T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KARAYOLU TAŞITLARI FREN SİSTEMLERİNDE SÜRTÜNME KAYNAKLI YÜKSEK FREKANSLI GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM OLUŞUM MEKANİZMASININ DENEYSEL VERİLERLE MATEMATİKSEL OLARAK MODELLENMESİ

Özgün BALCI

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Eylül, 2022

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KARAYOLU TAŞITLARI FREN SİSTEMLERİNDE SÜRTÜNME KAYNAKLI YÜKSEK FREKANSLI GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM OLUŞUM MEKANİZMASININ DENEYSEL VERİLERLE MATEMATİKSEL OLARAK MODELLENMESİ

Özgün BALCI tarafından hazırlanan tez çalışması 07.09.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Özgen AKALIN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Orkun ÖZENER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Osman Taha ŞEN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Muammer ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Karayolları Taşıt Fren Sistemlerinde Sürtünme Kaynaklı Yüksek Frekanslı Gürültü Ve Titreşim Oluşum Mekanizmasının Deneysel Verilerle Matematiksel Olarak Modellenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Özgün BALCI

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün FDK-2020-3813 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

Aileme

ve

biricik eşim Yasemin ÇOLAK'a

TEŞEKKÜR

Öncelikle tez konumun belirlenmesinden, deneysel süreçler ve araştırma süreçlerine, bilgi ve tecrübeleriyle bana yol gösterdiği için danışman hocam Prof. Dr. Muammer ÖZKAN'a ve yine tüm bu süreçler boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen, değerli görüşleriyle bana yol göstererek araştırmamı şekillendiren İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerinden Dr. Öğr. Üyesi Osman Taha ŞEN'e, tez izleme süreçlerindeki değerli görüşleriyle araştırmamı şekillendiren Tez İzleme Komitesi üyelerinden Prof. Dr. Özgen AKALIN'a, yine tez izleme süreçlerine katkı sağlayan ve elektrik elektronik konularındaki değerli bilgi birikimi ve tecrübelerini benimle paylaşan Tez İzleme Komitesi üyelerinden Doç. Dr. Tarkan SANDALCI'ya, mekanik konusundaki tecrübeleriyle deneysel sistem konusundaki yönlendirmelerinden dolayı Doç. Dr. Levent YÜKSEK'e, elektronik konusundaki deneyimini paylaşan Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ'e, deneysel süreçte kullanmam üzere cihaz ve kullanımıyla ilgili bilgilerini esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Övün IŞIN ve Doç. Dr. Orkun ÖZENER'e, deneysel süreç ve araştırma sürecinde yardımcı olan İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü öğretim elemanlarından Arş. Gör. Akif YAVUZ'a, bütün süreçte yardımlarıyla bana destek olan çalışma arkadaşlarım Arş. Gör. Selman DEMİRTAŞ, Arş. Gör. Onur GEZER ve Arş. Gör. Güneş KOLAŞİN'e, son olarak Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki bütün hocalarıma ve 2228-B programıyla doktora çalışmamda bana burs desteği sağlayan Türkiye Bilimsel Ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na (TÜBİTAK) teşekkür ederim.

Özgün BALCI

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xii

TABLO LİSTESİ xv

ÖZET xvi

ABSTRACT xviii

1 GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti ... 1

1.1.1 Sürtünme Kaynaklı Yüksek Frekanslı Gürültü Oluşum Mekanizmaları ... 2

1.1.2 Matematiksel Modellemeler ... 10

1.1.3 Deney Düzenekleri ... 22

1.1.4 Etkin Parametreler ve Fren Gürültüsü Önleme Yöntemleri ... 26

1.1.5 Problemin Gelişimi ve Güncel Durumu Hakkındaki Görüşler ... 34

1.2 Tezin Amacı ... 36

1.3 Orijinal Katkı ... 37

2 MODAL ANALİZ 39

2.1 Deneysel Modal Analiz ... 39

2.1.1 Modal Test Ekipmanları ... 39

2.1.2 Modal Test Prosedürü ... 39

2.1.3 Modal Test Sonuçları ... 43

2.2 Nümerik Modal Analiz ... 51

2.2.1 Nümerik Modal Analiz Prosedürü ... 51

2.2.2 Nümerik Modal Analiz Sonuçları ... 57

2.3 Disk ve Balata SEM Optimizasyonu ... 64

2.3.1 Disk SEM Optimizasyonu ... 65

2.3.2 Balata SEM Optimizasyonu ... 95

3 FREN GÜRÜLTÜ DENEYLERİ 102

3.1 Deney Düzeneği ... 102

3.2 Fren Deneyleri Prosedürü ... 104

3.3 Fren Deney Sonuçları ... 105

3.3.1 Deneysel Sonuçlar Üzerine Ek Gözlemler ... 117

4 MATEMATİKSEL MODELLEME **120**
4.1 Deney Sonuçlarının Model Açısından Yorumlanması 120
4.2 Lineer Matematiksel Model 121
4.2.1 Lineer Model Parametreleri 124
4.2.2 Lineer Temas Yüzeyi Katılığı 124
4.2.3 Lineer Model Sonuçları 125
4.3 Lineer Olmayan Matematiksel Model 127
4.3.1 Lineer Olmayan Temas Yüzeyi Katılığı 132
4.3.2 Lineer Olmayan Model Sonuçları 132
5 SONUÇ VE ÖNERİLER **137**
5.1 Sonuçlar 137
5.2 Gelecek Çalışma Önerileri 139
KAYNAKÇA **141**
A META MODEL NORMAL DAĞILIMLARI VE ÖRNEK DENKLEMLERİ **154**
B FREN SİSTEM ELEMANLARININ TİTREŞİME KATILAN MOD FREKANS VE ŞEKİLLERİ **157**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **158**

SİMGE LİSTESİ

Φ	Amaç fonksiyonu
l_x	Balata kütle merkezi ile yaylar arasındaki x ekseni boyunca uzaklık
l_y	Balata kütle merkezi ile yaylar arasındaki y ekseni boyunca uzaklık
m_b	Balata kütlesi
z_i	Balata yay bağlantı noktalarının doğrusal konumu
z	Balatanın doğrusal konumu
I_x	Balatanın x ekseni etrafındaki açısal eylemsizlik momenti
I_y	Balatanın y ekseni etrafındaki açısal eylemsizlik momenti
θ_x	Balatanın x ekseni etrafındaki açısal konumu
θ_y	Balatanın y ekseni etrafındaki açısal konumu
R^2	Belirleme katsayısı
k_c	Disk-balata temas yüzeyi lineer katılığı
k_v	Disk-balata temas yüzeyi lineer olmayan katılığı
K_α	Doğrultu eğriliği
S	Duyarlılık
m_e	Eşitlik kısıtı sayısı
P_h	Fren hat basıncı
H_k	Hessian matrisi yaklaşımı
$w_{exp}^{(k)}$	k. mod için amaç fonksiyonu ağırlığı
F	Kaliper piston kuvveti
A_p	Kaliper piston yüzey alanı
K	Katılık matrisi
$\hat{\beta}$	Katsayı (kestirim) vektörü
m	Kısıt sayısı
g	Kısıtlar seti
M	Kütle matrisi
L	Lagrange fonksiyonu
φ	Mod şekli vektörü
MAC	Modal güvence kriteri matrisi
x_{ni}	n. tasarım noktasındaki i. değişkenin değeri
σ_i, σ_y	Parametre ve yanıtın standart sapması

ν	Poisson oranı
$\beta_{0,i,ij,ii}$	Sabit, 1. derece, karşılıklı ve 2. derece regresyon katsayıları
SRC	Standardize regresyon katsayıları
X	Tasarım matrisi
A_{ty}	Temas yüzeyi alanı
P_{ty}	Temas yüzeyi basıncı
N	Toplam tasarım noktası sayısı
α	Vadi-yoğunluk arası açı (yoğunluk-Young modülü düzleminde)
$\hat{f}$	Yanıt değişkenleri (SEM doğal frekans) vektörü yaklaşımı
f	Yanıt değişkenleri (SEM doğal frekans) vektörü
z	Yer değiştirme vektörü
ρ	Yoğunluk
E	Young modülü
d	Yön vektörü

KISALTMA LİSTESİ

ARS	Adhesive-Rubber-Steel
ARSRA	Adhesive-Rubber-Steel-Rubber-Adhesive
AMM	Assumed Mode Method
ASTM	American Society for Testing and Materials
BFGS	Broyden–Fletcher–Goldfarb–Shannon
CCD	Central Composite Design
CPU	Central Process Unit (Merkezi İşlem Birimi)
FS	Full Scale
FFD	Full Factorial Design
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Frequency Response Function (Frekans Cevap Fonksiyonu)
DMA	Deneysel Modal Analiz
DoE	Design of Experiments (deney tasarımı)
ESPI	Electronic Speckle Pattern Interferometry
LHS	Latin Hypercube Sampling
KKT	Karush-Kuhn-Tucker
MAC	Modal Assurance Criterion (Modal Güvence Kriteri)
OAT	One-at-a-Time
OLS	Ordinary Least Squares
QP	Quadratic Problem
ROI	Region of Interest
RSM	Response Surface Method
RFS	Rubber-Fiberglass-Steel
RSR	Rubber-Steel-Rubber
RMSPE	Root Mean Squared Prediction Error
RMSE	Root Mean Squared Error (Kök Ortalama Kare Hatası)
SQP	Sequential Quadratic Problem
SD	Serbestlik Derecesi
SISO	Single Input Single Output
SEM	Sonlu Elemanlar Modeli
SAS	Steel-Adhesive-Steel

SSE	Sum of Squared Errors
TAHI	Time-Average Holographic Interferometry
USB	Universal Serial Bus (Evrensel Seri Veriyolu)

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Düşük serbestlik dereceli, hıza bağlı değişken sürtünme katsayısı modeli şematiği [11] 3

Şekil 1.2 Düşük serbestlik dereceli normal kuvvet dalgalanması - sürtünme kuvveti model şematiği ve serbest cisim diyagramı [13], [14] 3

Şekil 1.3 Sprag-slip oluşum mekanizmasının basit şematiği ve serbest cisim diyagramı [28].....6

Şekil 1.4 Disk-balata arası açısal kaçıklığın düşük serbestlik dereceli model ile incelenmesi [10], [47] 11

Şekil 1.5 On serbestlik dereceli fren modeli [14] 13

Şekil 1.6 Değişken açılı yay elemanları içeren düşük serbestlik dereceli disk-balata modeli [40] 14

Şekil 1.7 Takipçi kuvvet incelemesi için kurulan disk plak modeli (üst [53]), balata ve düşey serbestliklerinin (alt sol [24]), ve açısal serbestliğinin eklenmesi (alt sağ [54]).....15

Şekil 1.8 Takipçi kuvvet incelemesi için kurulan, disk-balata ve balata piston/parmak etkileşimleri modeli [19] 17

Şekil 1.9 Sprag-slip teorisini açıklamak üzere kurulan disk üzeri manivela deney düzeneği ve modeli [5] 18

Şekil 1.10 Disk üzeri pin modeli [31], [56] 19

Şekil 2.1 Modal test sistem şematiği 39

Şekil 2.2 Fren a) diski, b) balatası, c) kaliperi ve d) braketi ölçüm noktaları ve parça görünümleri 42

Şekil 2.3 Diskin a) sürtünme yüzeyinden (nokta 23) ve b) şapka üzerinden (nokta 34) elde edilen frekans cevap fonksiyonu (FRF), koherans değerleri ve çekiç otospektrumu sonuçları 45

Şekil 2.4 Balata modal testi frekans cevap fonksiyonu (FRF), koherans değerleri ve çekiç otospektrumu 46

Şekil 2.5 Kaliper braketi modal testi frekans cevap fonksiyonu (FRF) ve koherans değerleri 47

Şekil 2.6 Kaliper braketi örnek mod şekilleri ve frekansları 48

Şekil 2.7 Kaliper modal testi frekans cevap fonksiyonu (FRF), koherans değerleri ve çekiç otospektrumu 49

Şekil 2.8 Kaliper örnek mod şekilleri ve frekansları 50

Şekil 2.9 Disk ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekanslarının yakınsama grafiği.....52

Şekil 2.10 Güncellenmiş disk ağ yapısı görünümü 54

Şekil 2.11 Disk ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekanslarının yakınsama grafiği.....55

Şekil 2.12 Güncellenmiş balata ağ yapısı görünümü.....57

Şekil 2.13 Disk deneysel ve nümerik mod şekillerinin eşleştirilmesi 59

Şekil 2.14 Disk deneysel ve nümerik mod şekillerine ait MAC matrisi 61

Şekil 2.15 Balata deneysel ve nümerik mod şekillerinin eşleştirilmesi 63

Şekil 2.16 Balata deneysel ve nümerik mod şekillerine ait MAC matrisi 63

Şekil 2.17 Oluşturulan prosedürün akış şeması 71

Şekil 2.18 10 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri 77

Şekil 2.19 Güncellenmiş 11 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri.....78

Şekil 2.20 a) Faktörlerin standardize regresyon katsayıları ve b) bağımsız değişkenlerin OAT ayrık duyarlılıkları 85

Şekil 2.21 50 başlangıç tahmini, 16 doğal frekans kullanılarak elde edilen bağımsız değişken optimizasyon sonuçları a) eşit ağırlıklandırılmış, b) üstten görünüşü, c) varyansların tersi ile ağırlıklandırılmış ve d) üstten görünüşü.....87

Şekil 2.22 Yanıt yüzeyinin a) kayma modülü (ρ) b) Poisson oranı (ν), c) x-y düzlemindeki Young modülü (E_{xy}) ve d) x-y düzlemindeki Young modülü (E_z) bağlı hata oranları 96

Şekil 2.23 Bir başlangıç noktasından gerçekleştirilen optimizasyona ait iterasyon ve amaç fonksiyonu değerleri 97

Şekil 2.24 Elde edilen optimum a) x-y ile z ekseni Young modülü değerleri ve b) kayma modülü, Poisson oranı değerleri 98

Şekil 3.1 Fren deney düzeneğinin şematiği.....102

Şekil 3.2 a) 1. gürültü frekansı, b) 2. gürültü frekansı ve c) 1 ve 2. gürültü frekanslarının görüldüğü ses basıncı frekans spektrumları.....106

Şekil 3.3 a) 1. gürültü, b) 2. gürültü, c) 1 ve 2. gürültü frekanslarının ve d) frekans dalgalanmalarının görüldüğü ses basıncı spektrogramları 107

