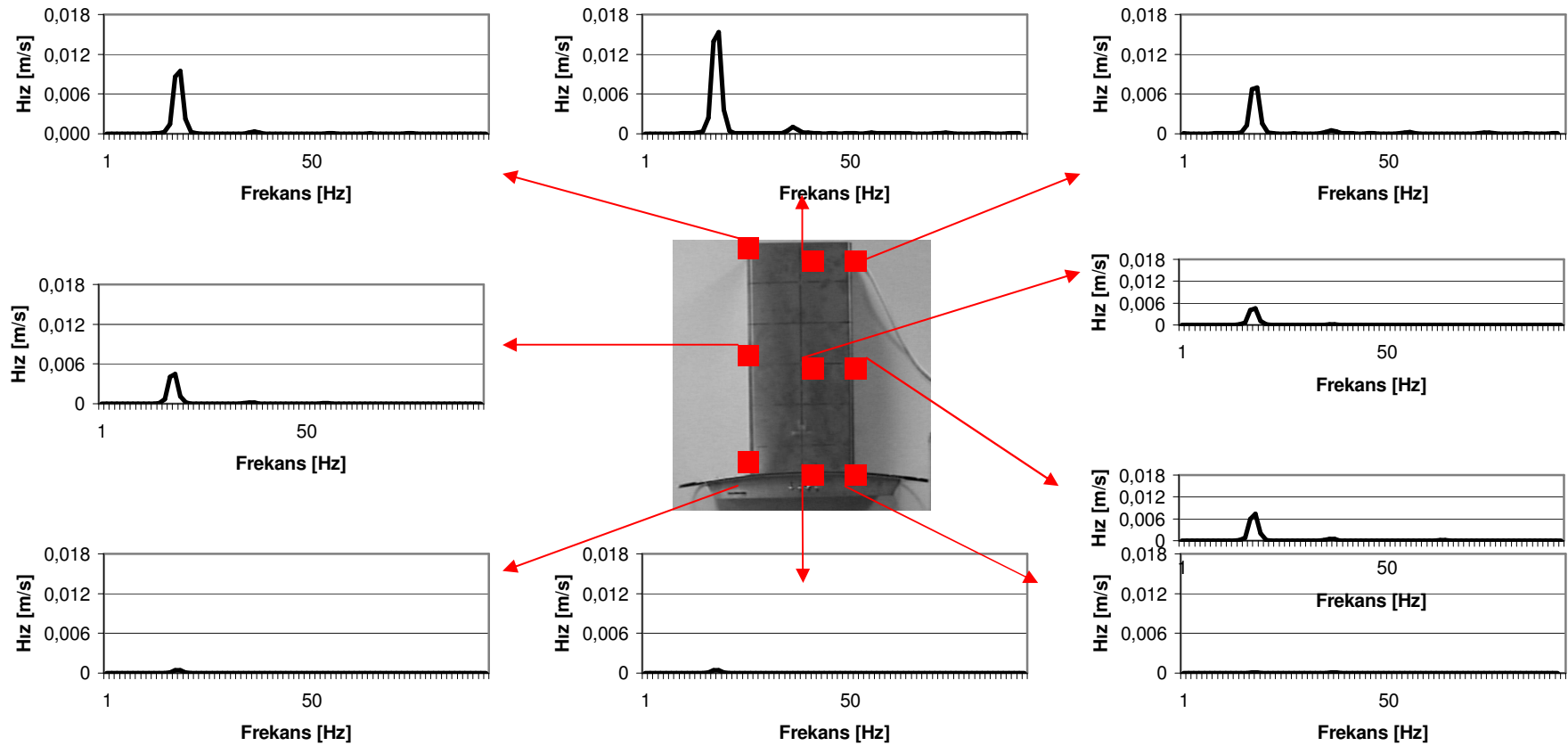
KAYNAKLAR

- Brehmer, A. and Sinapius, M.**, 2004. Measurements of real normal modes with adapted resolution by means of a continuously scanning laser vibrometer, *Mechanical Systems and Signal Processing*, **18**, 1203-1218.
- Cudina, M. and Prezelj, J.**, 2007. Noise generation by vacuum cleaner suction units. Part III. Contribution of structure-borne noise to total sound pressure level, *Applied Acoustics*, **68**, 521-537.
- DeMatteo, T.**, 2001. Operational Deflection Shape and Modal Analysis Testing To Solve Resonance Problems, *CSI RBM University*.
- Denli, H. and Sun, J.Q.**, 2007. Structural-acoustic optimization of sandwich structures with cellular cores for minimum sound radiation, *Journal of Sound and Vibration*, **301**, 93-105.
- Fahy, F.**, 1985. Sound and Structural Vibration, Academic Press, London.
- Heaton, R. and Hewitt, S.**, 2006. The use of Operational Deflection Shapes (ODS) to model the vibration of sanders polishers, *Health&Safety Laboratory Technical Report*, **HSL/2006/104**, Harpur Hill, Buxton.
- Kim, S. J. and Song, J. Y.**, 2002. Virtual Reality of Sound Generated From Vibrating Structures, *Journal of Sound and Vibration*, **258(2)**, 309-325.
- Lee, H. and Singh, R.**, 2005. Comparison of two analytical methods used to calculate sound radiation from radial vibration modes of a thick annular disk, *Journal of Sound and Vibration*, **285**, 1210-1216.
- Li, S. and Li, X.**, 2006. The effects of distributed masses on acoustic radiation behavior of plates, *Applied Acoustics*, **69**, 272-279.

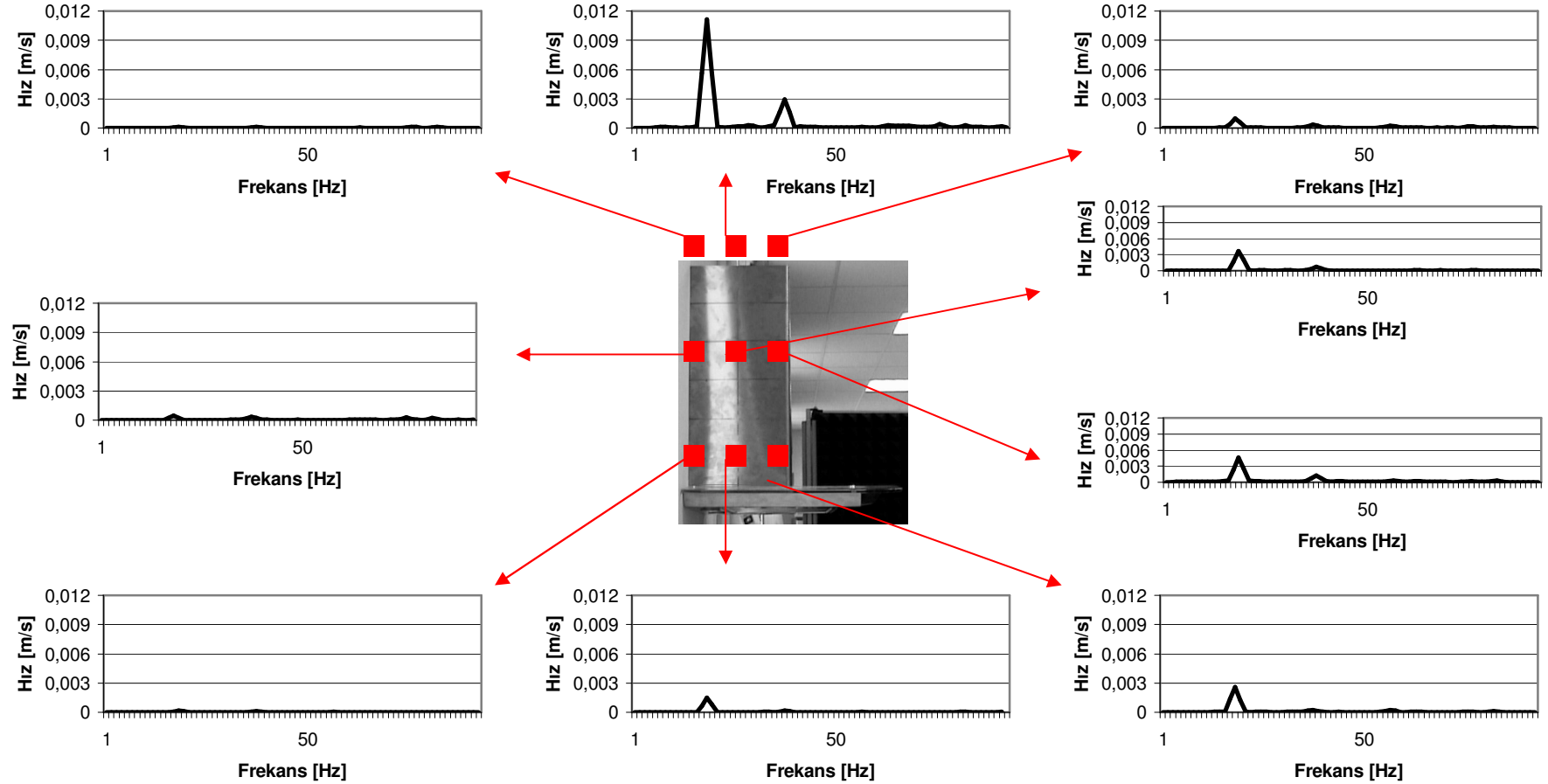
- Maggiorana, P., Rossi, G.L., Morettini, N., Marinelli, F. ve Morgante, U.,** 2003. Measuring and Modelling Techniques to Approach the Problem of Noise Reduction of Domestic Kitchen Hood, *Euronoise 2003*, Naples, May 19-21.
- Martarelli, M., Revel, G. M. and Santolini, C.,** 2001. Automated Modal Analysis By Scanning Laser Vibrometry: Problems and Uncertainties Associated With The Scanning System Calibration, *Mechanical Systems and Signal Processing*, **15(3)**, 581-601.
- Ming, R. S., Pan, J., Norton, M. P. and Teh, M.,** 2000. The passive control of tonal sound radiation from vibrating structures, *Applied Acoustics*, **60**, 313-326.
- Morse, P. M. and Ingard, K. U.,** 1986. Theoretical Acoustics, Princeton University Press, New Jersey.
- Musha, T. and Kikuchi, T.,** 1999. Numerical calculation for determining sonar self noise sources due to structural vibration, *Applied Acoustics*, **58**, 19-32.
- Prazenica, R. J., Kurdila, A. J. and Vignola, J. F.,** 2007. Spatial filtering and proper orthogonal decomposition of scanning laser Doppler vibrometry data for the nondestructive evaluation of frescoes, *Journal of Sound and Vibration*, **304**, 735-751.
- Stanbridge, A. B. and Ewins, D. J.,** 1999. Modal Testing Using A Scanning Laser Doppler Vibrometer, *Mechanical Systems and Signal Processing*, **13(2)**, 255-270.
- Thompson, D. J. and Jones, C. J. C.,** 2002. Sound Radiation From A Vibrating Railway Wheel, *Journal of Sound and Vibration*, **253(2)**, 401-419.
- Waldron, K. Ve diğ.,** 2002. Damage detection using finite element and laser operational deflection shapes, *Finite Elements in Analysis and Design*, **38**, 193-226.

A. FREKANS SPEKTRUMLARI

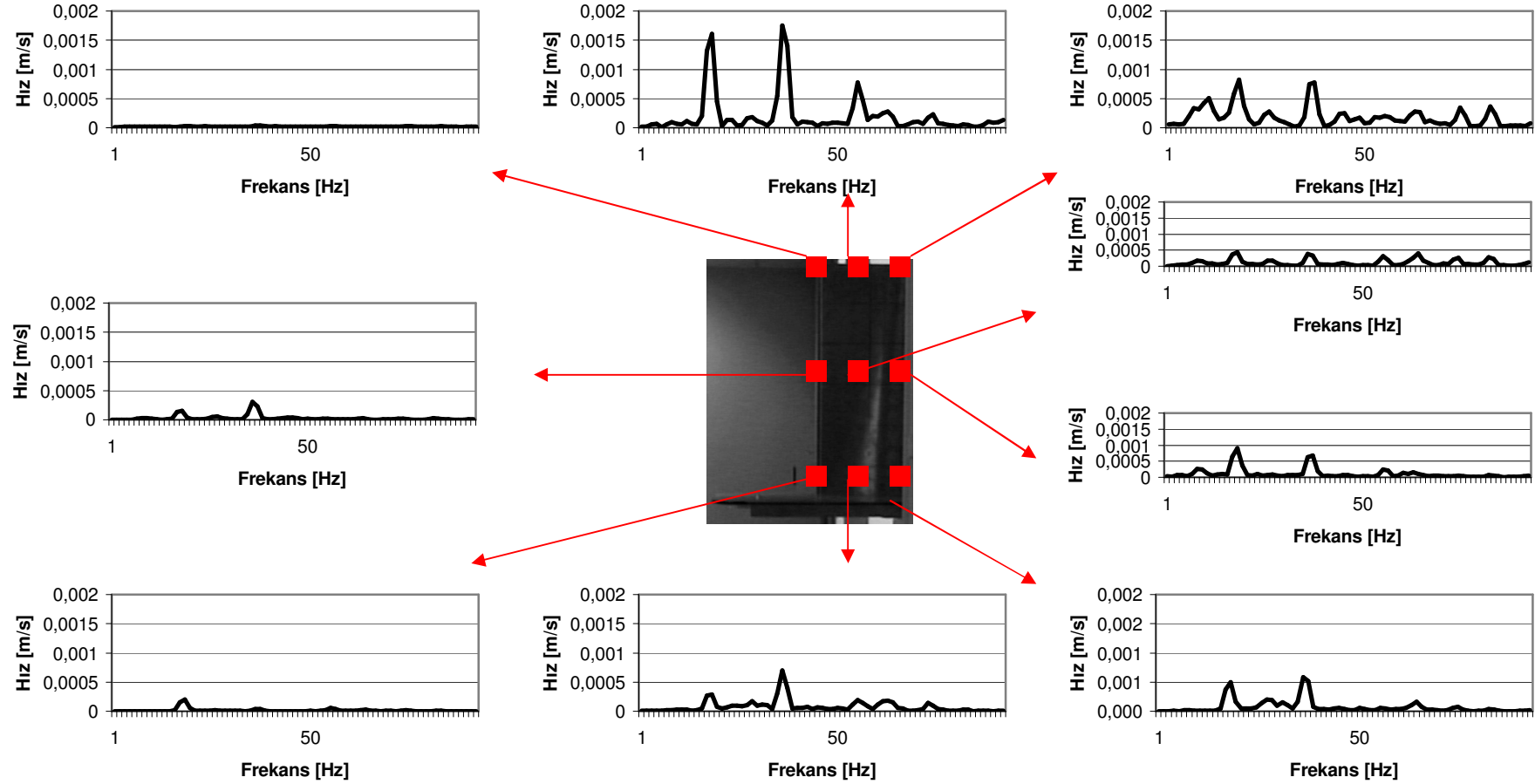
A.1. Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Ön Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.



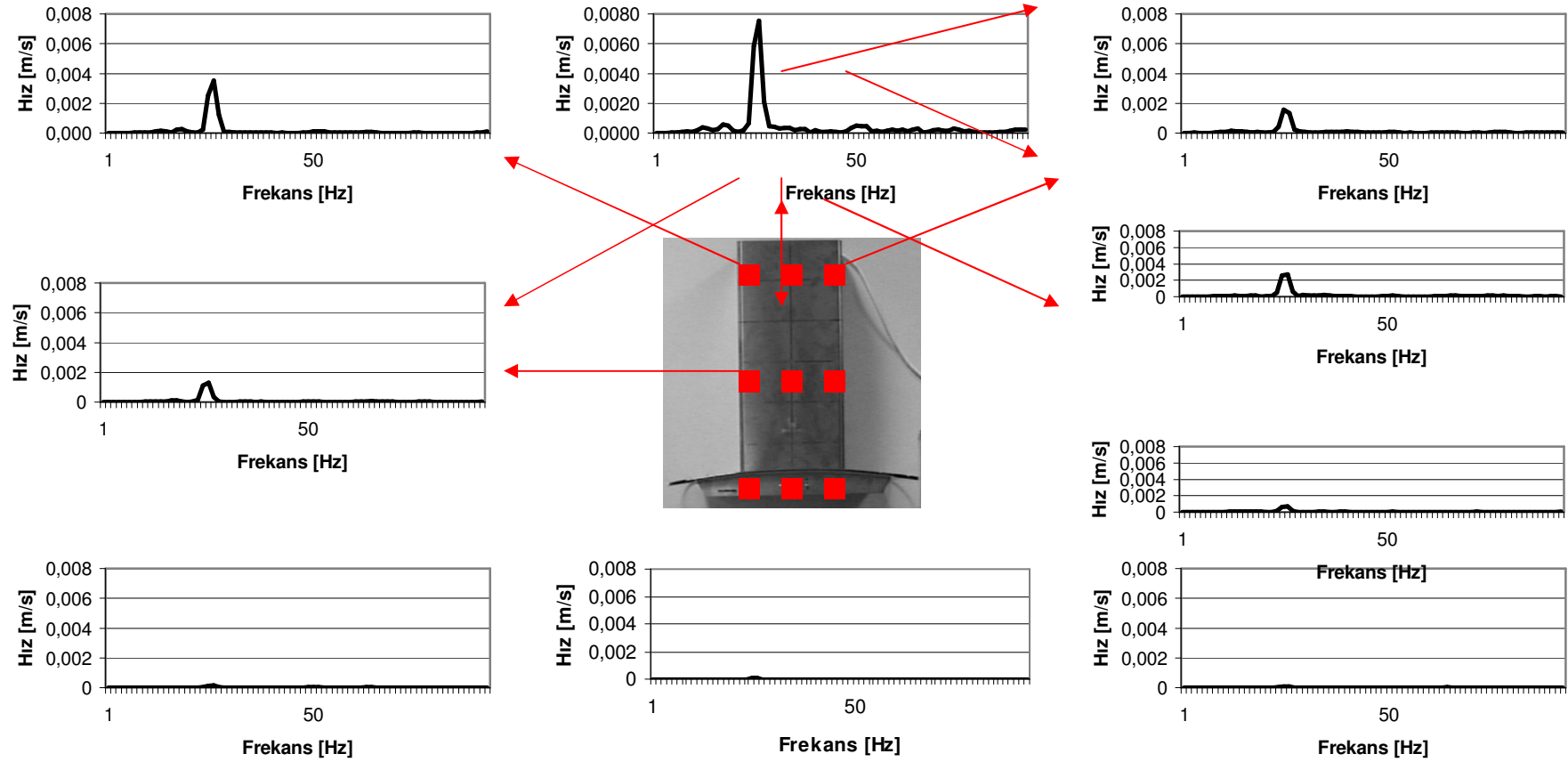
A. 2. Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Sol Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.