Şekil 3.4 Ölçüm noktalarının a) 3 boyutlu, b) hız-basınç düzleminde, c) hız-sıcaklık düzleminde ve d) basınç-sıcaklık düzleminde görünümleri ..108

Şekil 3.5 1. gürültü frekansı genliklerinin a) 3 boyutlu, c) hız-basınç düzleminde, e) hız-sıcaklık düzleminde, g) basınç-sıcaklık düzleminde ve 2. gürültü frekansı genliklerinin b) 3 boyutlu, d) hız-basınç düzleminde, f) hız-sıcaklık düzleminde, h) basınç-sıcaklık düzleminde genlik değeri için renk ölçeğiyle görünümleri 110

Şekil 3.6 1. gürültü frekansında gözlemlenen tepe noktaları konumlarının, a) hız, b) basınç, c sıcaklık ve d) tepe noktasının genliği parametrelerine göre değişimi 111

Şekil 3.7 2. gürültü frekansında gözlemlenen tepe noktaları konumlarının, a) hız, b) basınç, c) sıcaklık ve d) tepe noktasının genliği parametrelerine göre değişimi 112

Şekil 3.8 a) 1. ve b) 2. gürültü frekanslarında gözlemlenen tepe noktaları konumlarının basınç parametresine göre değişimi ve genlik değeri için renk ölçeğiyle görünümü 113

Şekil 3.9 a) Basınç verisi ve b) mikrofon verisi spektrogramı.....114

Şekil 3.10 Üç baskın fren gürültüsünün gözlendiği baskın frekanslarla örtüşen disk ve kaliper doğal frekansları 116

Şekil 4.1 a)Lineer disk-balata model görünümü ve b) balata serbest cisim diyagramı.....122

Şekil 4.2 Lineer matematiksel modelin doğal frekansları ve ilgili mod şekilleri; burada temas yüzeyi katılık değeri $30 \cdot 10^6$ olarak alınmıştır.....126

Şekil 4.3 Lineer model doğal frekanslarının farklı temas yüzeyi katılık değerlerine göre değişimi.....127

Şekil 4.4 Lineer olmayan sistemin farklı değerlerdeki adım girdisine frekans tabanı cevapları 133

Şekil 4.5 Ortalama a) 1.58, b) 2.14, c) 2.68 ve d) 4.40 bar fren basıncı altında, zaman tabanında model çözümleri ve frekans tabanında deneysel veriler 134

Şekil A.1 10 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri ve d) hata dağılımı.....154

Şekil A.2 Güncellenmiş 11 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri ve d) hata dağılımı 155

Şekil B.1 fren sistem elemanlarının titreşime katılan mod frekans ve şekilleri…157

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Modal test sonuçlarından tespit edilen braket mod frekansları 48

Tablo 2.2 Modal test sonuçlarından tespit edilen kaliper mod frekansları 50

Tablo 2.3 Disk ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekans ve değişimleri.....53

Tablo 2.4 Balata ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekansları, yüzde değişimleri, eleman ve düğüm sayıları.....56

Tablo 2.5 Disk deneysel doğal frekansları.....61

Tablo 2.6 Deneysel mod frekans sonuçları.....64

Tablo 2.7 Şekil 2.17'de belirtilen adımlar ve açıklandığı bölümler.....72

Tablo 2.8 Örneklem içi ve kestirim RMSE değerleri ve RMSE ortalama değerleri 84

Tablo 2.9 Malzeme özelliklerinin gerçek ve optimum değerlerinin kıyaslanması 89

Tablo 2.10 ϕ_1 optimum parametreleriyle elde edilen nümerik doğal frekans değerleri ve bunların deneysel doğal frekanslarla arasındaki hata değerleri 91

Tablo 2.11 ϕ_2 optimum parametreleriyle elde edilen nümerik doğal frekans değerleri ve bunların deneysel doğal frekanslarla arasındaki hata değerleri 92

Tablo 2.12 ϕ_3 optimum parametreleriyle elde edilen nümerik doğal frekans değerleri ve bunların deneysel doğal frekanslarla arasındaki hata değerleri 93

Tablo 2.13 Balatanın optimum nümerik doğal frekans sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması 98

Tablo 3.1 Fren sistemi bileşenleri deneysel doğal frekans değerleri.....115

Tablo 3.2 Gözlemlenen bütün gürültü frekansları ve doğal frekans değerleriyle eşleştirilmesi.....118

ÖZET

Karayolu Taşıtları Fren Sistemlerinde Sürtünme Kaynaklı Yüksek Frekanslı Gürültü ve Titreşim Oluşum Mekanizmasının Deneysel Verilerle Matematiksel Olarak Modellenmesi

Özgün BALCI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Sürtünme kaynaklı fren gürültüsü, özellikle yüksek frekanslarda meydana geldiğinde sürücü ve yolcu konforunu olumsuz etkilemekte, kullanıcı şikayetlerine yol açmakta, dolayısıyla sektör ve araştırmacılar tarafından yoğun olarak araştırılmaktadır. Fakat, konuyla ilgili çok sayıda çalışma olmasına ve oluşum mekanizmasını açıklamak için öne sürülmüş farklı teoriler güncelliğini korumasına rağmen, problemin tüm yönleriyle açıklanmamış olduğu görüşü hakimdir. Bu çalışmada da elde edilen deneysel veriler ve kurulan matematiksel model yardımıyla, yüksek frekanslı fren gürültüsü oluşum mekanizmasının anlaşılmasına katkı sağlanması amaçlanmıştır. Öncelikle fren diski, kaliper, braket ve balatadan oluşan sistem elemanlarının, titreşim açısından karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla, modal testleri gerçekleştirilmiştir. Ardından, anlaşılması hedeflenen gürültü problemi açısından kritik öneme sahip, sürtünen elemanlar olan fren disk ve balatası, sonlu elemanlar yöntemiyle modellenmiştir. Sonrasında bu iki nümerik model, modal test sonuçları ile yüksek uyum gösterecek şekilde, malzeme özellik parametrelerinin tespit edilebilmesiyle güncellenmiştir. Bu

güncelleştirmeler, deney tasarımı, lineer regresyon ve optimizasyon yöntemleri içeren, oldukça hızlı fakat düşük hata ile sonuç veren bir süreç geliştirilerek gerçekleştirilmiştir. Böylece disk ve balataya ait gerçekçi nümerik modeller elde edilmiş ve modal testlerde elde edilemeyen mod şekli ve frekanslarına ulaşılmıştır. Sonraki kısımda fren deneyleri, laboratuvar ortamında kurulan ve disk hızının, elektrik motoru ve kontrolcüsüyle kontrol edilebildiği bir deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Çok sayıda deney, farklı hız, fren basıncı ve sıcaklık şartları altında gerçekleştirilmiş, bu parametrelerin yanında, ses basıncı ve kaliper üzerinden ivme verileri toplanmıştır. Sonrasında, deneylerde gözlemlenen gürültü oluşumunu açıklamaya yönelik, balata ve disk arasındaki dinamiklere odaklanan, 3 serbestlik dereceli, lineer olmayan bir matematiksel model kurulmuştur. Modelin lineer olmayan dinamikleri, hareket denklemleri ve durum uzay formunun sayısal çözümü kullanılarak incelenmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, kurulan matematiksel model ve deney sonuçları birbiriyle uyum göstermiştir. Fren gürültüsü frekansının ve dinamiğinin, fren basıncı dolayısıyla değişen temas yüzeyi katılığından etkilendiği, ayrıca frenleme sırasında meydana gelen gürültü oluşumunun kaliper parmakları ve disk doğal frekansları ile yakından bağlantılı olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yüksek frekanslı fren gürültüsü, sürtünme kaynaklı, SEM güncelleme, lineer olmayan matematiksel model.

ABSTRACT

Mathematical Modelling of Friction Induced High Frequency Noise and Vibration Mechanism in Road Vehicles Brake Systems through Experimental Data

Özgün BALCI

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Friction induced brake squeal, which occurs in high frequencies, is frequently studied by automotive industry and researchers due to its negative effect on comfort of drivers and pedestrians. However, the problem is not explained comprehensively despite the high amount of researches, and several proposed theories about mechanisms of the problem. In this study, it is aimed to make contribution to the relevant literature by obtained experimental data and built mathematical model on friction induced brake squeal. Firstly, experimental modal analysis of the brake disc, caliper, bracket and pads, are performed. Afterwards, disc and pads, which have critical roles in squeal mechanism, are numerically modelled by using finite element methods. Then, model updating is performed by the inverse identification of material properties to reach good correlation between experimental and computational frequencies. It is achieved by developing a fast and accurate procedure which mainly consists of design of experiments, linear regression and optimization techniques. Thus, in addition to accurate numerical models, undetected mode shapes and frequencies are obtained by this way. Following section includes brake squeal experiments on a laboratory set-up driven

by an electric motor. High amount of experiments are conducted by altering disc velocity, brake pressure and temperature, and by acquiring sound pressure and acceleration data. Lastly, a 3-DoF nonlinear mathematical model, which focuses on the interactions between disc and pad, is developed to explain squeal induction mechanisms that observed in experiments. Nonlinear dynamics of the model are investigated and compared with the experimental results by using equations of motions and their numerical solutions. As result, experiments and mathematical model shows good agreement. It is concluded that the squeal dynamics and frequencies are depended on changing contact stiffness due to changing brake pressure, and squeal induction during braking is closely related to natural frequencies of disc and caliper fingers.

Keywords: Brake squeal, friction induced, FEM updating, nonlinear mathematical modelling.

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Fren titreşimi ve buna bağlı olarak oluşan fren gürültüsü problemleri, yaya ve sürücü açısından konforu azaltıcı etki göstermesi sebebiyle otomotiv sektörü ve araştırmacılar tarafından yoğun olarak incelenmektedir. Bu araştırmalar araç üzerine kurulan ölçüm sistemleri yardımıyla yol testleri şeklinde gerçekleştirilebildiği gibi [1], gerçek şartlarla yeterli benzeşimi sağlayan laboratuvar deneyleriyle de sürdürülebilmektedir [2]. Fren gürültü oluşum mekanizmalarının anlaşılması veya sistem geliştirme aşamasında gerçekleştirilen deneyler için, daha kontrollü ve tekrarlanabilir bir ortam sağlayan laboratuvar şartları araştırmacılar tarafından tercih edilmektedir [3].

Fren titreşimlerinin incelendiği literatürdeki çalışmaların büyük çoğunluğu; hala daha genelleşmiş ve kabul görmüş bir model ile açıklanamamış olan yüksek frekanslı gürültü üzerinedir. yüksek frekanslı gürültü mekanizmasını açıklamak için, modal eşleşme, tutma-bırakma (stick-slip), kösteklenme-kayma (sprag-slip), darbeyle tetiklenme (hammering) ve hıza bağlı azalan sürtünme katsayısı ile kendi kendini uyaran titreşim gibi mekanizmalar öne sürülmüş ve problemin genel ifadesi için hiçbiri tek başına yeterli bulunmadığı için güncelliklerini korumuşlardır. Bu mekanizmalardan tutma-bırakma, düşük açısal hız farkı gerektirdiği için yüksek frekanslı gürültü problemini açıklamadaki kullanımından zamanla vazgeçilmiş görünmektedir [4]. Yüzey pürüzlülüğü ya da geometrik düzgünsüzlükler gibi parametreler fren gürültüsüne neden olmakla birlikte yüksek frekanslı gürültü problemine sebep olacak kadar yüksek frekanslı titreşim oluşturmamaktadır. Yüksek frekanslı disk fren gürültüsü üzerine çalışma yürüten Jarvis ve Mills, çalışmalarında [5], titreşimdeki nodal yapının diskteki düzgünsüzlüklerden kaynaklanmadığı, bu düzgünsüzlüklerin ihmal edilebilecek etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Literatürde bu parametrelerin, tel fırça

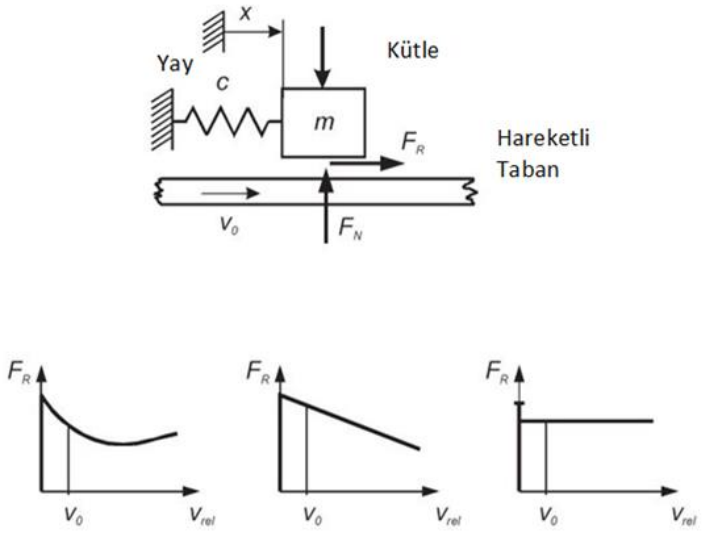
(wire brush) gibi gürültü çeşitlerine neden olduğunu gösteren çalışmalar bulunmaktadır [6].

Ayrıca, fren titreşimi probleminin araştırılması için yürütülen deneysel çalışmalar arasında, gerçek fren sistemleri ile gerçekleştirilen deneylerin yanı sıra, yüksek frekanslı fren gürültüsünün anlaşılması amacıyla farklı şekilde tasarlanmış birçok deney düzeneği bulunmaktadır. Takip eden kısım bu fren gürültüsü oluşum mekanizmaları, modellemeleri, inceleme amacıyla kurulmuş, fren sisteminden farklı tipteki deney düzeneklerini ve bunlardan yola çıkılarak yüksek frekanslı fren gürültü probleminin azaltılması/giderilmesi için yapılabilecekleri içeren çalışmaların bazılarından oluşmaktadır.