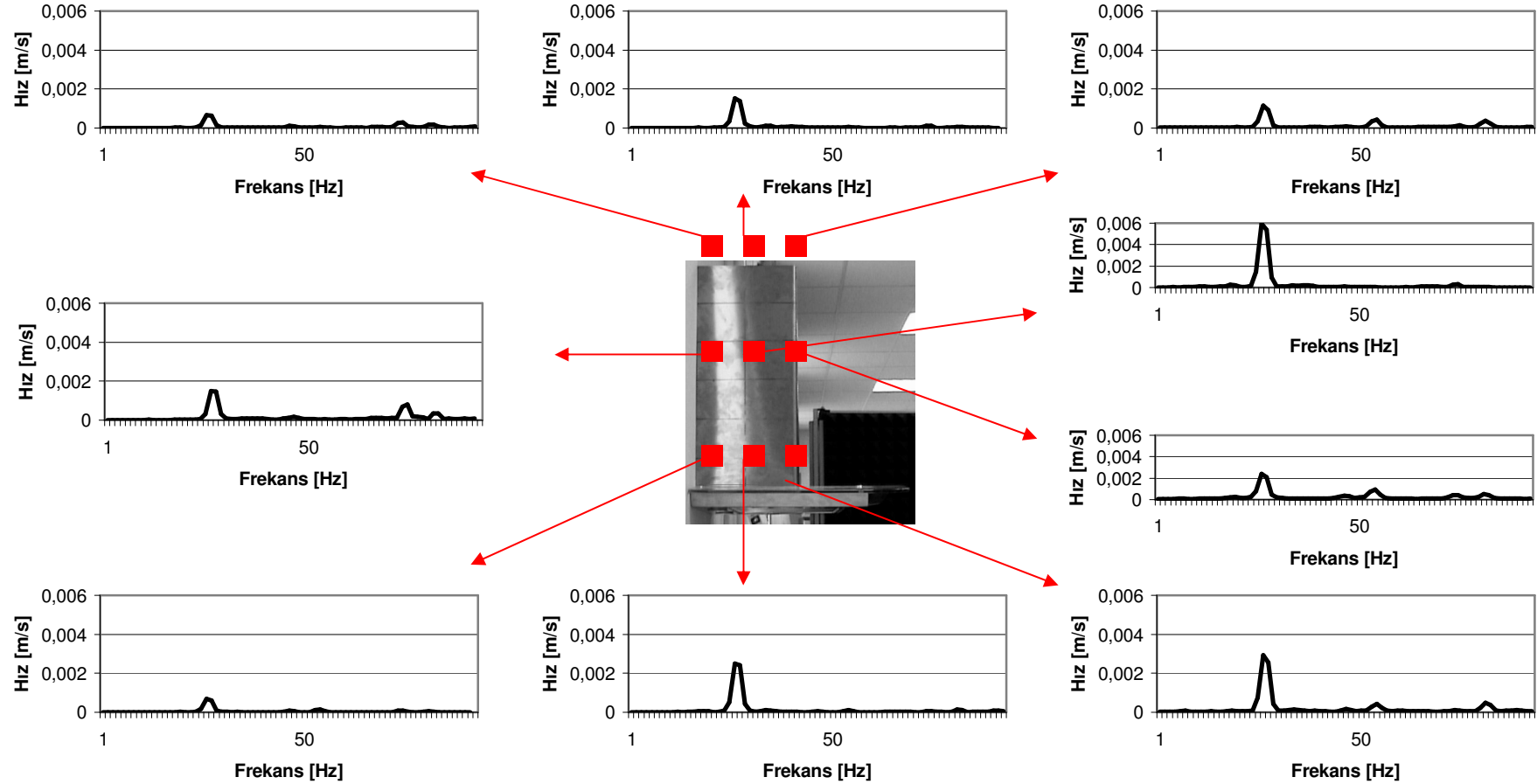
A. 3. Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Sağ Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.



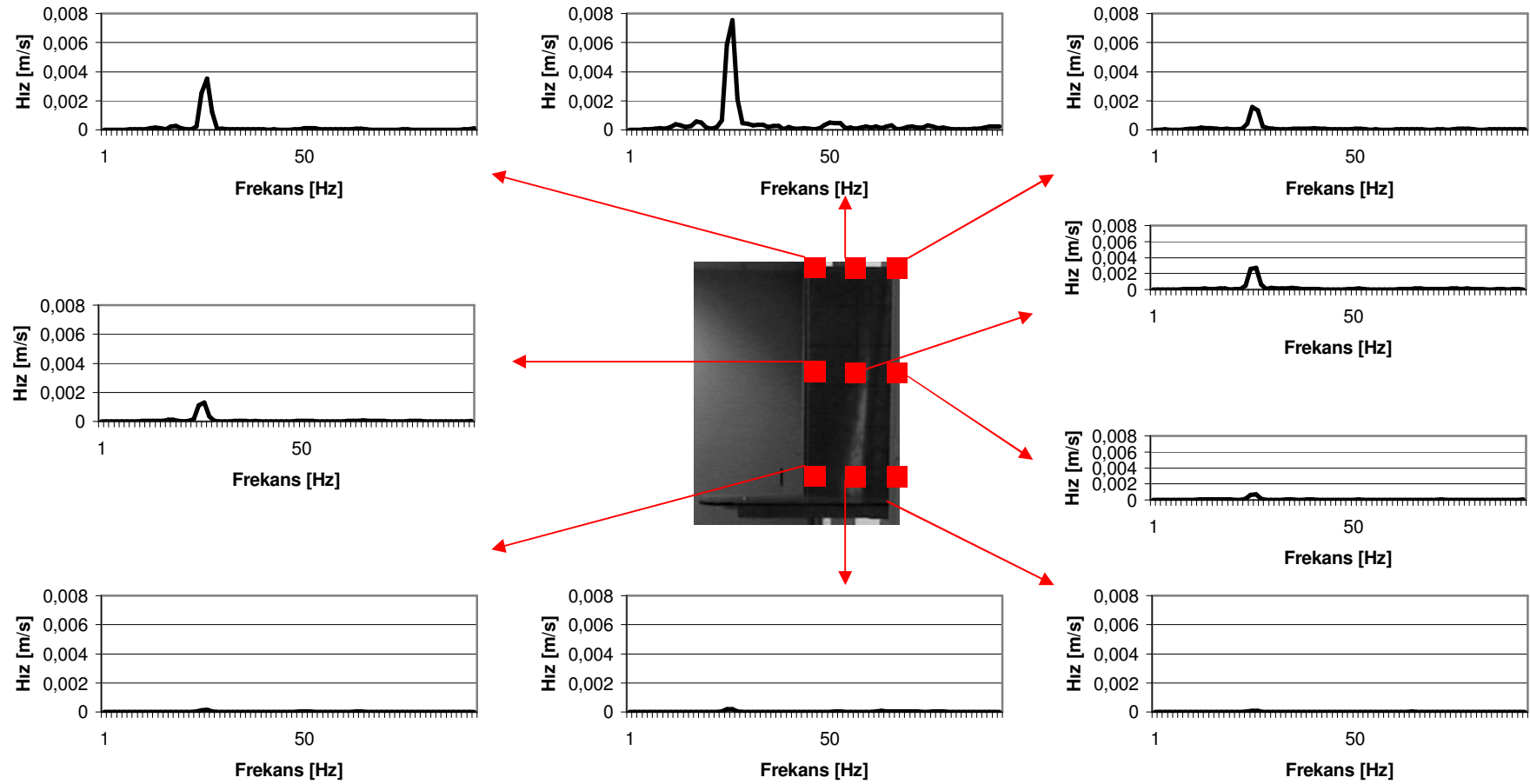
A. 4. Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Sol Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.



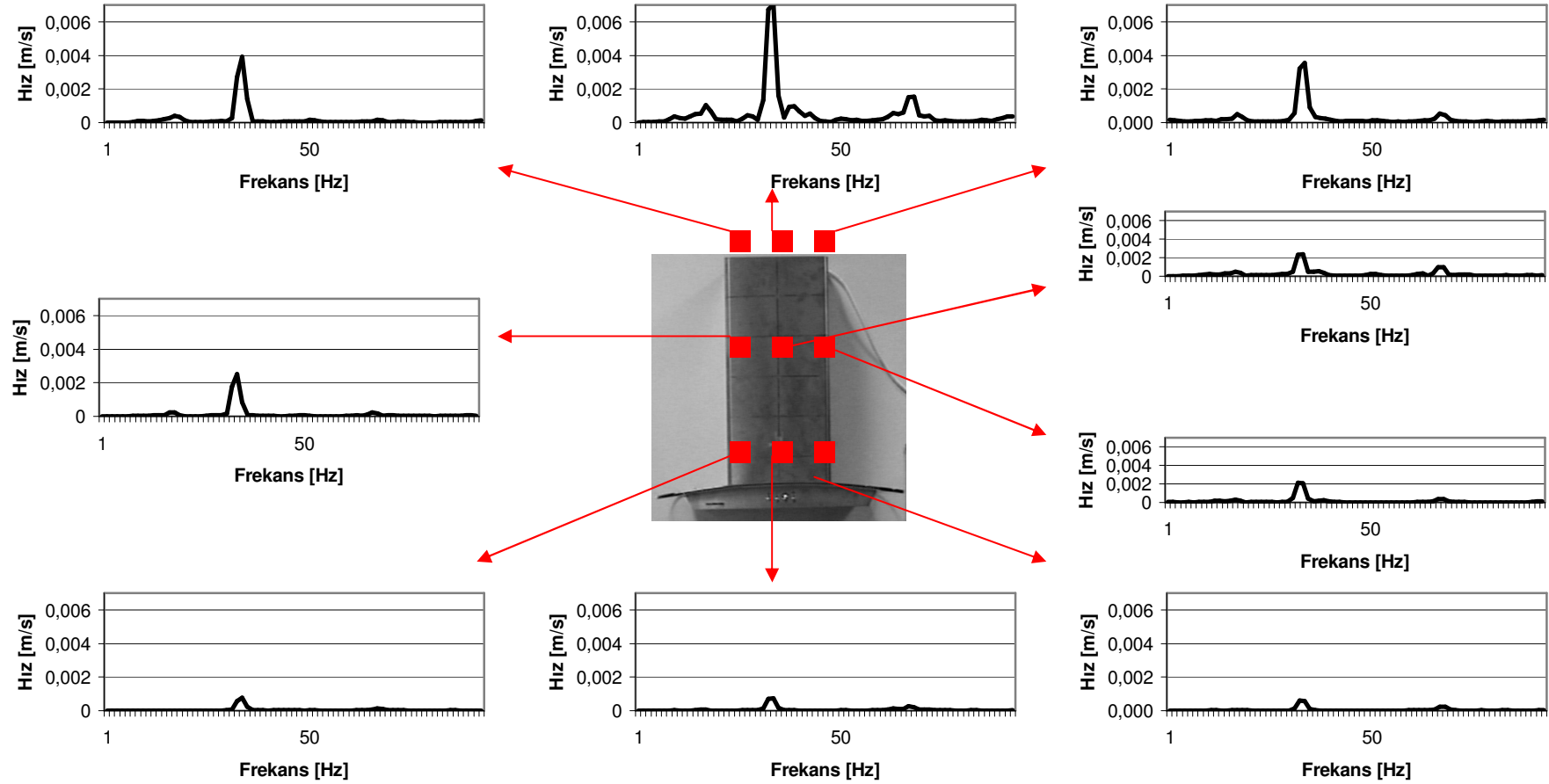
A. 5. Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Sol Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.



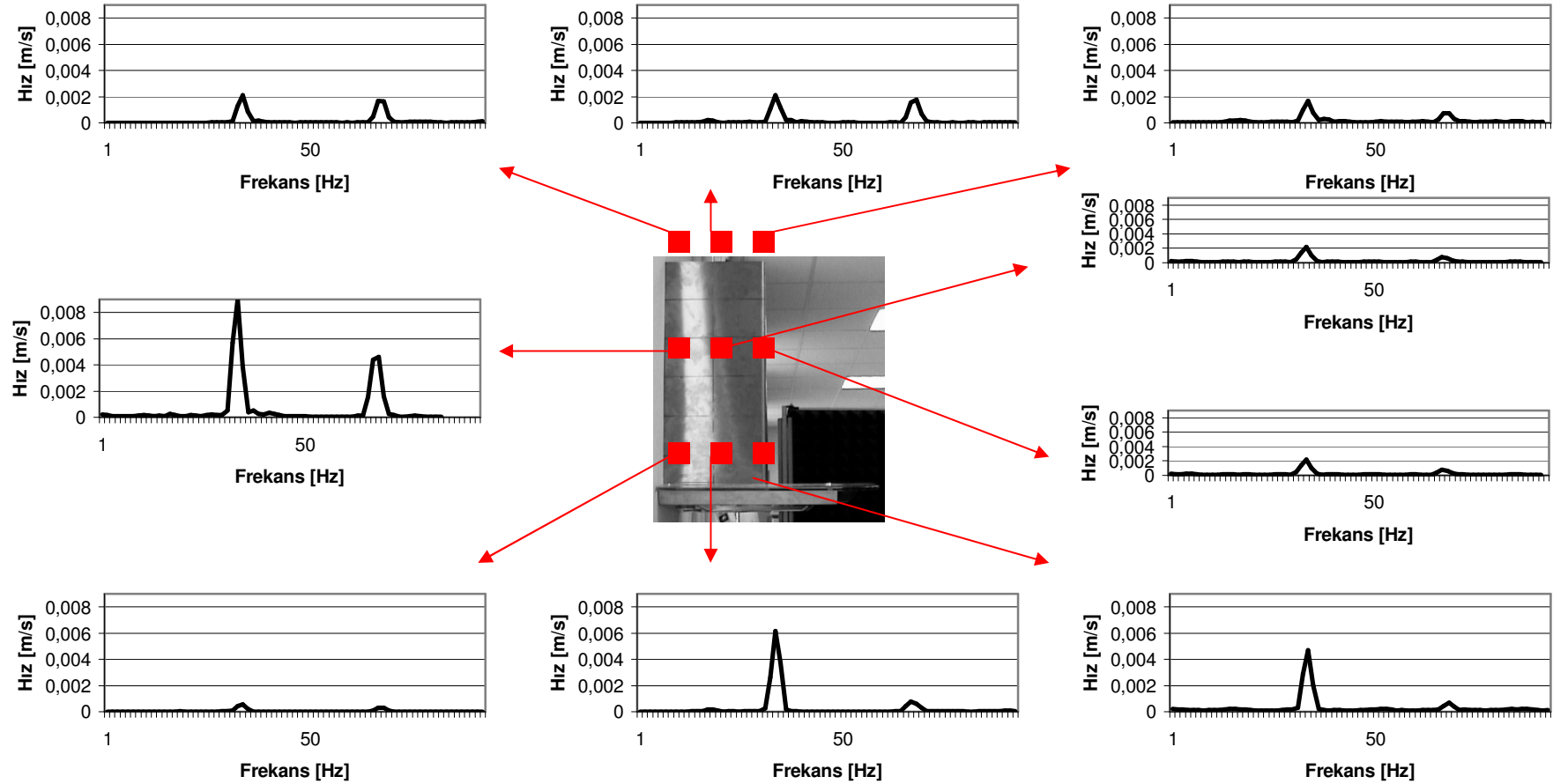
A. 6. Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Sağ Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.



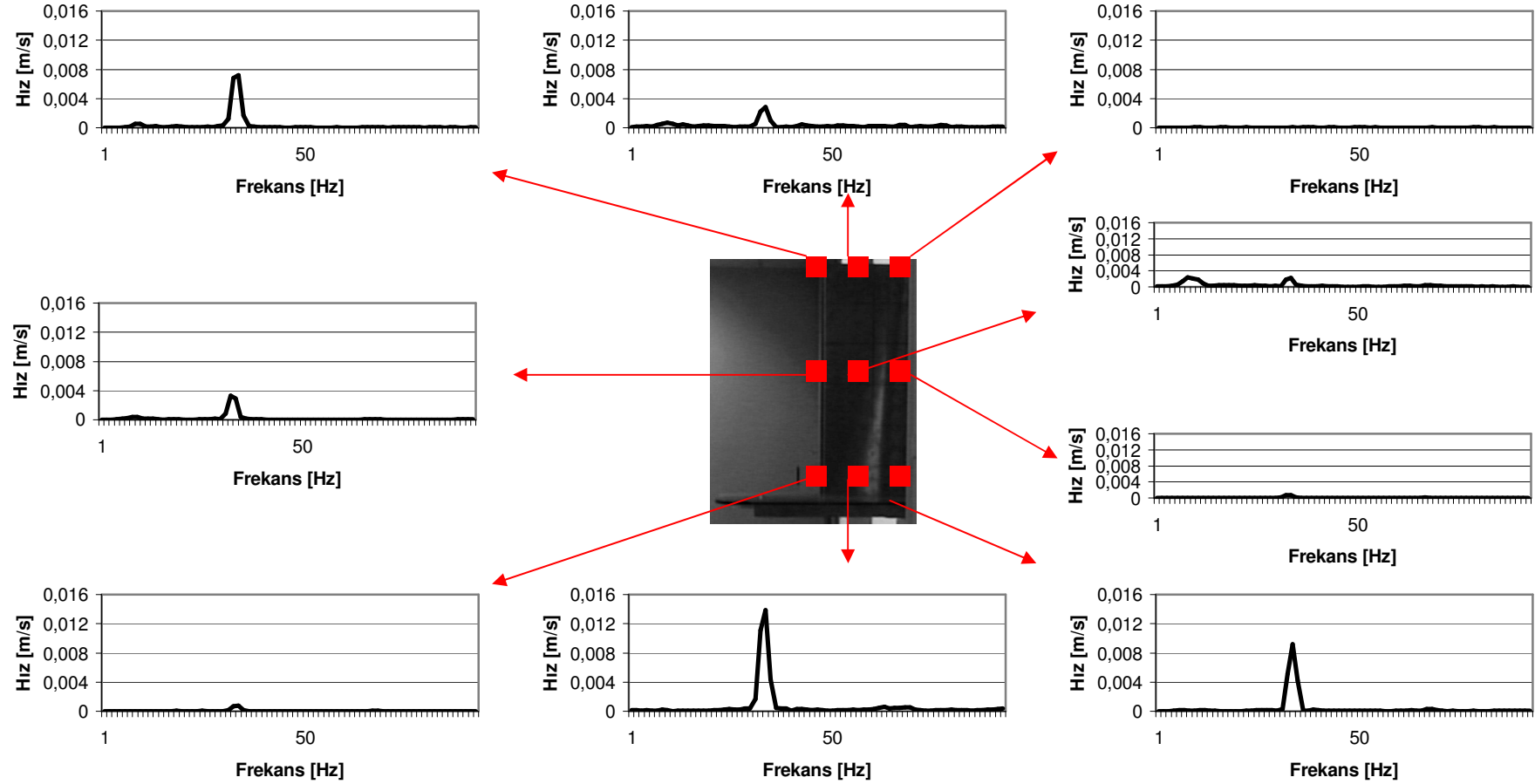
A. 7. Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Ön Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.