1.1.1 Sürtünme Kaynaklı Yüksek Frekanslı Gürültü Oluşum Mekanizmaları

1.1.1.1 Azalan Sürtünme Katsayısı veya Değişken Sürtünme Kuvveti

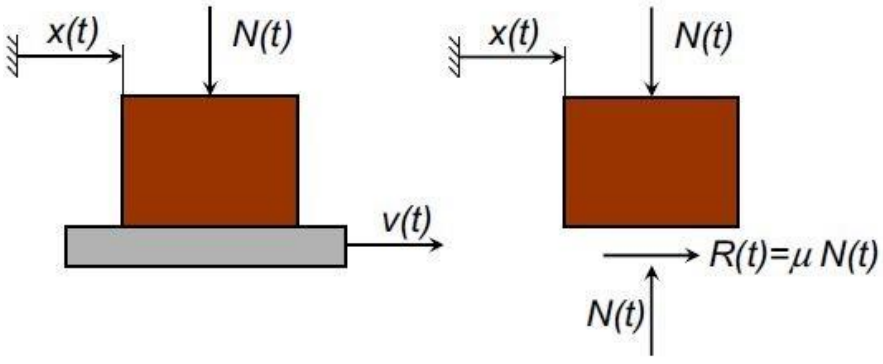
Sürtünme kaynaklı titreşimler söz konusu olduğunda sürtünme katsayısının değeri ve karakteristiği titreşim açısından büyük önem kazanmaktadır. Yüksek sürtünme katsayısının birçok çalışmacının analitik modellerinde kararsızlığı arttırdığını gözlemlemesinin yanında, Mills [7] ve ardından inceleme yapan diğer araştırmacıların çalışmaları sonrasında, artan hız ile azalan sürtünme katsayısının yüksek frekanslı fren gürültüsüne neden olduğu, hatta gürültünün gerek şartı olduğu [8] kanısı hakim olmuştur. Bu teorideki ana fikir; titreşim ile değişen sürtünme hızının anlık olarak sürtünme katsayısını değiştirerek çevrim içinde negatif sönüm etkisi göstererek kararsızlığı tetiklemesidir. Azalan sürtünme katsayısı karakteristiğini inceleyen bazı araştırmacılar tarafından bu mekanizma, hız arttıkça zayıflayan sürtünme (velocity-weakening friction) olarak da adlandırılmaktadır [9], [10]. Popp [11], bu mekanizmayı en basit haliyle tek serbestlik dereceli bir model (Şekil 1.1) ile açıklamıştır.



Şekil 1.1 Düşük serbestlik dereceli, hıza bağlı değişken sürtünme katsayısı modeli şematiği [11]

Bu mekanizmada, hareketli kütlenin salınımı sırasında, kütle ve yüzey arasındaki görece hıza bağlı değişen (kütle ve yüzey aynı yönlü iken yüksek, zıt yönlü iken düşük) sürtünme kuvveti, sisteme enerji girdisi ve negatif sönüm sağlamakta, dolayısı ile kendi kendini tetikleyen titreşime neden olmaktadır.

Hız - sürtünme katsayısı ilişkisinin yüksek frekanslı gürültü probleminin temel mekanizması olduğu görüşlerinin aksine, disk düzlemine dik yer değiştirme ve kuvvet dalgalanmalarının daha yüksek olmasından yola çıkarak normal yüke bağlı değişen sürtünme katsayısı karakteristiğinin daha etkin bir mekanizma (Şekil1.2) olduğunu öne süren araştırmacılar da mevcuttur [12], [13], [14].



Şekil 1.2 Düşük serbestlik dereceli normal kuvvet dalgalanması - sürtünme kuvveti model şematiği ve serbest cisim diyagramı [13], [14]

Bu fikirden hareketle, Schlagner ve Wagner [14], [15] balata katmanları arasına yerleştirdikleri piezoseramik malzemelere gerilim uygulayarak yaptıkları çalışmalarında, sürtünme kuvvet dalgalanmaları neticesinde titreşim esnasında meydana gelen sürtünme işinin gürültü miktarıyla güçlü bağlantısı olduğunu göstermişlerdir. Bazı araştırmacılar ise [16], [17] gerçekleştirdikleri deneylerde azalan sürtünme katsayısı ile yüksek frekanslı gürültü oluşumu arasında bir bağlantı bulamamışlar, hatta Chen ve diğ. [18] hem azalan hem artan sürtünme katsayısına sahip sistemlerde yüksek frekanslı gürültü probleminin oluşabileceğini göstermiştir.

Sürtünme kuvvetinin tek noktadan ya da yayılı yük şeklinde etkidiği kabulü yapılan literatürdeki birçok çalışmada, sürtünme kuvvetinin doğrultusu disk düzlemi üzerinde kalacak şekilde kabul edilmiştir. Buna karşın bazı araştırmacılar titreşim esnasında deforme olan sürtünme yüzeyinin sürtünme kuvveti yönünü anlık olarak değiştireceğini ve bu kuvvet değişiminin titreşime etki edeceğini öngörmüşlerdir. Yapılan çalışmalarla takipçi kuvvetlerin (follower forces) korunumsuz olması dolayısıyla kararsızlığa sebep olabildikleri sonucuna varılmıştır [19]. Bu tür yüksek frekanslı gürültü oluşumu için, sürtünme katsayısı karakteristiğine atıfta bulunan teorilerde olduğu gibi değişken bir sürtünme katsayısına ihtiyaç yoktur. Sürtünme katsayısı sabit bile olsa sürtünme kuvvetleri yönü itibariyle zaten korunumsuz olarak değişkendir ve kararsızlığa sebep olmak için yeterlidirler. Ono ve diğ. ise takipçi kuvvetlerin etkisini fren sistemine rahatlıkla benzetilebilecek olan bilgisayar sabit bellek diskleri üzerinde incelemişlerdir [20], [21]. Sabit normal yük ve sürtünme katsayısı varsayımı ile kurulan analitik model, modal test ile doğrulanmıştır. İkinci çalışmada ilkinden farklı olarak diskin yalpa hareketi de hesaba katılmış ve kararsızlığa sebep olan kritik hız saptanmıştır. Bazı araştırmacılar ise Ono ve diğ.'nin çalışmalarından farklı olarak; takipçi kuvvetleri yayılı yük olarak ele almışlardır [22], [23]. Bu çalışmalarında Mottershead ve Chan, takipçi kuvvetlerin etkisi üzerine yoğunlaşmışlar ve gerçekleştirdikleri analitik modelde takipçi kuvvet eklendiği durumlarda öz değerlerin pozitif gerçel kısımlarının oluştuğunu tespit etmişlerdir. Ouyang ve Mottershead'e [24] göre takipçi kuvvetler bütün sistem parametreleri içinden kararsızlığı en çok arttıran etmendir.

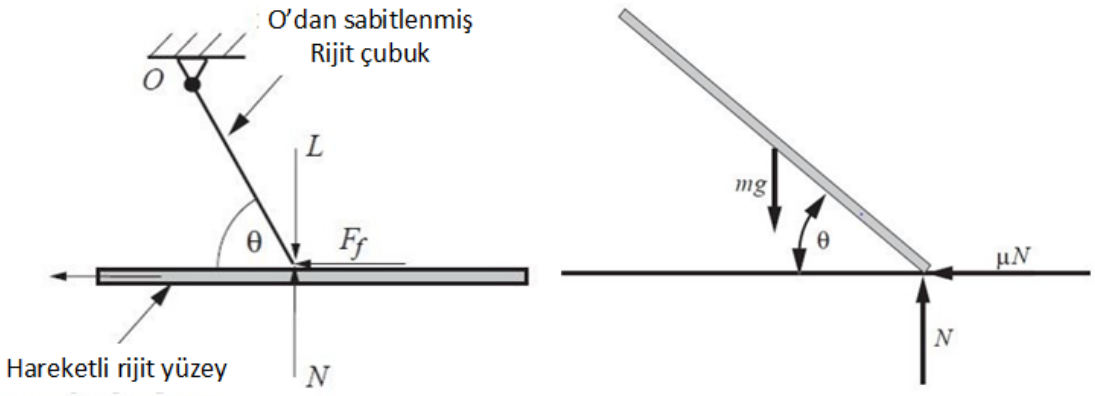
1.1.1.2 Tutma-Bırakma (Stick-Slip)

Sürtünme yüzeyinde tork ve hız dalgalanmalarına sebep olması dolayısıyla titreşime neden olan tutma-bırakma olayının gerçekleşmesi için sürtünme katsayısının hız ile azalan karakteristikte olması, değilse de statik sürtünme katsayısının dinamik sürtünme katsayısından yüksek olması (Şekil 1.1'dekine benzer şekilde) gerekmektedir (bölüm 1.1.1.1'de tartışıldığı gibi) [7]. Tutma-bırakma mekanizması disk ve balata hız farkının küçük olduğu durağanlığa yakın bölgelerde düşük frekanslı gürültüye sebep olmakla birlikte, genelde literatürde yüksek frekanslı gürültü oluşum sebebi olarak görülmemektedir. Buna karşın bir önceki bölümde de bahsedildiği gibi bazı araştırmacılar tarafından darbeyle tetiklenme olayını tetikleyen bir etki olarak ele alınmaktadır [16].

Tutma-bırakma mekanizması bahsedildiği gibi çok düşük hızlarda [4], [25] ya da yüksek hızlı sürtünme olsa dahi, bölgesel olarak hız farkının sıfırlanıp artabileceği kadar elastik malzemeler arasında gerçekleşip mekanik dalgaları oluşturabileceği [26] düşünüldüğünden dolayı yüksek frekanslı gürültü problemini açıklamadaki kullanımından zamanla vazgeçilmiş görünmektedir [4]. Yine de bazı araştırmacılar tarafından makroskobik ve mikroskobik ölçekli tutma-bırakma olaylarının çok yüksek frekanslarda oluşabileceği ve yüksek frekanslı gürültü problemini ortaya çıkarabileceği iddia edilmektedir [27].

1.1.1.3 Kösteklenme-Kayma (Sprag-Slip)

Bu kısma kadar anlatılan mekanizmalara karşın, Spurr'un çalışmasıyla [28] terimlendirilen kösteklenme-kayma (sprag-slip) teorisine göre yüksek frekanslı gürültü oluşumu, sürtünme hızıyla azalan sürtünme katsayısından bağımsız olarak sistemin geometrik yapısı ile temellendirilmiştir.



Şekil 1.3 Sprag-slip oluşum mekanizmasının basit şematiği ve serbest cisim diyagramı [28]

Bu mekanizmayı açıklamak amacıyla kurulan teorik model (Şekil 1.3), rijit bir diskin yüzeyiyle temasta ve diskin dönme ekseni ile belirli bir açı yapacak şekilde yerleştirilen ve mafsal ile sabitlenmiş, rijit bir maniveladan meydana gelmektedir. Bu sistemde, manivela serbest cisim olarak düşünüldüğünde destek üzerinde manivela boyunca bir kuvvet oluşurken, manivela disk temas yüzeyi üzerinde ise normal ve sürtünme kuvvetleri oluşmaktadır. Kararlı durumda normal kuvvet yalnızca manivelanın ağırlığı vasıtasıyla oluşmaktadır fakat Spurr'a göre sürtünme kuvveti ve normal kuvvetin bileşkesinin doğrultusu, destek noktasının ötesine geçtiği durumda kararsızlık meydana gelmektedir. Bu noktada pozitif geri besleme oluşarak, sürtünme kuvveti normal kuvveti, normal kuvvet de sürtünme kuvvetini arttırıcı yönde etki ederek tepki kuvvetlerinin sonsuza yakınsamasına sebep olmaktadır.

Jarvis ve Mills ise çalışmalarında [5], Spurr'un teorik olarak kurguladığı modeli, disk üzeri manivela (cantilever/beam-on-disc) şeklinde bir deney düzeneği hazırlayarak analiz ettiklerinde mevcut sistem için, sürtünme hızıyla azalan sürtünme katsayısının, titreşimi tetikleyecek bir etki yaratmak için yeterli olmadığı sonucuna varmışlardır. Her ne kadar, kösteklenme-kayma teorisine dayansa da Jarvis ve Mills'in çalışması için bazı araştırmacılar tarafından geometri kaynaklı kararsızlık (geometrically induced instability), kinematik kısıtlı kararsızlık (kinematic constraint instability) [29] veya geometrik eşleşme (geometric coupling) [30] gibi terimler de önerilmiştir. Earles ve Lee ise [31] geometrik kararsızlığı, kösteklenme-kayma teorisinin, kendi kendine tetiklenen kararsızlığın

gürültüye dönüşme sürecindeki parametrik koşulları da açıklayan, genişletilmiş hali olduğunu öne sürmüşlerdir. Earles [32] geometrik kararsızlık durumunun bir göstergesi olarak bazı fren sistemlerinin bir yöne dönüşünde gürültü yaratırken diğer yönde yaratmadığını öne sürmüştür.

Sürtünme hızıyla azalan sürtünme katsayısının kararsızlık yaratarak titreşime neden olduğu, hem teorik hem de deneysel olarak birçok çalışma ile gösterilmiştir. Fakat sürtünme katsayısının sabit olduğu durumlarda da yüksek frekanslı gürültü probleminin oluştuğunun görülmesi, tek sebebin azalan sürtünme katsayısı olmadığı düşüncesini desteklemiştir. Bu düşünceden yola çıkarak Murakami ve diğ., çalışmalarında [33] öncelikle çok fazla parametre ve çevresel faktöre bağlı olan yüksek frekanslı gürültünün en sık oluştuğu frekansları bulmak amacıyla fren dinamometresinde yüzlerce frenlemeden veri toplanmıştır. Sonrasında analitik olarak da incelenecek olan 2.4 kHz frekansında gerçekleşen yüksek frekanslı gürültü sırasında DPHL yöntemi ile parçaların mod şekilleri elde edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre yüksek frekanslı gürültünün çoğunlukla disk, balata ve silindirin doğal frekanslarının yakın olduğu durumlarda gerçekleştiği, fakat deney sonuçlarına göre bu frekansta çok az gürültü oluştuğu dolayısıyla akuple titreşim açıklamasının yetersiz olduğu görülmüştür. Gerçekleştirdikleri deneyler ve analitik modelden elde ettikleri yüksek frekanslı gürültü (squeal) indeksine göre; başka bazı araştırmacıların da [17], [30], [34] ulaştığı gibi, sürtünme katsayısı arttıkça deneylerde yüksek frekanslı gürültü oluşumu ve modelde yüksek frekanslı gürültü indeksi artmıştır. Ayrıca azalan sürtünme katsayısı karakteristiğine sahip balata kullanıldığındaysa yüksek frekanslı gürültü indeksi daha yüksek değerlerde eskisi ile paralel seyreden bir eğri oluşturmuştur. Diğer deney ve analiz sonucuna göre de fren basıncının artçı kenarda, öncü kenara göre daha fazla artmasının (temas yüzeyindeki yayılı kuvvetin merkezini kaydırması sebebiyle) yüksek frekanslı gürültü indeksini düşürdüğü fakat kararlılığı sağlamaya yetmediği sonucunu elde etmişlerdir. Bu sonuçlar ile negatif eğimli sürtünme katsayısının, zaten var olan geometrik kaynaklı kararsızlığı arttırdığı sonucuna varılmıştır. Bunun yanında yüksek sürtünme katsayısının aynı zamanda sürtünme karakteristiğinin negatif eğimini de arttırarak deneyde daha yüksek titreşime neden olduğu gözlemlenmiştir.

1.1.1.4 Darbeyle Tetiklenme (Hammering)

Yüksek frekanslı gürültü probleminin fren sistemini oluşturan elemanların doğal frekanslarına kuvvetli bir şekilde bağlı olması ve genellikle bu frekanslarda meydana gelmesi ve beklendiğinin aksine düşük hızlarda gerçekleştiğinin gözlemlenmesiyle, Rhee ve diğ. [16] bu fenomeni, darbeyle tetiklenme (hammering) adı verilen fren sistem elemanlarından birinin diğerini mekanik bir darbeyle uyarması ve kendi doğal frekansında titreşim sergilemesi şeklinde açıklamışlardır. Bu mekanizmanın oluşum kaynağı ise literatürde, sürtünen yüzeyler üzerindeki düzgünsüzlükler nedeniyle balatanın disk üzerindeki sıçrama ya da eğilme hareketiyle meydana gelen darbe olduğu görüşü hakimdir. Bu düzgünsüzlükler üretimde ya da sistemin çalışmasıyla meydana gelebileceği gibi, bazı araştırmacılara göre sürtünme sırasında farklı bölgelerin farklı sürtünme hızları ya da farklı ısı transfer hızları nedeniyle fazla ısınarak şekil değiştirmesi [35] ve sürtünme yüzeyinde bölgesel tepe ve çukurlar oluşturması suretiyle darbeyle tetiklenme olayını tetikleyebilmektedir [36]. Ayrıca Rhee ve diğ. [16], Schlammah'ın elastik malzemelerde meydana gelen tutma-bırakma olayı için tasvir ettiği dalgalardan [26] yola çıkarak, tutma-bırakma veya kösteklenme-kayma gibi mekanizmalarını darbeyle tetiklenmeyi oluşturabilecek ikincil mekanizmalar olarak da ele almışlardır. Chen de [37] yüksek bir darbeli tahrik tek başına yüksek frekanslı gürültü olayını tetiklemek için yeterlidir şeklinde darbeyle tetiklenme teorisiyle örtüşen bir çıkarıma varmışlardır. Bunun yanında Kinkaid ve araştırma arkadaşları [38], yüzey düzgünsüzlüklerinin de darbeyle tetiklenme teorisine bağlanabileceğinden bahsetmiştir.

1.1.1.5 Modal Eşleşme

Yüksek frekanslı gürültü problemi mevcut bir sistemin parametrelerini belirli miktarda değiştirecek yapısal modifikasyonları kullanarak, kararsızlığa sebep olan birleşik modların ayrılması, genellikle araştırmacılar tarafından yüksek frekanslı fren gürültüsünün temel etmeni olarak görülmekte ve güncel olarak yoğun çalışmalara konu olmaktadır. Öz değerlerin analizi bu yöntemde sıkça kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemde karmaşık eşlenik öz değer çifti elde edilir. Burada

gerçel kısım sönümü belirler ve pozitif olması sistemin kararsız olduğuna işaret ederken, imajiner kısım ise doğal frekansları belirler [18].

Zarraga ve diğ. [39], yakın frekanslı modların frekans değerlerini uzaklaştırarak kararsızlığı gidermek için gerekli olan yeni kütle ve katılık değerlerinin tespiti amacıyla reseptans temelli yöntem kullanmışlardır. Gerekli modifikasyonun tespitinden sonra döner tribometre düzeneğine belirlenen değişikliği sağlayacak değişikliği uygulamışlardır. Hulten ve Flint [19] ise balata ve diskten oluşan ve olabildiğince düşük serbestlik derecesine sahip olan fakat gerçekçi bir matematiksel model kurmuşlardır. Kurulan bu basit model ile gerçekçi sonuçlar elde edebilmek amacıyla, yüksek frekanslı gürültü mekanizması Rayleigh-Ritz yönteminin ayrıklaştırılmasıyla uygulanan AMM (assumed modes method) kullanılarak analiz edilmiştir. Bu yöntemde ayrıklaştırmanın niteliği öncelikli olarak öz fonksiyonların seçimi ve incelenmesi öngörülen mod sayısına bağlıdır. Çalışmada bahsedilen analiz yöntemiyle disk ve balata için belirli sayıda mod şekillerinin frekans genlik ve faz değerleri elde edilmiş ve sistemi kararsızlığa götüren mod eşleşme durumları tespit edilmiştir. Bu şekilde, bazı parametrelerin modal eşleşme eğilimini arttırmasının dışında, başka bir mekanizmayı tetikleyebileceğini ileri süren çalışmacılar da mevcuttur. Örneğin Hoffman ve Gaul [40], iki serbestlik dereceli, sabit sürtünme katsayısına sahip basit bir model yardımıyla düzleme dik ve paralel olan titreşimler, değişen normal kuvvet ve sürtünme kuvveti ile modal eşleşme arasındaki bağlantıları incelemişler

Ouyang diğerlerinin [41], yüksek frekanslı disk fren gürültüsünü incelemek amacıyla sonlu elemanlar yöntemi ile kurdukları sabit sürtünme katsayılı fren sistemi modeli için kararlılık hali, farklı parametre ve çalışma şartlarında (değişen her bir parametre için diğer parametreler sabit tutularak) incelenmiştir. Mottershead ve Chan de çalışmalarında [22] benzer şekilde sabit sürtünme katsayısı ile sonlu elemanlar modellemesi yaparken farklı olarak sürtünme kuvvetini yayılı yük şeklinde modellemişler ve çift mod şeklinde ortaya çıkan nodal çap modlarının kararsızlıklarını incelemişlerdir. Araştırmacılar bu çalışmasında yüksek frekanslı gürültü probleminin temel sebebinin diskin çift modları olduğunu, bu durumun ise diskin simetrik yapısından kaynaklandığını vurgulamışlardır. Bu çalışmada disk düzlemindeki titreşimler, diskin bu yöndeki

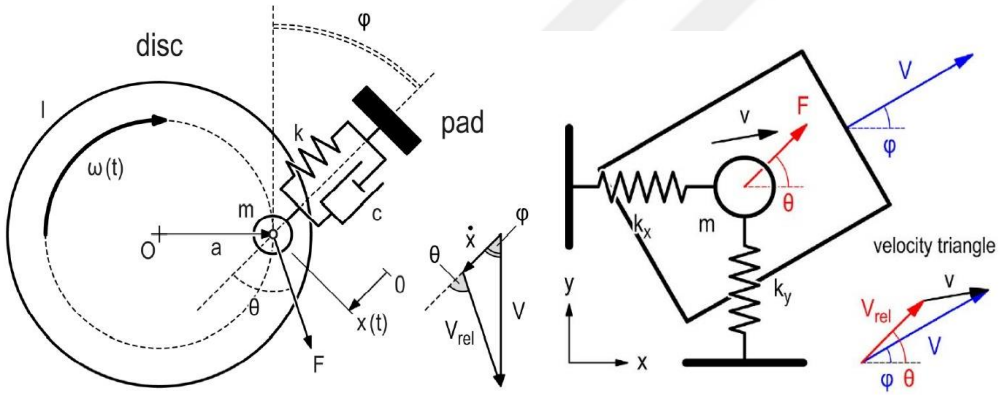
katılığı düzleme dik katılığına göre fazla yüksek olması sebebiyle ihmal edilirken, Chen mod eşleşmesini de ele aldığı bildirisinde [37], düzlem içi titreşimlerin düzleme dik titreşimleri arttırabileceği hatta tetikleyebileceğini öne sürmüştür. Bajer ve diğ. ise bildirilerinde [42] sürtünme kaynaklı titreşimlerin temel olarak; azalan sürtünme katsayısı ile oluşan negatif sönüm etkisi ve komşu modların birleşmesi olduğunu iddia etmişlerdir. Negatif sönüm etkisi ile oluşan titreşime rastlamadıkları sonlu elemanlar analizi sonucunda, birincil sebebin mod eşleşmesi olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Buna karşın Chen ve diğ. [18] bir frenleme esnasında yüksek frekanslı gürültüsünün ortaya çıkış ve yok oluş sürecini içeren verileri incelediklerinde, gürültünün başlangıcından bitişine kadar baskın frekansın hiçbir değişikliğe uğramadığını gözlemlemişlerdir. Buradan yola çıkarak, gürültünün başlama ve bitiş sebeplerinin mod eşleşme teorisinde olduğu gibi birbirine yakın frekanslı modların aynı frekansta birleşerek gürültüyü oluşturdukları açıklamasının bu spesifik olayı açıklamada yetersiz olduğunu öne sürmüşlerdir.

1.1.2 Matematiksel Modellemeler

Felske ve diğ.'ne [30] göre fren gürültüsünü oluşturan birincil titreşimler balatadan kaynaklanmaktadır, genellikle balata kısmı bir tarafı sabitlenmiş titreşim sergiler, balatanın sürtünme yüzeyiyle ilk temasa geçen ucu en yüksek genlikli titreşime sahip olur. Fakat birçok araştırmacıya göre fren sistemlerinde yüksek frekanslı gürültü oluşumunda en etkili sistem elemanlarına disk de dahildir ve birçok araştırmacıya göre yüksek frekanslı gürültünün oluşması disk ve balata doğal frekanslarının birbirine yakın olduğu bölgelerle yakından bağlantılıdır [5], [43], [44]. Bu nedenle sistemin modellenmesinde en yaygın ele alınan iki sistem elemanı bunlardır. Bunun yanında disk ve balatanın fren sisteminde bulunduğu şekliyle modellenmesinin yanında, yüksek frekanslı gürültü oluşum mekanizmalarının anlaşılması amacıyla sistem geometrisinden bağımsız farklı modellemelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun yanında, yüksek frekanslı gürültü problemini etkileyen parametrelerin çok fazla ve karmaşık olması sebebiyle, belirli parametreleri inceleyen araştırmacılar tarafından düşük serbestlik dereceli modeller sıkça tercih edilmektedir [45].

Bölüm 1.1.1.1'de de bahsedildiği gibi değişken sürtünme katsayısının yüksek frekanslı gürültü oluşumunda büyük etkisi olduğunu öne süren birçok çalışma mevcuttur. Bu mekanizmayı incelemek amacıyla oluşturulmuş en basit modellerden biri yatay doğrultuda yay veya yay ve sönüm elemanına bağlı hareket edebilen bir kütle ve altında kayan bir düzlemden oluşan tek serbestlik dereceli sürtünme osilatörüdür (friction oscillator) [4], [46]. Bir diğeri ise; Shin ve diğ.'nin [44] kurduğu, birer yay elemanı ve sadece sürtünme doğrultusunda birer serbestliği bulunan disk ve balatadan oluşan 2 serbestlik dereceli sistemdir. Modelde sürtünme katsayısı ise hıza bağlı lineer olarak azalmaktadır. Nakano ve çalışma arkadaşları [47], kasıtlı olarak ayarlanmış balata disk arası açısal kaçıklığın gürültü üzerine etkisi tek serbestlik dereceli, azalan sürtünme katsayılı basit bir model (Şekil 1.4) yardımıyla nümerik olarak incelenmiştir.

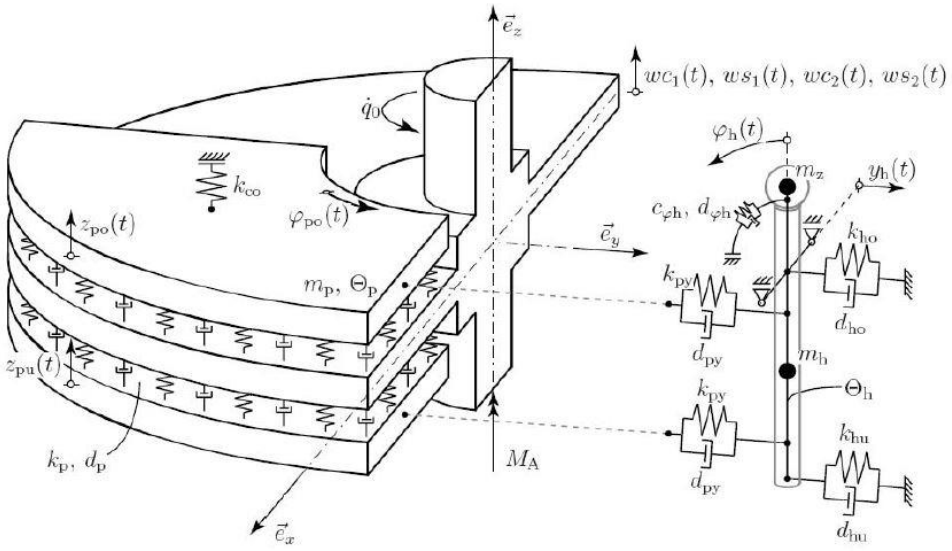


Şekil 1.4 Disk-balata arası açısal kaçıklığın düşük serbestlik dereceli model ile incelenmesi [10], [47]

Modelleme, küre şeklinde bir bilyenin (balatayı temsilen), yay sönüm elemanının hareket doğrultusu kaçık olacak şekilde, sabit hızlı kayan bir düzlem (diski temsilen) üzerinde, sabit bir normal yük altında sürtünmeye maruz kalması şeklinde gerçekleştirilmiştir. Modeldeki yay ve sönüm elemanı doğrultusu disk düzleminde ve ne diskin merkezi doğrultusunda ne de teğetsel doğrultuda, bu doğrultulara belirli bir açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Kado ve Nakano sonraki çalışmalarında [10], bu sistemi, bilyeye aynı düzlemde ve 90 derecelik açıyla iki yay yerleştirmek suretiyle 2 serbestlik dereceli bir modelle incelemişlerdir. Bu model yardımıyla serbestliği bulunan bu iki eksendeki katılık ve hız oranlarını birimsiz büyüklükler olarak tanımlamış ve kararsızlıkla ilişkilerini incelemişlerdir. Sonraki çalışmalarında Benad, Nakano ve diğ. [48] nötr konumda

disk ve balata arasına dik yerleştirilmiş bir adet yay bulunan daha basitleştirilmiş bir model yardımıyla balatanın sürtünme düzleminde fakat sürtünme kuvveti doğrultusuna dik yöndeki hareketinin etkisine odaklanmışlardır. Bu model yardımıyla araştırmacılar yüksek frekanslı gürültünün aktif kontrolü üzerine analitik çalışma gerçekleştirmişlerdir. Azalan karakteristikteki sürtünme katsayısı ve tutma-bırakma mekanizmalarını inceleyen araştırmacılardan Behrendt ve diğ. [27] ise iki boyutta sonlu elemanlarla analiz gerçekleştirmişlerdir. Disk, kayan rijit bir düzlemken, balata sonlu elemanlar ile dikdörtgen şeklinde oluşturulmuştur. Balatanın disk yüzeyine en uzak orta noktası, yatayda sabitlenmiş, düşey doğrultuda ise hareketine izin verilmiştir. Fakat Behrendt ve diğ. göre makro boyuttaki tutma-bırakma olayı dışında mikro boyuttakiler de titreşimi tetikleyebildiği için temas dinamiklerinin buna yönelik incelenebileceği modellemelere ihtiyaç olduğunu vurgulamıştır.