A. 8. Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Sol Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.

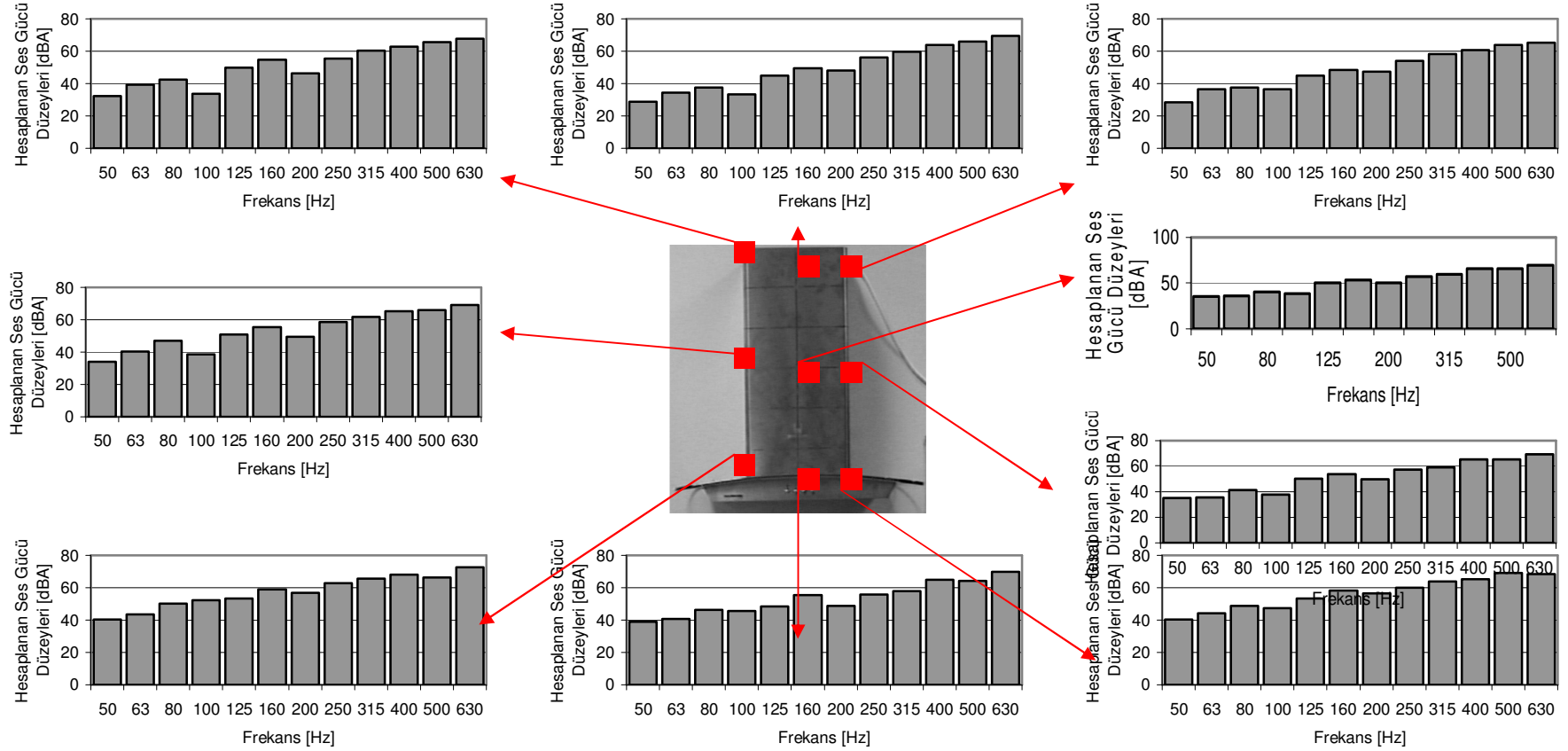


A. 9. Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Sağ Yüzeyindeki 9 Nokta için Frekans Spektrumları.

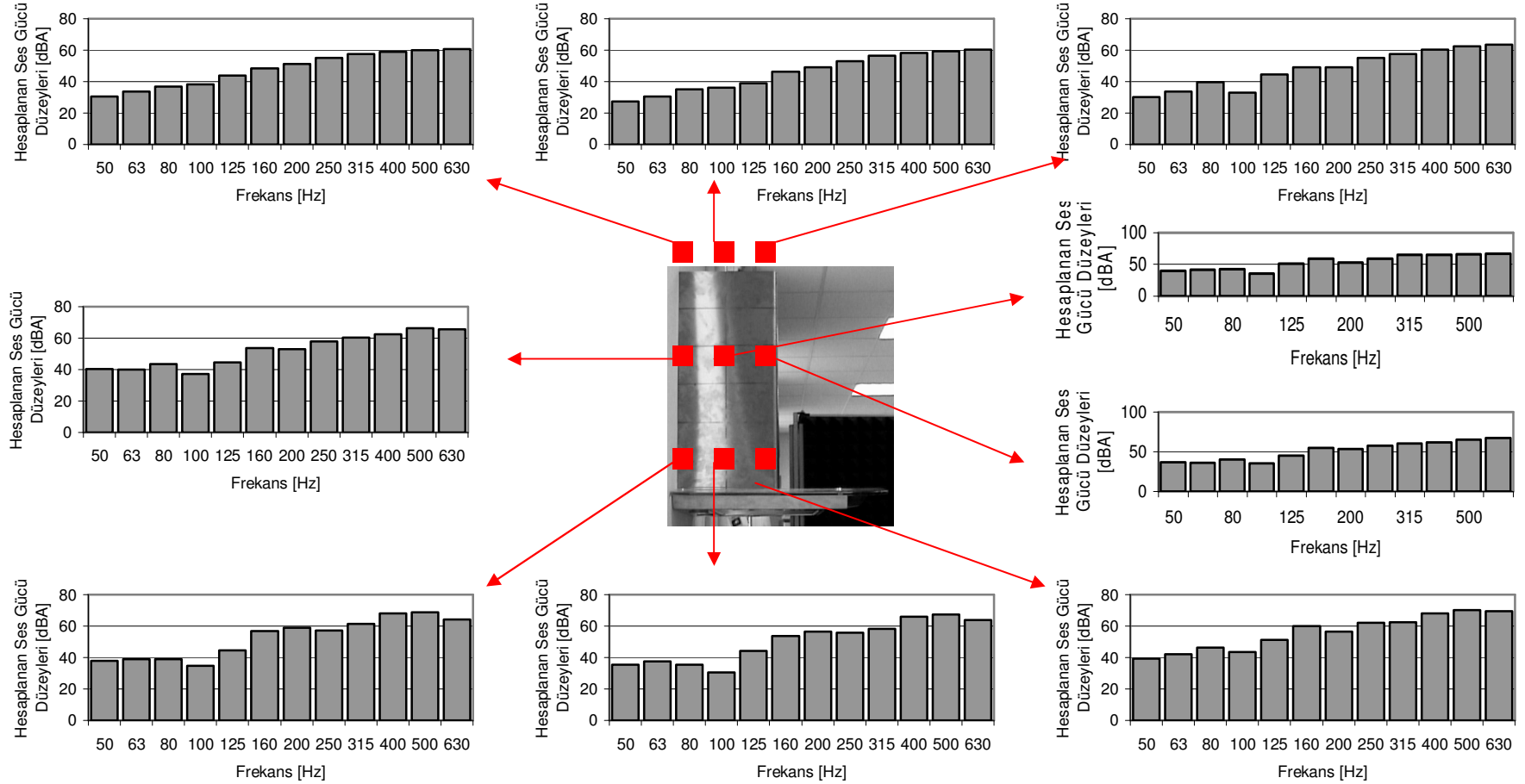


B. HESAPLANAN SES GÜCÜ DÜZEYLERİ