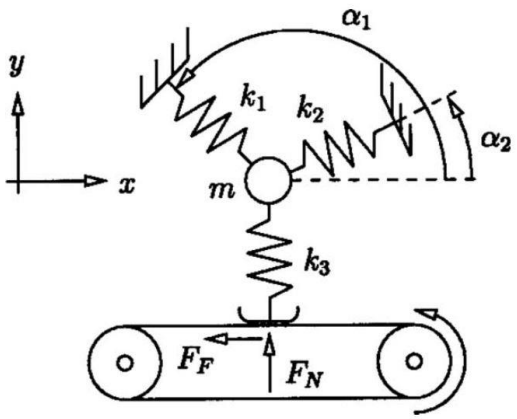
Değişken normal kuvvet nedeniyle değişen sürtünme kuvvetini incelemek için kurulan modellerin en basitlerinden biriyse; normal kuvvetinin düşey yönde, hızının ise yatay yönde harmonik olarak salındığı varsayılan tek kütleden oluşan, Popp ve diğ.'nin [13] kurduğu modeldir. Araştırmacılar kurulan bu basit model yardımıyla kararsızlık durumunu, normal kuvvet değişimi nedeniyle oluşan pozitif sürtünme işini inceleyerek gerçekleştirmişlerdir. Bazı araştırmacılar ise normal kuvvet salınımlarının etkilerini daha yüksek serbestlik dereceli modeller yardımıyla ele almışlardır. Schlagner ve Wagner [14], [15] Popp'un basit modelini temel alarak, gerçek bir disk fren sistemine yakın 10 serbestlik derecesine sahip bir analitik model (Şekil 1.5) oluşturmuşlardır.



Şekil 1.5 On serbestlik dereceli fren modeli [14]

Bu modelde sabit bir hızla dönen ve serbestlik derecesi olmayan bir disk ile iki tarafındaki balata elemanları arasındaki temas yüzeyleri çok sayıda yay sönüm elemanları ile ifade edilmiştir. Balata elemanları 3'er doğrultu ve 2'şer eksende rijit cisim salınımları yapmakta böylece disk ile aralarındaki normal kuvvetlerde değişimlere sebep olmaktadırlar. Neubauer ve Oleskiewicz [49] ise disk ve balatalardan oluşan modellerini, aktif titreşim kontrolünde kullanacakları piezoseramik malzemeleri de dahil ederek oluşturmuşlardır. Bu modelde disk esnek modellenirken balata ve piezoseramik eleman birleşik ve rijit olarak ele alınmıştır. İki boyutta düşünüldüğünde balata ve piezoseramik malzemenin 4 tarafında yay elemanları bulunmaktadır.

Hoffman ve Gaul'un [40] kurduğu basit model (Şekil 1.6) ise normal kuvvet dalgalanmalarından kaynaklanan titreşimin modal eşleşmeyi tetiklemesini incelemek üzere oluşturulmuştur.

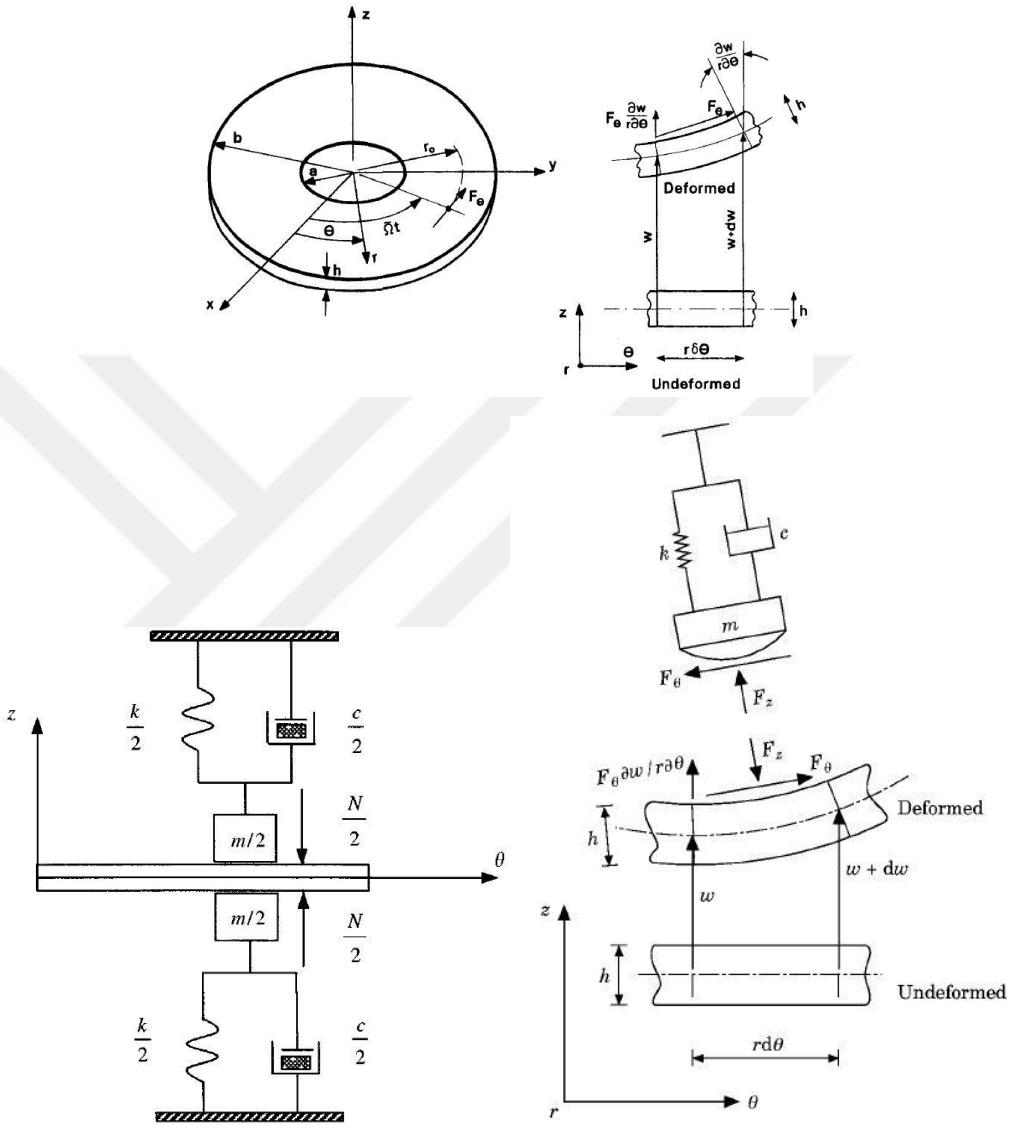


Şekil 1.6 Değişken açılı yay elemanları içeren düşük serbestlik dereceli disk-balata modeli [40]

İki boyutta oluşturulmuş bu model kayan bir düzlem ve üzerinde düşey ve yatay yönlerde hareket edebilen bir kütleden oluşup iki serbestlik derecesine sahiptir. Kütle etrafında; birisi kütle ve kayan düzlem arasında düşey doğrultuda, ikisi ise kütlenin üst kısmında ve bu doğrultuya belirli açılarla yerleştirilmiş olmak üzere üç adet yay elemanı bulunmaktadır. Hervé ve çalışma arkadaşları ise [50] benzer amaçlı fakat fren sisteminden ziyade kavrama sistemine daha yakın bir model oluşturmuşlardır. Yalpasız konumda eş merkezli olan, dönen iki disk arasında çevresel olarak eşit dağıtılmış 4 yay ve sönüm elemanı bulunmaktadır. Disklerden biri ise dönme eksenine dik diğer iki eksende yine yay ve sönüm elemanlarına bağlı şekilde yalpa hareketi yapabilmektedir. Sonuç olarak yalpa hareketi sonucu farklı 4 bölgede farklı normal kuvvetler oluşmaktadır. Bazı modeller ise pozitif sönüm yaratacak olan, hız arttıkça artan sürtünme katsayısıyla bile belli koşullarda sistemin kararsız olmasına izin vermektedir. Örneğin Brommundt'un [51] temelde Hoffman ve Gaul'un modeline benzer fakat kayan yüzeyin de düşeyde bir serbestliği bulunan modeli buna bir örnektir [45].

Takipçi kuvvetlerin etkisini inceleyebilmek için sürtünme yüzeyinin şekil veya doğrultu değiştirebilecek şekilde modellenmesi şarttır. Bu özelliği sağlayabilecek en basit model North'un çalışmasında [52] önerdiği, düşeyde ve açısal olarak 2 serbestlik derecesine sahip rijit rotor modelidir. Burada sürtünme elemanları da diskin L boyundaki yüzeyine karşılıklı, eşit ve ters yönde kuvvet uygulayan ayrı bir temas elemanı olarak ele alınmıştır. Benzer fakat 3 boyutta ifade edilerek dönme eksenine dik diğer eksende de yalpa yapabilir hale getirilerek kurulan Wagner ve

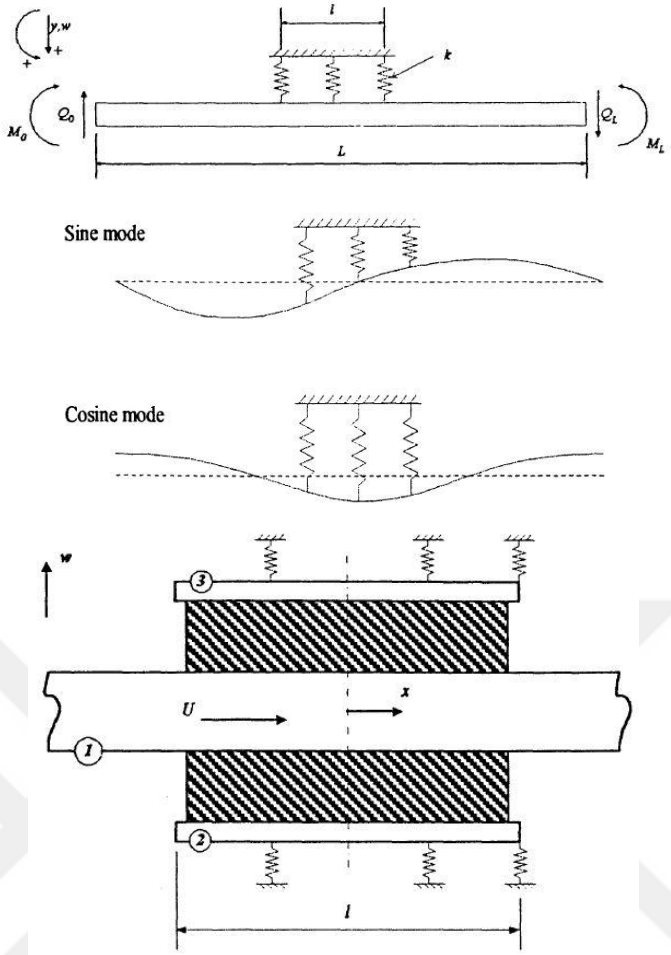
arkadaşlarının [45] modelidir. Bu modelde yine rijit olan rotor düşey doğrultuda hareket etmemektedir. Bazı araştırmacılar [53] ise diski dairesel plak şeklinde tasarlayarak takipçi kuvvetleri, plak mod şekillerinden yararlanarak tek noktaya indirgenmiş şekilde elde etmişlerdir (Şekil 1.7).



Şekil 1.7 Takipçi kuvvet incelemesi için kurulan disk plak modeli (üst [53]), balata ve düşey serbestliklerinin (alt sol [24]), ve açısal serbestliğinin eklenmesi (alt sağ [54])

Diğer çalışmalarında da Mottershead, Ouyang ve diğ. [24], [54] modellerini (Şekil 1.7), balataya sırasıyla düşey yönde yay sönüm elemanı ekleyerek düşey yönde, ardından disk dönme düzleminde de ekleyerek diskle beraber açısal yönde de serbestlik sağlayacak şekilde güncellemişlerdir.

Ono ve diğ. ise [20] iç çapından sabitlenmiş ve dış çapında ise serbest kabul edilen dönen bir esnek diskin yer değiştirmelerini saptamak için Green's fonksiyonu türetilmiştir. Çalışmada disk 360 adet eleman şeklinde nümerik olarak incelenmiştir. Dışarıdan rotora gelen kuvvetin, belirli bir yay ve sönüm katsayısına sahip parça tarafından bir noktada toplanmış şekilde etkidiği kabul edilmektedir. Ono ve çalışma arkadaşlarının aynı konudaki diğer bir çalışmasında [21], benzer bir model kurulmuş, farklı olarak sürtünme parçasının düşey ve yalpa hareketleri de modele dahil edilmiştir. Ayrıca sonlu elemanlar analizinden önce disk için özdeğer analizi gerçekleştirilmiştir. Sistemin doğal frekansları farklı açısal hız değerlerinde, kritik hız değeri göz önünde bulundurularak incelenmiş ve sistemdeki yay ve sönüm katsayılarının kritik hıza etkisi irdelenmiştir. Bu iki çalışmada, incelenen kütlenin düşük, malzemenin esnekliğinin fazla olmasından dolayı fren uygulamalarından farklı olarak diskin etrafındaki havanın katılık ve sönüm özellikleri de modellemeye katılmıştır. Mottershead ve Chan [22] ise takipçi kuvvetleri hesaba katarak çift modlar üzerine sonlu elemanlar kullanarak yaptıkları çalışmalarında Ono ve çalışma arkadaşlarından farklı olarak diske gelen kuvvetleri yayılı yük şeklinde modellemişlerdir. Sürtünme ve takipçi kuvvetleri yine yayılı yük olarak modelleyen Tseng ve Wickert'ın, [23] çalışmalarında sürtünme kuvvetleri incelenmesi için öncelikle rotor boyutsuz olarak ele alınmıştır. Sonrasında düzlemsel gerilmeler ve yer değiştirmeler, düzleme dik küçük yer değiştirmelerden ayrı ele alınmış ve rotor klasik bir ince plak şeklinde incelenmiştir. Ardından disk kalınlığının hesaba katılması için, diskin iki yüzeyinde oluşan bu tahrik kuvvetleri, eşdeğer cisim kuvvetleriyle ifade edilmiştir. Farklı eleman sayıları kullanılarak, ticari bir sonlu eleman analiz paket programı yardımıyla, yüklemenin gerçekleştiği daire dilimi boyunca oluşan gerilmeler, daha sonra matematiksel model sonuçları ile kıyaslanmak üzere belirlenmiştir. Hulten ve Flint [19] ise kesin bir analitik modelin, disk balata teması gibi kısıtlar ile birlikte mümkün olmadığını öne sürerek basit bir model oluşturmuşlardır ve bu nedenle yaklaştırma yöntemlerinin gerekliliğini vurgulamışlardır.

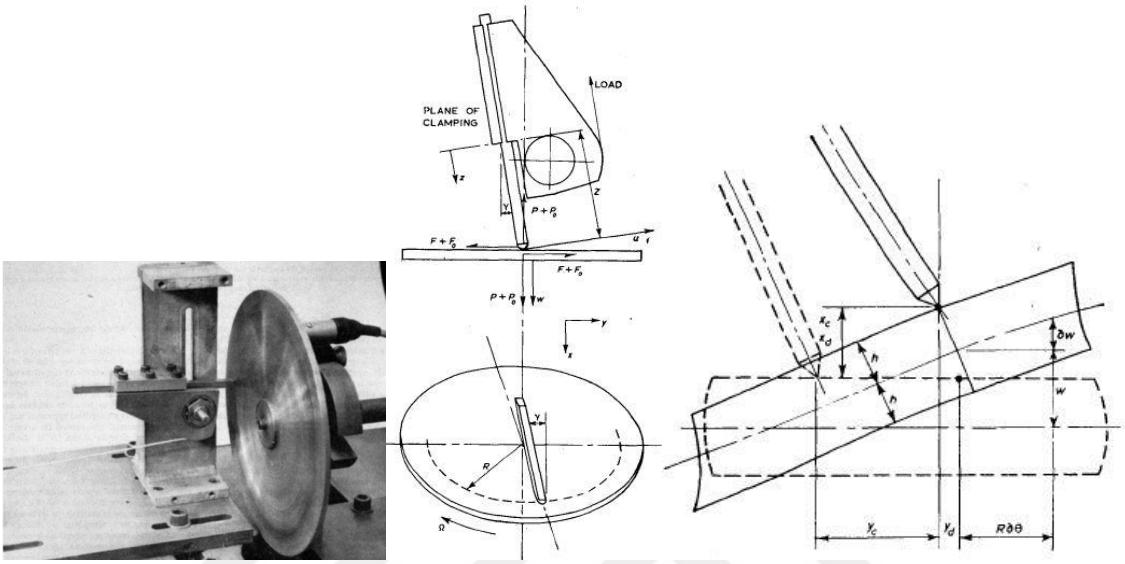


Şekil 1.8 Takipçi kuvvet incelemesi için kurulan, disk-balata ve balata piston/parmak etkileşimleri modeli [19]

Fren diski sürekli ve esnek kiriş olarak modellenmiş, balata ise, sürtünme yüzeyi, destek plakası ve ikisi plakayı piston veya parmağa biri de plakayı mesnede bağlayan üç adet yay elemanı ile oluşturulmuş (Şekil 1.8), daha sonra takipçi kuvvetler sürekli ve esnek bir balata elemanı ile yayılı şekilde modellenerek sistem 2D olarak incelenmiştir. Hulten ve Flint 2D modelin incelenen frekanstaki kararlılığını, kararsızlık durumu mod şekillerini, kararsızlığı etkileyen bazı parametreleri, dalga oluşum mekanizmasını belirlemeye elverişli olduğunu ileri sürmüşlerdir. Yukarıda bahsedilen modellerden Tseng ve Wickert hariç diskin kayma deformasyonları modelde yer almamaktadır.

Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi sprag-slip teorisi için oluşturulmuş en basit model yine Spurr [28] tarafından ortaya konmuş olandır. İki boyutta oluşturulan bu model, kayan rijit bir düzlem ile bu düzleme belirli bir açıyla temas eden ve döner mesnetli rijit bir maniveladan oluşmaktadır. Dolayısıyla esnek eleman

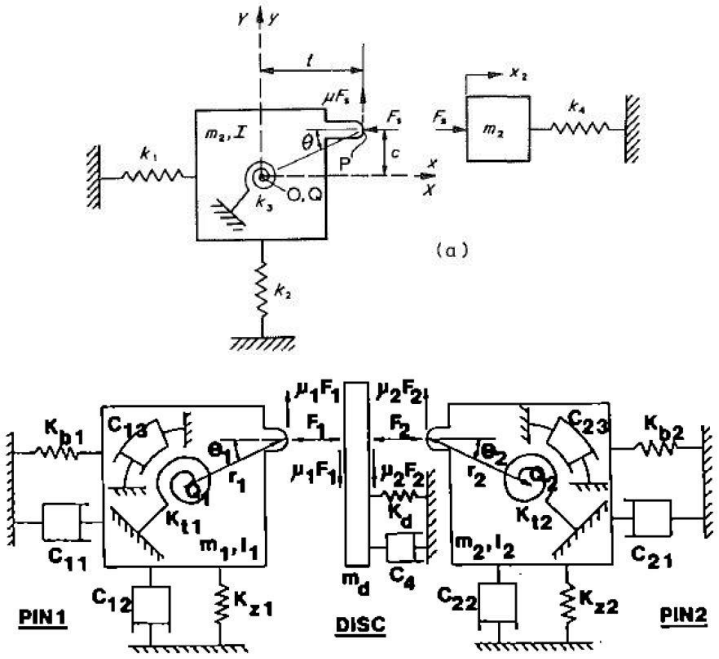
içermeyen bu modelde herhangi bir titreşim incelenmemekte, bunun yerine manivelaya etkiyen kuvvetler ele alınarak sonsuza yakınsadığı durumlarda analitik olarak kararsızlığın başladığı çıkarımı yapılmaktadır. Jarvis ve Mills [5] ise bu modelin deney düzeneğini kurdukları çalışmalarında analitik modellerinde (Şekil 1.9) manivela ve diski esnek kabul etmişlerdir.



Şekil 1.9 Sprag-slip teorisini açıklamak üzere kurulan disk üzeri manivela deney düzeneği ve modeli [5]

Earles ve arkadaşları ise geometri kaynaklı kararsızlık durumunu, disk, disk yüzeyine dik temas eden bir pin ve merkezi pin ekseninden kaçık hizada bir kütleden (pin desteği) oluşan bir model (pin-on-disk) kullanarak incelemişlerdir (Şekil 1.10).

Kütle sürtünme doğrultusunda ve disk düzlemine dik birer doğrusal, ve bir de açısal yay olmak üzere üç yay ve serbestlik derecesine sahipken, disk düzleme dik bir yay elemanı ile bir serbestlik derecesine sahiptir [31], [32]. Sonraki çalışmalarında ise kütle ve pin elemanını diskin iki yüzeyine de yerleştirdikleri [55] ve her bir yay elemanıyla birlikte sönüm elemanlarıyla sönümün etkisini de inceledikleri [56] analitik incelemeler gerçekleştirmişlerdir.



Şekil 1.10 Disk üzeri pin modeli [31], [56]

Sprag slip ve azalan sürtünme katsayısı teorilerine uygun şekilde, titreşimin enerji kaynağının geometri kaynaklı kararsızlık ve azalan sürtünme katsayısı olduğunu öne süren Murakami ve çalışma arkadaşları [33], geometrik yapı etkisini analiz etmek amacıyla 7 serbestlik dereceli, parçalı kütle ve katılık modeli analitik olarak kurulmuş ve incelenmiş. Modelde balata kütle ve atalet momenti, disk, silindir ve piston ise sadece atalet momenti olarak ele alınırken tork çubuğu, diskin dönme ekseninde balatalara etkiyen katılık ve sönüm olarak modellenmiştir. Silindir-piston, piston-iç balata, dış balata silindir tırnakları aralarında ikişer katılık ve sönüm elemanı yerleştirilirken balatalar ve disk arasında sadece sürtünme kuvveti olduğu varsayılmıştır. Bu yüksek serbestlik dereceli ve fren sisteminin birçok parçasının modele dahil edilmesinin bir başka sebebi ise Felske ve diğ.'nin [30] de iddia ettiği gibi, yüksek frekanslı gürültü probleminin birden çok sistem elemanlarının birlikte dahil olduğu bir titreşim hareketi (coupled vibration) olduğu düşüncesinin göz önünde bulundurulmuş olmasıdır.

Rhee tarafından hammering olayının birincil sebebi olarak gösterilen termoelastik kararsızlığın fren sisteminde incelenmesi amacıyla, Samie ve Sheridan tarafından [36] sonlu elemanlar modeli gerçekleştirilmiştir. Katı modelleri oluşturulan disk, balatalar, kaliper ve pistonun sınır koşulları belirlenip, sabitlemeleri yapılarak

formülasyonları oluşturulmuştur. Modellemede sürtünme kuvvetleri nedeniyle diskte oluşan deformasyonlar ihmal edilmiştir. Disk balata sürtünmesi sonucu oluşan deformasyon neticesinde sürtünme yüzeyindeki basınç dağılımının balata ön kenarına doğru kaydığı gözlemlenmiştir.

Sıcak bölge oluşumunun termoelastik analizi için kurulmuş en basit modellerden biri, eşit dağılmış basınç uygulayan iki yüzey arasında sabit hızla kayan düz şerit şeklinde modellenmiş disk kesitinden oluşan Lee ve Barber'ın [57] modelidir. Çalışmada, ısı oluşumu ve taşınımı incelenerek termoelastik kararsızlığı yaratan kritik hız tespit edilmiştir. Takip eden çalışmalarında [58] ise disk, 3 boyutlu içi boş daire şeklinde modellenmiş ve analitik sonuçlar bir önceki şerit modeli ile karşılaştırılmıştır. Sonraki çalışmalarında [59], sonlu elemanlar yardımıyla oluşturulmuş, disk ve balatalardan meydana gelen daha kapsamlı bir model ile tasarım parametrelerinin termoelastik kararsızlık ve sıcak bölge oluşumuna neden olan kritik hıza etkisini incelemişlerdir. Bu modelde sürtünme yüzeylerindeki hızlı ısı geçişini modelleyebilmek adına yüzeyde daha ince bir mesh tabakası oluşturulmuştur.

Modal eşleşme incelemesi için oluşturulmuş en basit modellerden biri düşey kuvvet konusunda da bahsi geçen Hoffman ve diğ.'nin [40] çalışmalarındaki analitik modeldir. Burada modal eşleşmenin oluşabilmesi için minimum gerekli olan 2 serbestlik dereceli model kullanılmış ve kompleks öz değer yöntemiyle incelenmiştir. Tek bir kütle, sürtünme kuvveti doğrultusunda ve sürtünme yüzeyine dik doğrultudaki düzlemde serbestliğe sahiptir. Bu bölümde bahsedilen modal eşleşmeyi analitik olarak inceleyen diğer çalışmaların [50] yanında bazı araştırmacılar da sonlu elemanlar yöntemleriyle analiz gerçekleştirmişlerdir [39]. Mottershead ve Chan [22], çap doğrultusunda ikişer, dairesel yönde 16 adet olmak üzere toplamda 32 elemandan oluşan ve iç çapı sabitlenmiş olan bir disk modeli oluşturmuşlardır. Bajer ve diğ [42] ise çok daha yüksek eleman sayılı bir sonlu elemanlar modeli ile disk ve balataları, hıza ve basınca bağlı değişen sürtünme katsayısının, katılık ve sönüm matrislerine etkisini de ilave ettikten sonra, öz değer analizi ile modal eşleşmeyi incelemişlerdir.

Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelerle birlikte detaylı sonlu elemanlar modellemeleri ve analizleri mümkün hale gelmesiyle bu yöntem birçok araştırmacı tarafından kullanılmıştır. Buna rağmen fren sistemi özelinde, balata disk arası karmaşık etkileşimin modellenmesinin zorluklarından ötürü [19], [41] çok daha minimal analitik modellemeler veya analitik ve sonlu eleman modellerinin bir arada kullanıldığı, analitik rotor modeli doğrulaması için modal test sonuçlarının kullanıldığı çalışmalar da yapılmaktadır. Ouyang ve diğ. [60], [41], [61] rotoru analitik olarak modellerken, kaliper kısmını ve balata disk arası etkileşimi sonlu elemanlar ile modellemişlerdir. Temas yüzeyi modellemesinde sürtünme düzlemindeki katılık değerleri, düşey düzlemdekilere göre çok yüksek sonlu elemanlar kullanılmıştır. Karamoozian ve diğ. de [62] çalışmalarında, özgün bir periyodik örgülü kiriş yapısına (kafes tipi) sahip disk frenin analitik modeli oluşturulmuştur. Doğrulama amacıyla oluşturulan sonlu elemanlar analizine modal analiz sonuçları girdi olarak verilmiştir. Sonlu elemanlar modeli ısı taşınım modelini ve rotor-balata temas bölgelerindeki lineer olmayan kuvvetleri de içermektedir. Elde edilen sonuçlar da geleneksel disk yapısınınkilerle (hava kanallı) yüksek frekanslı gürültü davranışı açısından karşılaştırılmıştır.

Ayrıca, matematiksel modellemede merkezkaç kuvvetleri jiroskopik kuvvetler çoğunlukla görece düşük disk açısal hızı sebebiyle ihmal edilirken [41], [60] (azami 30 rad/s), Tseng ve Wickert [23] 10 rad/s hıza kadar inceleme yapmalarına rağmen merkezkaç ve jiroskopik kuvvetleri hesaba katmışlardır. Burada, takipçi kuvvetler ve dönme hareketinden oluşan merkezcil ivmeler neticesinde rotor modelinin katılığı; merkezcil ivmeden, eğilmeden ve membran gerilmelerinden kaynaklanan korunumlu terim ve takipçi kuvvetlerin dönme ekseni (rotor düzlemine dik) doğrultusundaki korunumsuz bileşenlerinden oluşan terim ile ifade edilmiştir. Ayrıca rotordaki sönüm, ters simetrik matris şeklindeki jiroskopik kuvvetlerden elde edilmiştir. 20 rad/s hıza kadar inceleme yapan Schlagner ve Wagner [14] ise jiroskopik kuvvetleri hesaba katarken merkezkaç kuvvetlerini ihmal etmişlerdir. Yüksek hızlı (azami 1000 rpm) bilgisayar sabit bellek diskleri üzerinde inceleme gerçekleştiren Ono ve diğ. [20], [21] ise jiroskop kuvvetleri ihmal ederken merkezkaç kuvvetlerini denklemlerine eklemişlerdir. Mottershead ve Chan'in çalışmalarında [22], inceledikleri düzleme dik titreşim

modlarının her hızda kararsız olmaları sebebiyle, incelemelerini durağan şartta gerçekleştirmişler, dolayısıyla jiroskopik ve merkezkaç kuvvetler ihmal edilmiştir.