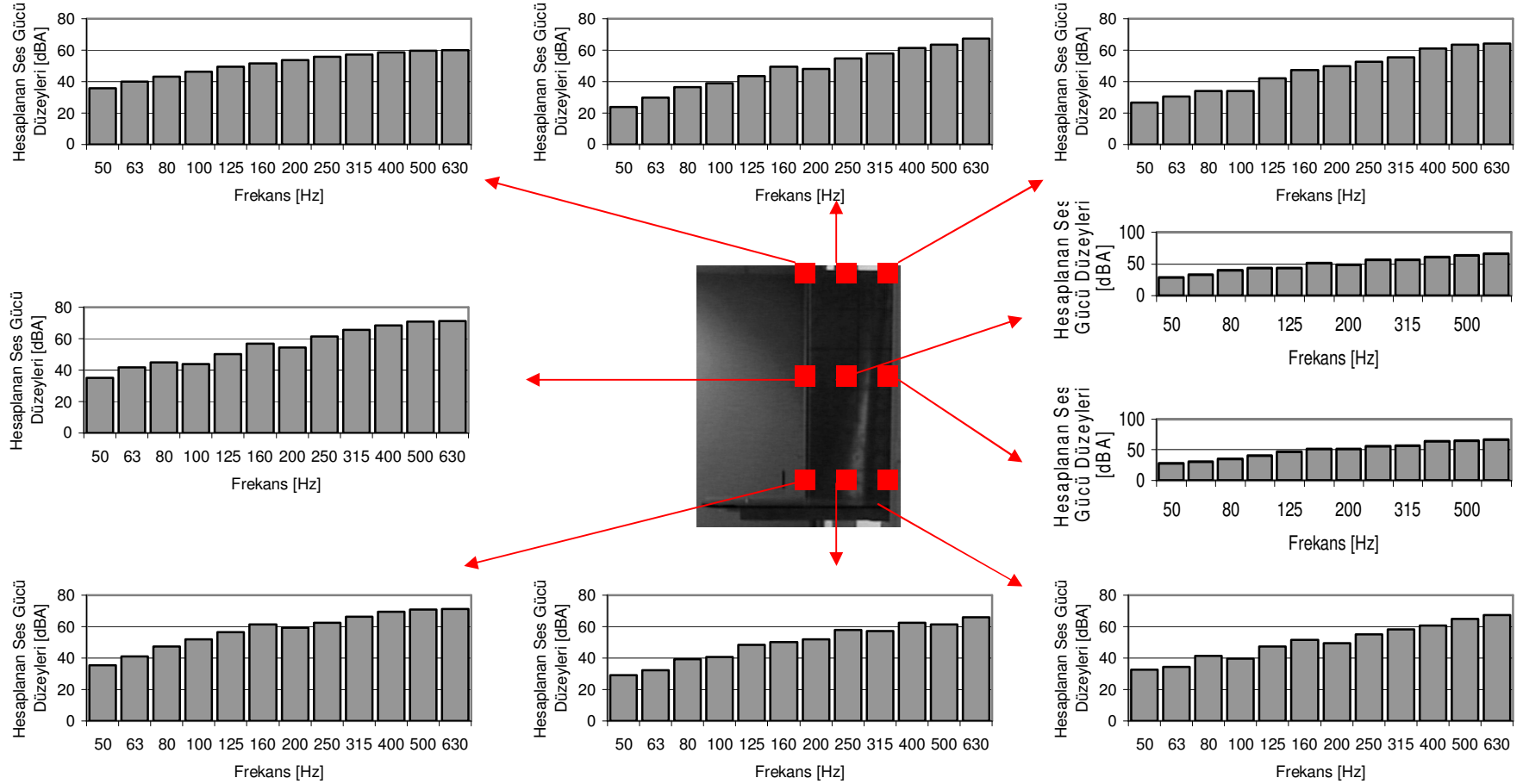
B. 1. Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Ön Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



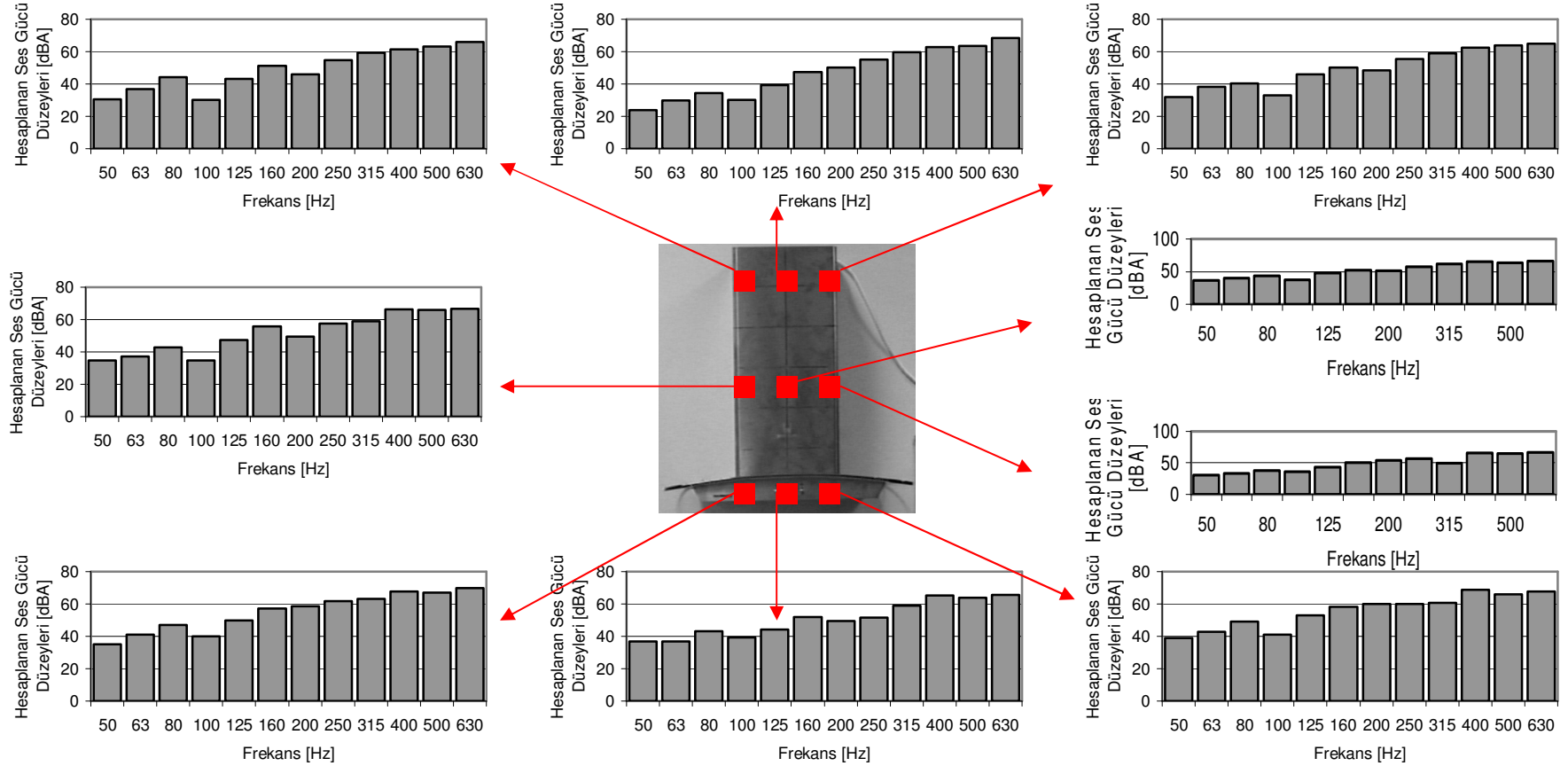
B. 2. Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Sol Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