Birçok çalışmada diskin sürtünme yüzeyi düzleminde bulunan katılık değerleri, düzlem dışı doğrultuda olanlara göre çok yüksek kabul edilerek [22], [41], [60] bu yöndeki titreşimler ihmal edilmiştir. Buna karşın Baba ve diğ. [63] gibi bazı araştırmacılar sonlu elemanlar modellemeleriyle düzlem içi titreşimleri araştırmış ve bu titreşimlerin ihmal edilmeyecek kadar önemli olabileceğini göstermişlerdir. Ayrıca Chen [37], literatür araştırmasında bu konuyla ilgili yapılan diğer birçok önemli çalışmadan bahsetmiştir.

1.1.3 Deney Düzenekleri

Daha önceden de bahsedildiği gibi fren gürültü ve titreşim ölçümleri araç üzerine kurulan ölçüm sistemleri yardımıyla yol deneyleri şeklinde gerçekleştirilebildiği gibi [1] laboratuvar ortamında da sürdürülmektedir. Laboratuvar ortamında gerçekleştirilen ölçümler fren dinamometresi yardımıyla yine bütün bir araç üzerinden [6], aks, tekerlek, süspansiyon gibi elemanlarıyla birlikte bulunan fren sistemi üzerinden [34], [64] alınabilir. Bunun yanında, çok sayıdaki araştırmacının tercih ettiği gibi yalnızca disk ve kaliperden oluşan bir deney düzeneği üzerinden veya önceki bölümlerde bahsedilen mekanizmaları açıklamak amacıyla fren sisteminden bağımsız kurulan faklı düzenekler yardımıyla da gerçekleştirilebilmektedir.

Farklı ölçüm yöntemlerinin yanı sıra titreşim analizinde en sık kullanılan ölçüm yöntemi, incelenecek sistemin belirli noktalarına yerleştirilen ivmeölçerlerden veri toplamaktır. Deney sistemlerinde ivmeölçer yerleşimi bakımından önemli noktalardan bir tanesi de konumun, parçanın incelenecek önemli frekanslardaki düğüm noktalarına mümkün olduğuna uzak olmasıdır [65]. Bir diğer önemli nokta ise veri alınması sırasında ya da sonrasında yapılan veri işlemedir. İvmeölçerin düğüm noktasına yerleştirilmesi var olan bir veya birkaç doğal frekansın gözden kaçırılmasına sebep olurken, veri işlemede kullanılan pencerelemenin sönüm oranını %50 oranında etkileyebildiği gözlemlenmiştir [65]. İvmeölçer dışında, fren sistemi titreşimi ve mod şekilleri, lazer doppler vibrometre, DPHI, ESPI gibi yöntemlerle elde edilmektedir.

Bazı araştırmacılar azalan sürtünme katsayısı karakteristiği veya normal kuvvet değişimi ile meydana gelen sürtünme kuvveti değişimlerini göz önünde bulundurarak piezoelektrik sensör ve aktüatörlerle deneyler gerçekleştirmiştir. Schlagner ve Wagner [14], [15] sürtünme kuvvet dalgalanmalarının yüksek frekanslı gürültüye etkisini incelemek amacıyla balata katmanları arasına piezoseramik malzemeler yerleştirerek deney düzeneği oluşturmuşlardır. Aynı deney düzeneği ile Schlagner ve diğ. [66] yüksek frekanslı gürültünün aktif kontrolü için çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Kado ve çalışma arkadaşları [9], tarafından gerçekleştirilen çalışmada bir önceki çalışmalarında [47] modellenen sistem için bir deney düzeneği kurulmuş ve deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneyler bir fren sisteminde değil, önceki çalışmadaki modeli oluşturmak amacıyla tasarlanmış, dönen diskin bir yüzüne normal kuvvetle temas ettirilen disk üzeri balata (pad-on-disk) düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Açısal kaçık bir şekilde balatayı destekleyebilmesi amacıyla, balataya tek serbestlik derecesi verecek birbirine paralel yaprak yaylar kullanılmıştır.

Tutma-bırakma olayını incelemek amacıyla tasarlanmış en eski ve basit deney sistemlerinden bir tanesi Bowden ve Leben [25] tarafından kullanılmıştır. Bu düzenekte iğneli valflerle kontrol edilen su basıncı sayesinde sabit hızla kayan bir düzlem üzerinde sürtünme kuvvetini ölçen cihaza direkt bağlı sabit bir kütleden oluşmaktadır. Kütlenin sürtünme doğrultusundaki hareket, düzlemin alt ve üst tarafındaki sabit parçalara bağlı, gerginliği değiştirilebilen tel ile sınırlandırılmıştır. Düzenek bu haliyle, bir yay elemanıyla tek serbestlik verilmiş basit sürtünme osilatörüdür.

Kösteklenme-kayma mekanizmasını incelemek amacıyla araştırmacılar tarafından kurulan deney düzenekleri arasından, mekanizmayı öne süren kişi olan Spurr'un analitik modeline en yakın deney düzeneği Jarvis ve Mills [5] tarafından oluşturulmuştur. Bu düzenekte (disk üzeri manivela (cantilever/beam-on-disc)), diskin üzerine temas eden manivelanın uzunluğu, açısı ve diskin merkezine uzaklığı ayarlanabilmektedir. Manivelayı tutan parça, rijit kabul edilebilmesi amacıyla manivelaya göre ağır tasarlanmıştır. Kararsızlık durumları, bu

parametrelerin değiştirilmesiyle incelenmiştir. Burada manivela teoriden farklı olarak esnek davranıp, üzerine gelen kuvvetlerle eğilmekte, iç gerilmeleri belirli bir değeri aştığındaysa serbest kalarak eski konumuna gelmekte ve süreç tekrar etmektedir. Teoriyi ortaya atan Spurr'un çalışmasında [28] ise mekanizmayı doğrulamak için kurulan deney düzeneği için, bir fren sisteminin balata yüzeyinin, sadece destek noktasının önündeki bir bölümü sürtünme yüzeyi olacak şekilde yapısal değişiklikle yeniden tasarlanmıştır. Bu sayede balatanın destek noktası ve disk-balata temas yüzeyi doğrultusunun diske yine açılı gelmesi sağlanmıştır. Earles ve çalışma arkadaşları da [31], [32], [55] bir önceki bölümde açıklanan modellerini esnek bir manivela ucundaki kütle ve pinin diske sürtündüğü bir mekanizma ile deneysel olarak incelemişlerdir. Kütle üzerinde, düşey ve yatayda ivmeölçerler, açısal hareketi analiz etmek için de manivela üzerinde gerinimölçer bulunmaktadır.

Kchaou ve diğ. çalışmalarında [67], 100-150, 150-200, 300-400 μm silisli kum ve yol kumu partiküllerinin yüksek frekanslı gürültü oluşumuna etkisini deneysel olarak incelemek amacıyla fren sisteminin üzerine operasyon esnasında kum beslemesi yapacak bir düzenek kurmuşlardır. Bazı araştırmacılarsa bilyeli kumlama [34], kum püskürtme ile spiral şekilli sürtünme yüzeyi eldesi [64], malzeme yapısını değiştirme [68], farklı malzeme kullanma [17], [69] gibi yöntemlerle topografisi değiştirilmiş sürtünme yüzeylerinin yüksek frekanslı gürültü oluşumuna etkilerini incelemişlerdir. Fakat bu gibi farkların yüksek frekanslı gürültüye olan etkileri nihayetinde sürtünme katsayısı mertebesinin değişimiyle ilişkilendirilmektedir.

Sıcak bölge için özel deney düzenekleri üzerinde ölçüm yapılabilmesine rağmen [59], [70], fren sistemlerinde bu yöntem yetersiz kalmaktadır [36]. Fren sistemleri elemanlarının ısı dağılımı analizinde kızılötesi gibi termal görüntüleme yöntemleri daha sık tercih edilmektedir [59], [71]. Abendroth'un [36] dinamometre testi için tasarladıkları, parçanın dönüşünün, görüntülemeye olan etkisini gideren cihaz (derotator) ve termal görüntüleme kullanarak fren diski üzerinde sürtünme nedeniyle meydana gelen sıcak bölge oluşumunu (hot spots) göstermesi, diskin şekil değiştirmesi nedeniyle titreşim açısından önemlidir. Samie ve Sheridan [35] ise termoelastik olarak şekil değiştirmiş sürtünme yüzeyleri

arasına basınç hassasiyetli kağıt yerleştirilerek basınç dağılımının ilk duruma göre değişimini gösteren sonlu elemanlar modellerini doğrulamışlardır. Daha sonra Rhee'nin darbeyle tetiklenme mekanizması bu sonuçlardan yola çıkılarak temellendirilmiştir.

Özellikle fren titreşimi probleminin modal eşleşme ile açıklandığı durumlarda sistem elemanlarının titreşim hareketi mod şekillerinin de gözlemlenebildiği farklı ölçüm ve görüntüleme yöntemleri kullanılagelmiştir. Literatürde birçok araştırmacı, yüksek frekanslı gürültü mekanizmasını, bazı mod şekillerinin eşleşmesi, problemi ortadan kaldırmanın yolunu da bu birleşmiş modların birbirinden ayrılması olarak ele almıştır. Bu kapsamda, deneysel olarak, mod şekilleri ve bu modların dalga hareketlerini görsel olarak incelemek amacıyla bazı yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan ilki holografik girişimölçer (Holographic Interferometer) yöntemidir. Bu yöntem, bir fotovoltaik plaka üzerine cismin üzerinden yansıyıp kırınıma uğratılmış ışık alanının farklı zamanlarda algılanmasıyla uygulanır. Eğer cisim bu iki farklı zamanda yer değiştirdiyse (düşük bir genlikte), bu iki ışık alanının faz farkı ile girişim elde edilerek eş genlik kontörleri oluşturulabilir [72]. Holografik girişimölçer yöntemi ile fren titreşimini ilk inceleyenlerden olan Felske ve diğ. [30], disk frenlerindeki yüksek frekanslı gürültü problemi üzerine yaptıkları çalışmada, çevresel etkileri azaltacak şekilde güncellenmiş yöntem olan DPHI (Double-Pulsed Holographıc Interferometry), ve sürekli tekrar eden titreşim durumlarında iyi sonuç veren TAHI (Time-Average Holographic Interferometry) yöntemleri ile mod şekillerini incelemişlerdir. Bahsedilen yöntem ve uygulamaları dışında, Abendroth [71] çalışmasında, DPHI'ya göre daha düşük çözünürlük sağlayan fakat bilgisayarda son işlem yapmaya gerek duymaksızın anlık kayıt sağlayabilen ESPI (Electronic Speckle Pattern Interferometry) yönteminden, çok kolay haritalama yapabilen, gelişmiş fakat sabit ya da en azından tekrar eden titreşime ve modal karaktere dair bilgi içermediği için modal analize ihtiyaç duyan Lazer Dopler Tarama Sisteminden, akustik kamera teknolojisinden ve farklı termal görüntüleme teknikleri ile sürtünme ve mod şeklinin bir araya gelmesiyle oluşan sıcak bölgelerin görüntülenmesi yönteminden bahsetmiştir. Abendroth, daha verimli analizler elde edebilmek için, gelişmiş optik, akustik ve nümerik yöntemler ve modal analiz ile

entegre edilmiş dinamometre ve taşıt testlerinin bir araya gelmesi gerektiğini vurgulamıştır. Ayrıca Krupka ve diğ. [73], shaker kullanarak tahrik ettikleri diskin, ESPI yöntemini kullanarak hem temas düzlemine dik hem de temas düzlemi üzerindeki titreşim hareketlerini incelemişlerdir. Ichiba ve Nagasawa [12], mod şekillerini tespit etmek için DPHI kullanan araştırmacılardandır. Fakat bu yöntemin faz ilişkisini tespit etmede kullanamamasından ötürü, araştırmacılar aynı zamanda balata üzerine sürtünme doğrultusunda ve disk düzlemine dik doğrultuda yerleştirilen ivmeölçerlerden ve disk yüzeyi yakınına konumlandırılmış aralık ölçerden de yararlanmışlardır.

Baba ve diğ, [63] deneysel çalışmalarında, şapka ve sürtünme yüzeyi kısmında modifikasyonlar yapılmış üç farklı disk tasarımı kullanmışlardır. Bu tasarımlar, geleneksel fren sistemiyle ve 90 derece açıyla yerleştirilmiş iki kaliperli sistem kurularak düzlem içi titreşimler bakımından incelenmiş ve gürültülü frenleme sayıları üzerinden karşılaştırılmıştır. Yüksek frekanslı gürültü sırasında ölçümler için lazer dopler vibrometre kullanılmıştır.

Zarraga ve diğ. [39] sürtünme kaynaklı yüksek frekanslı gürültü sorununda modların ayrılmasını inceledikleri çalışmalarında sonlu elemanlar modeli doğrulamasını bir döner tribometre yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. Düzenekte dönüş hızı, normal kuvvet ve tork tribometre tarafından, ivme değerleri ve gürültü seviyesi ise sonradan yerleştirilen ivmeölçer ve mikrofon tarafından gerçekleştirilmiştir.