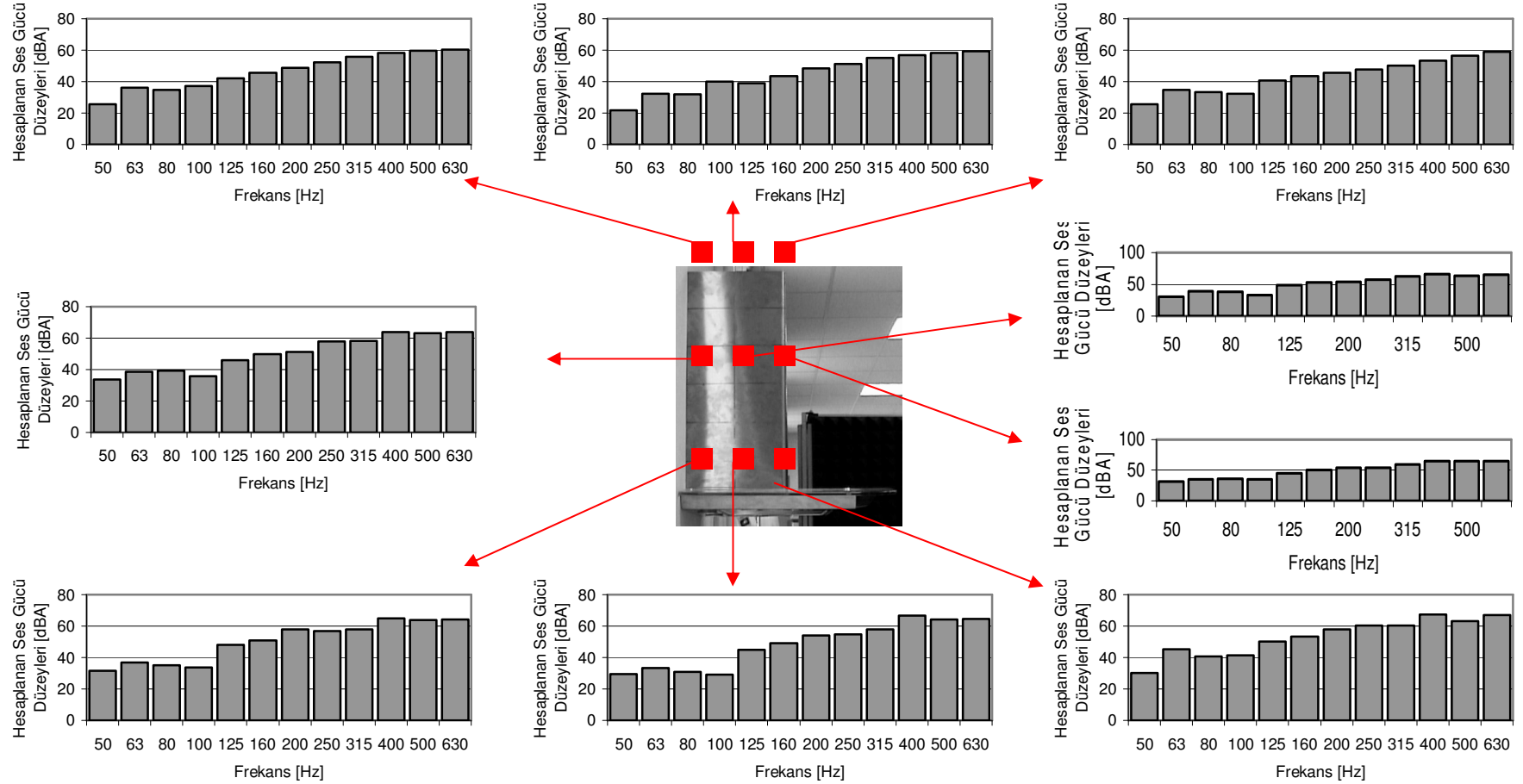
B. 3. Davlumbazın 1. Çalışma Hızı için, Sağ Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



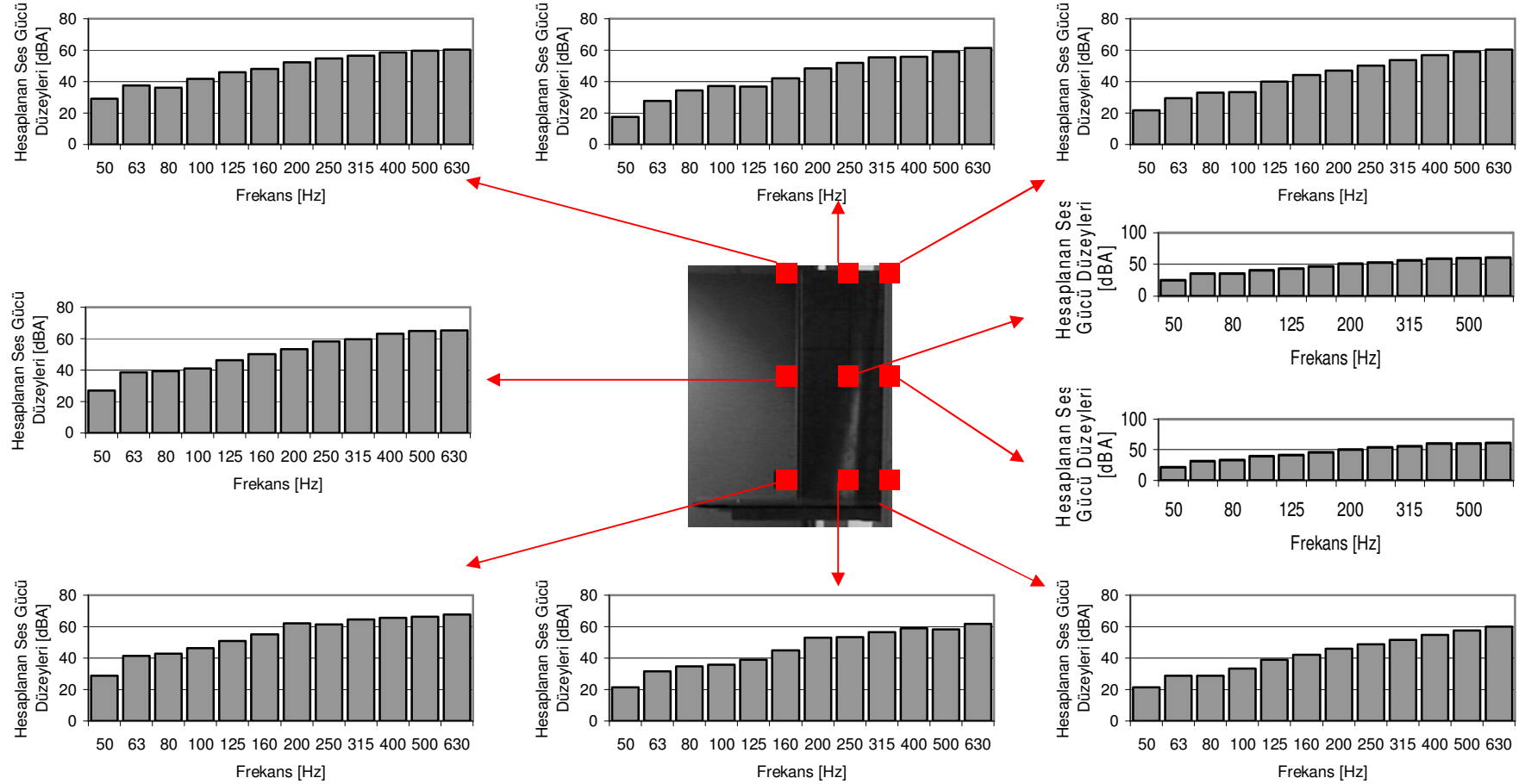
B. 4. Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Ön Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



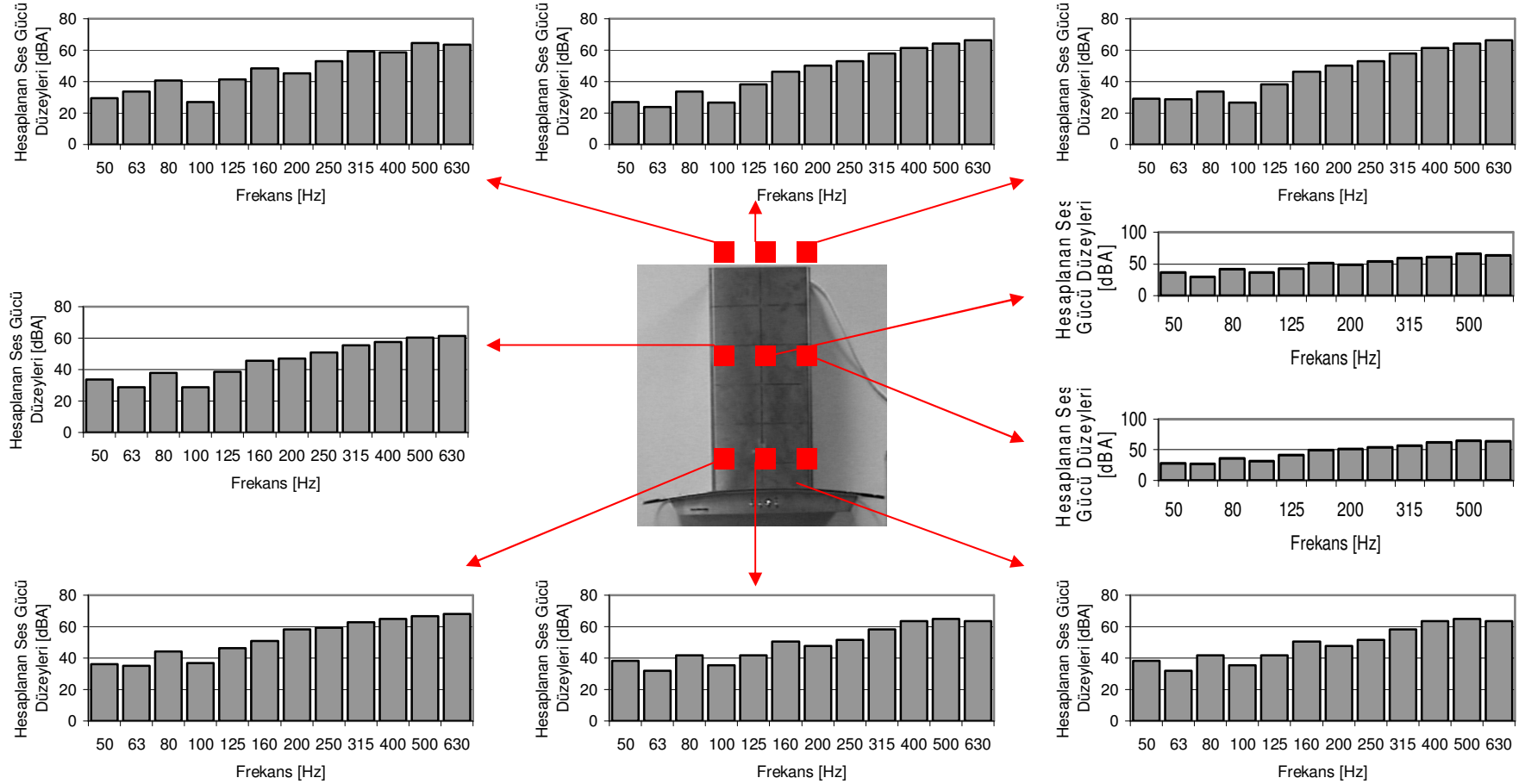
B. 5. Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Sol Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



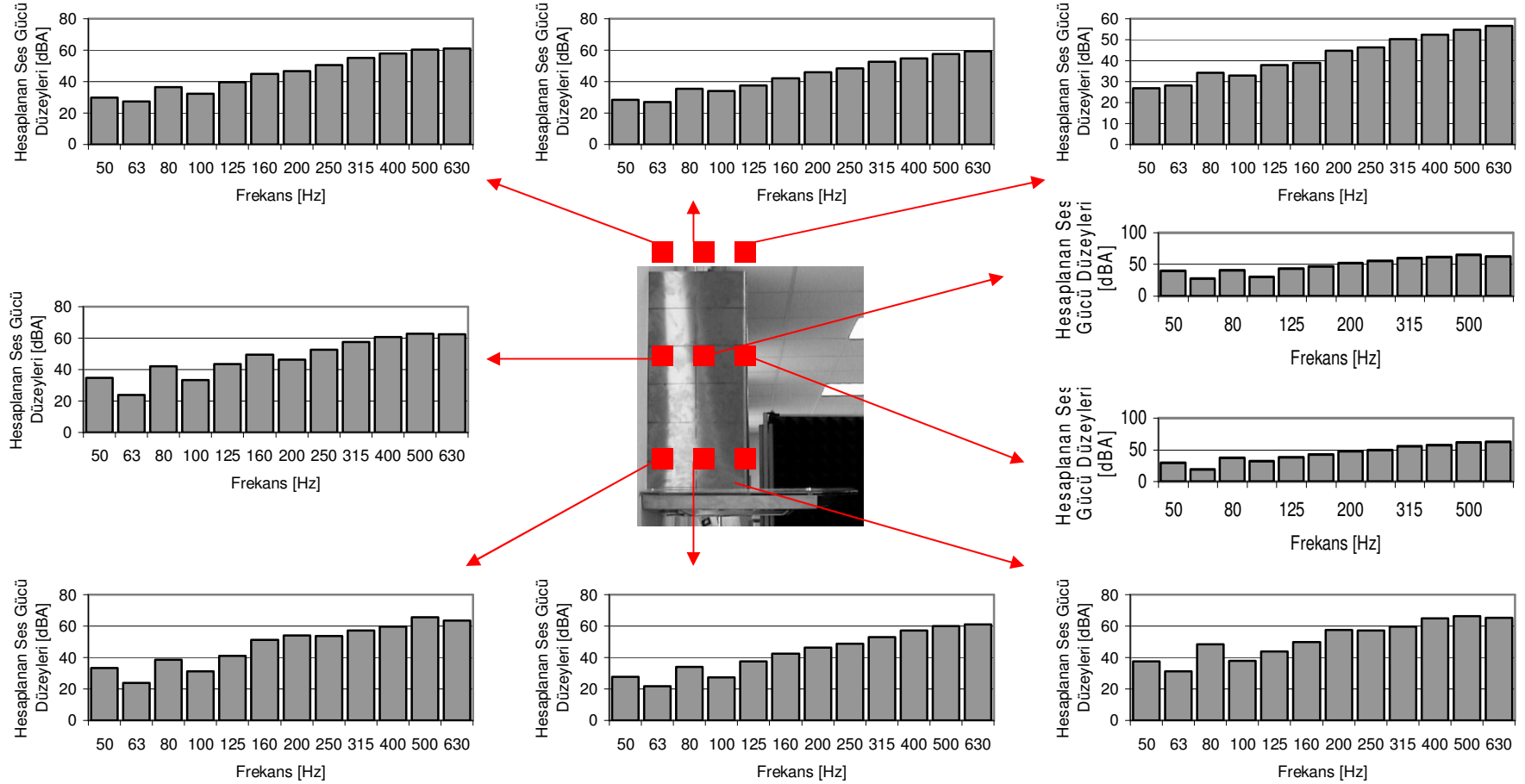
B. 6. Davlumbazın 2. Çalışma Hızı için, Sağ Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



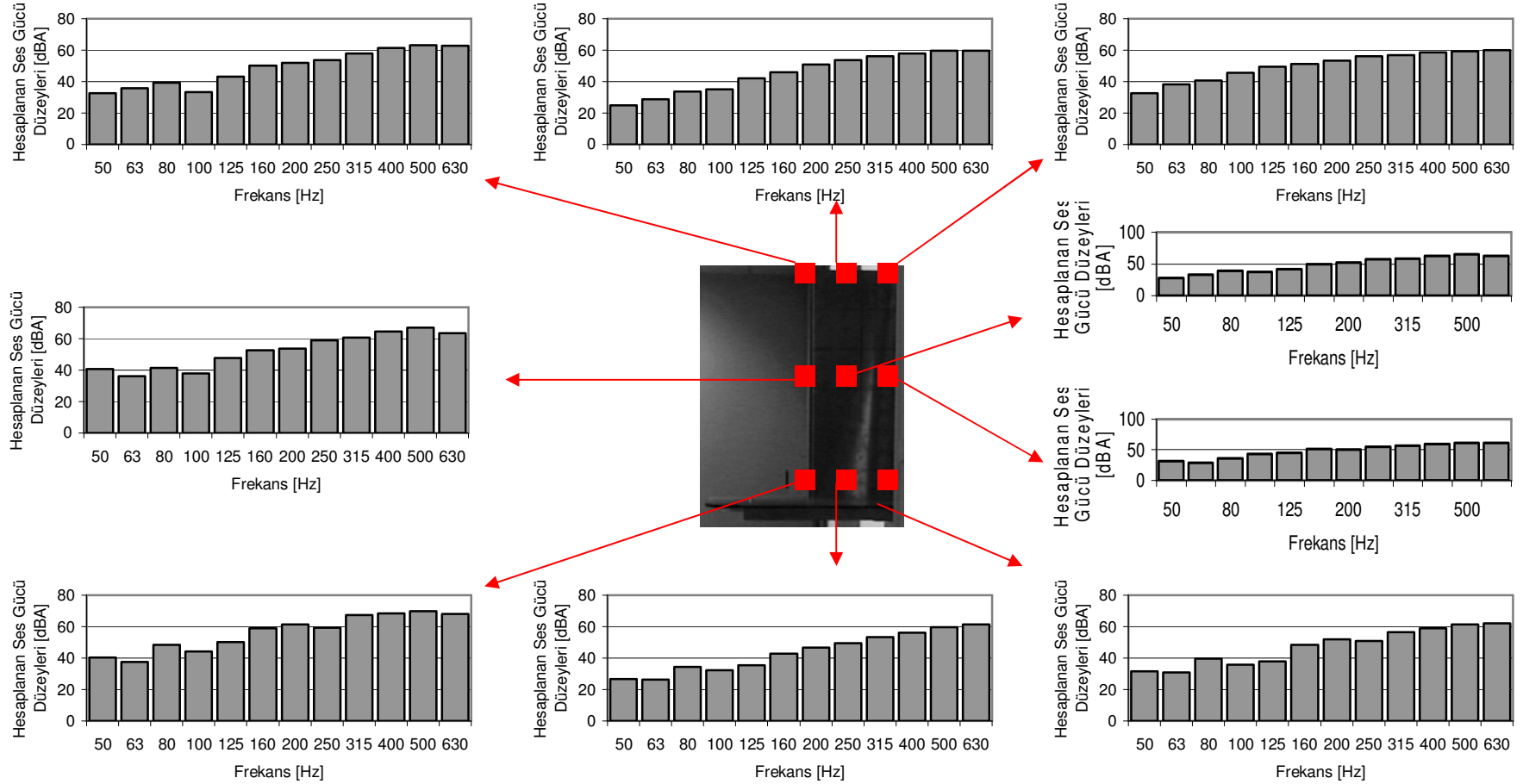
B. 7. Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Ön Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



B. 8. Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Sol Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



B. 9. Davlumbazın 3. Çalışma Hızı için, Sağ Yüzeyindeki 9 Nokta için Hesaplanan Ses Gücü Düzeyleri.



ÖZGEÇMİŞ

Sinem Öztürk, 1982 yılında İstanbul’da doğdu. 2000 yılında Vefa Anadolu Lisesi’ni bitirdi. 2005’te İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi’nden mezun oldu ve aynı yıl İTÜ Makina Mühendisliği Anabilim Dalı “Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği” Programı’nda yüksek lisans öğretimine başladı. Halen bu programda yüksek lisans öğrencisi olup İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü’nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.