1.1.4 Etkin Parametreler ve Fren Gürültüsü Önleme Yöntemleri

1.1.4.1 Sürtünmenin Etkisi

Sürtünme hızına bağlı azalan sürtünme katsayısını, kendi kendini tetikleyen titreşimlerin temel mekanizması olarak gören araştırmalar baz alındığında, sürtünme katsayısı karakteristiğinin hızdan bağımsız veya hız arttıkça artan türde olduğu sistemlerin kullanılması, sistemi daha kararlı hale getirecektir. Murakami ve diğ.'nin [33] çalışmasında, sürtünme katsayısı arttıkça deneylerde yüksek frekanslı gürültü oluşumu ve modelde yüksek frekanslı gürültü indeksi artmıştır. Ayrıca azalan sürtünme katsayısı karakteristiğine sahip balata kullanıldığındaysa yüksek frekanslı gürültü indeksi daha yüksek değerlerde eskisi ile paralel seyreden

bir eğri oluşturmuştur. Bunun yanında yüksek sürtünme katsayısının aynı zamanda sürtünme karakteristiğinin negatif eğimini de arttırarak deneyde daha yüksek titreşime neden olduğu gözlemlenmiştir. Nakano, Kado ve çalışma arkadaşları, analitik ve deneysel çalışmalarından [9], [10], [47] elde ettikleri sonuçlar neticesinde, yüksek frekanslı gürültüyü önlemek amacıyla fren balatasının açısal olarak belirli bir miktar kaçık şekilde tasarlanmasının negatif eğimli sürtünme katsayısı karakteristiğine sahip sistemlerde kararsızlığı azalttığını iddia etmişlerdir. Bu çalışmalara göre; sürtünme düzleminde kendiliğinden değişen sürtünme kuvveti yönünün sağladığı pozitif sönüm etkisi ile [47], yaklaşık 30-45 derece açısal kaçık konumlandırma, azalan sürtünme karakteristiğine sahip sistemlerde kararlılık açısından en iyi sonucu vermektedir [9]. Ayrıca bu pozitif sönüm etkisi, sürtünme katsayısı yüke bağlı değişmediği sürece yük dalgalanmalarından bağımsızdır [47]. Sonraki çalışmalarında Benad, Nakano ve diğ. [48] enine titreşimleri kullanarak titreşimin aktif kontrolünü önermişler ve analitik olarak incelemişlerdir. Çalışmada büyük ve küçük titreşimlerin dinamiği ayrı ayrı incelenmiştir.

Azalan sürtünme katsayısı karakteristiği veya normal kuvvet değişimi ile meydana gelen sürtünme kuvveti değişimlerinin kararsızlık yaratabildiği düşüncesiyle Schlagner ve Wagner [14], [15] yüksek frekanslı gürültünün aktif kontrolü için piezoseramik aktüatör kullanımı önermişlerdir. Gürültü giderme üzerine gerçekleştirdikleri çalışmada [66] optimal kontrol uygulayarak devam etmekte olan titreşimin sistemin devreye sokulmasıyla giderildiğini göstermişlerdir. Neubauer ve Oleskiewicz [49] ise benzer bir düzenekte piezoseramik malzeme ve faz farkı yaratmak amacıyla şönt devreleri kullanarak pasif kontrol uygulamışlardır. Teoh ve MohdRipin [74] ise Thomsen [75] tarafından önerilen titreşim etkisi (dither effect) olarak adlandırılan yarı aktif bir kontrol yöntemi uygulamışlardır. Bu uygulamada, kendi kendine tetiklenen titreşim esnasında insan kulağının duyma eşiğinden daha yüksek frekansta titreşim, piezoseramik aktüatörlerle uygulanarak titreşim giderilmeye çalışılır.

Normal yükün etkisi konusunda yukarıdaki araştırmalarla uzlaşan bir başka çalışmada [12], normal yükün yüksek frekanslı gürültüye olan etkisinin hıza bağlı azalan sürtünme katsayısınınkine göre çok daha etkin olduğu sonucuna

varmışlardır. Buna karşın bazı araştırmacılar [47] ise fren gürültüsünün normal yüke duyarsız olduğu sonucuna varmışlardır.

Yukarıdaki iddialara karşın sürtünme katsayısı değerinin, azalan sürtünme katsayısı karakteristiğine göre daha etkin bir parametre olduğunu savunan araştırmacılar da mevcuttur [17]. Bu bağlamda sürtünen yüzeylerin topografisinin yüksek frekanslı gürültüye olan etkileriyle ilgili çalışmalar yapan araştırmacılar, yüzey özellikleri ve yüksek frekanslı gürültü arasında bir bağlantı keşfetmiş fakat bunu nihayetinde sürtünme katsayısının mertebesiyle ilişkilendirmişlerdir. Örneğin; Ericson, Jacobson ve çalışma arkadaşları, gerçekleştirdikleri farklı deneyler sonrasında sürtünme yüzeyinde çok sayıda küçük temas tepecikleri bulunan sistem (test edilen sistem için 0.01 mm^2 ve altı), az sayıda ve geniş tepeciklere göre yüksek frekanslı gürültü problemine daha yatkın olduğunu gözlemlemişlerdir [34], [68]. Düşük basınçlarda az olsa da yüksek basınçlarda bu tepeciklerin alanlarını ezerek arttırması sebebiyle fren basıncının yüksek frekanslı gürültüye etkisi tepecik yüzey alanlarından daha baskın hale gelerek yüksek frekanslı gürültüyü arttırmaktadır [68]. Sonraki çalışmalarında Ericson ve Jacobson [17], basınç değişiminin sürtünme katsayısına olan etkisi ile belirgin bir gürültü artışı görememiş ve basıncın yüksek frekanslı gürültüye sınırlı etkisini, balatanın deformasyonu nedeniyle sistemin sınır koşullarının değişimine bağlamışlardır. Deneylerde basınç değişim yönüne göre değişen sürtünme katsayısı (histerezis) gözlemlenmiş fakat gürültüye belirgin etkisi gözlenmemiştir [17]. 200°C'a kadar sıcaklığın ortalama temas tepeciği alanına ve dolayısıyla yüksek frekanslı gürültüye etkisi çok az gözlemlenmiştir [68]. Bu çalışmalarda yüzeydeki geniş ve az sayıdaki tepeciklerin, temas yüzeyini azaltması sonucu sürtünme katsayısını düşürmesi sebebiyle yüksek frekanslı gürültüyü azalttığı ve bir şekilde (yüzey aşınması, yüksek basınç ile ezilme) sürtünme katsayısının tekrar yükseldiği durumlarda (kritik bir değerden sonra) yüksek frekanslı gürültü probleminin dramatik olarak tekrar arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Bir diğer çalışmada ise [64] kum püskürtme ile oluşturulan spiral formlu sürtünme yüzeylerinin, yüksek frekanslı gürültü gerçekleşen frenleme sayısını bariz bir şekilde düşürdüğü gözlemlenmiştir. Bu formun bölgesel sürtünme yüzeyinin sürekli yer değiştirerek kendi kendini tetikleyebilecek olası yüksek frekanslı

gürültünün önlendiğini öne sürmüşlerdir [64]. Kchaou ve çalışma arkadaşları da [67], her ne kadar uygulama alanı bulunmasa ve yüzey aşınmasına sebep olsa da frenleme esnasında sisteme kum partikülleri göndermenin sürtünme katsayısını azaltarak yüksek frekanslı gürültü oluşumunu azalttığını gözlemlemişlerdir. Öneri olarak da sürtünme yüzeylerinde kullanılacak katkıların dikkatli seçilmesini ileri sürmüşlerdir.

Özet olarak; bilyeli kumlama ile spiral form oluşturarak, kum püskürtme uygulayarak, farklı malzemeler kullanarak ya da sisteme frenleme sırasında kum göndererek elde edilen düşük sürtünme katsayısı, belirgin bir yüksek frekanslı gürültü azalmasını sağlamakta [17], [30], [34] fakat bu geçici etkilerin ortadan kalkmasıyla sorun tekrar başlamaktadır. Bu çalışmalarla ayrıca düşük fren basıncında yüksek frekanslı gürültü oluşumunun eskisinden daha da yüksek sürtünme katsayısında gerçekleştiğini gözlemlemişler, buradan yola çıkarak gürültü için belirli bir seviyede sürtünme kuvvetinin gerektiğini öne sürmüşlerdir [17].

1.1.4.2 Geometrinin Etkisi

Kösteklenme-kayma teorisinde yüksek frekanslı gürültünün temel sebebi olarak geometrik ve kinematik kaynaklı kararsızlıklar görülmektedir. Bu bağlamda gürültünün önlenmesi için alınması gereken başlıca önlem sistemin, özellikle de disk, balata ve destek noktası geometrisinin, sürtünme katsayısının değeri göz önünde bulundurularak doğru tasarlanmasıdır [5]. Earles ve çalışma arkadaşlarının genişletilmiş bakış açısına göreyse, belirli bir sürtünme katsayısı için farklı destek noktası-temas noktası açısı, kütle, katılık [31], [32], [55] ve sönüm değerleriyle [56] kararlı ve kararsız bölgeleri tanımlamış, dolayısıyla kararlı tasarımın parametrelerini belirlemişlerdir. Bu çalışmalardaki ortak ve temel nokta; temas yüzeyindeki tepki kuvveti açısının, destek noktası-temas noktası açısından büyük olmasının ($\tan^{-1}\mu > \theta > 0$) kararsızlığı arttırdığı çıkarımıdır. Bu denklemden yola çıkılarak, yüksek sürtünme katsayısının, temas noktasına yatayda yakın, düşeyde uzak bir destek noktasının karasızlığı arttıracağı söylenebilir. Sürtünme katsayısının kararsızlığa etkisi bağlamında bu mekanizma, yüksek sürtünme katsayısının daha yüksek oranda yüksek frekanslı gürültü

yarattığı sonucuna varan çalışmalarla örtüşmektedir. Fakat muhtemelen bu modelin fren sistemine uygulanmasındaki en büyük belirsizlik; gerçekte temasın yayılı ve zamanla değişken şekilde meydana gelmesidir. Murakami ve diğ'nin [33] deney ve analiz sonucuna göre de fren basıncının art kenarda, önde gelen kenara göre daha fazla artmasının yüksek frekanslı gürültü indeksini düşürdüğü ileri sürülmüştür. Bu etkinin, temas yüzeyindeki kuvvetin merkezini kaydırarak kösteklenme-kayma mekanizmasıyla uyumlu şekilde kararsızlığı düşürmüş olması muhtemeldir.

1.1.4.3 Atalet Katılık ve Sönümün Etkisi

Earles [56], kösteklenme-kayma teorisi üzerine kurduğu çalışmasında sistemin atalet, katılık ve sönüm değerlerinin değişiminin titreşime etkisi üzerine çıkarımlarda bulunmuştur. Earles'ün sönüm elemanları ve karşılıklı iki pin içeren modelinden (modellemeler bölümünde açıklanmıştır) elde ettiği analitik sonuçlara göre; disk kütlesi, pin kütlesi veya pin atalet momenti artışı, kararsız bölge alanını ve kararsızlık genliğini bir değere kadar arttırırken bu değerden sonra düşürür. Ono ve diğ. [21] takipçi kuvvetler merkezinde geçekleştirdiği çalışmaları neticesinde, yüksek açısal atalet ve katılığın ve düzleme dik atalet ve katılığın geri yönde ilerleyen modları (backward trawelling modes), kritik hızın üstünde kararsızlaştırdığı sonucuna varmışlardır.

Earles'e [56] göre pin desteği burulma katılığı artışı, kararsız bölge alanını düşürürken, kararsızlık genliğini belirli bir değerden sonra düşürür, diske dik pin desteği katılık artışı, kararsız bölge alanını belirli bir değere kadar düşürür, sonrasında sabit kalırken, kararsızlık genliğine belirgin etkisi yoktur. Ono ve diğ.'nin [21] çalışmalarında yüksek açısal ve düşey katılıkların durağan (statioanary / zero-frequency) tip ve birleşik tip (merged-type) olmak üzere iki tip kararsızlığı tetiklerken, ataletlerin ise sadece birleşik tip kararsızlığı tetiklediği gözlemlenmiştir. Yalpa ve düzlemsel katılıktan kaynaklı kararsız modlar, bu katılıklar değiştirilerek giderilebilirken, kütlelerin değişimi için bu etki gözlemlenememiştir. Ayrıca, Sürtünme kuvvetinden dolayı oluşan kararsızlıkların, düzleme dik atalet ve katılığı ve yalpa katılığı arttırılarak giderilebildiği görülmüştür. Bir diğer çalışmalarında da [20] sürtünme elemanı katılığının kritik

hızı arttırdığı (yüksek modlarda daha az artışla) gözlemlemişlerdir. Murakami ve diğ.'nin çalışmalarında [33] silindir tırnakları arasındaki mesafenin artmasının yüksek frekanslı gürültü indeksini önce arttırdığı, sonra düşürdüğü yani bir en kötü noktasının bulunduğu, tork çubuğu katılığının ise tersine yüksek frekanslı gürültü indeksi açısından bir optimum noktası olduğu fakat bu optimum noktanın yerinin diğer parametrelere göre değiştiği gözlemlenmiştir. Kado ve Nakano'ya [10] göre balatanın bağlı olduğu, sürtünme düzleminde birbirine dik konumlanmış iki yay elemanından katılığı büyük olan kararlılığı kontrol etmektedir. Kararlılık için gerek şart ise yatay ve düşey katılıklarının oranlarında bağlı, $\kappa \neq 1$ ($\kappa = kx/ky$) olarak belirlenmiştir. Ouyang ve diğ. [60] çalışmalarının son kısmında katı balata malzemesi ve daha yumuşak kaliper malzemesinin uygun birleşimi ile kararsızlığın giderilebileceği çıkarımları yapılmıştır.

Murakami ve diğ. [33] ve Ouyang ve diğ. [60] sönümün her zaman kararlılığı olumlu etkilediği fakat mod frekanslarına çok az etkide bulunduğu [41] sonucuna varmışlardır. Earles'e göre [56] disk sönümü artışının kararsız bölge alanına belirgin etkisi yokken, kararsızlık genliğini büyük oranda düşürür, diske dik pin desteği sönüm artışının kararsız bölge alanına belirgin etkisi yokken, kararsızlık genliğini arttırır ve pin desteği burulma sönümü artışı hem kararsız bölge alanını hem de kararsızlık genliğini düşürür. Ono ve diğ.'ne [20], [21] göre sürtünme kaynaklı, yüksek frekanslı kararsız modların giderilmesinde sürtünme elemanındaki yalpa sönümünün büyük etkisi varken, düşey sönümün ise düşük bir etkisinin olduğu sonucu elde edilmiştir.

Sistemin kütle ve katılık değerleri (matrisleri) kararsızlığın oluşacağı frekans bakımından çok önemlidir. Fakat bu değerlerin değiştirilmesiyle sorunlu frekansın zorlanmış frekanstan uzaklaştırılması, diğer frekansların da yer değiştirerek zorlayıcı frekans(lar)a yaklaşmasına ve sorunun devamına neden olabilir [76]. Bu nedenle bazı araştırmacılar titreşim azaltma amacıyla sistemin sönümünü arttırıcı bazı yalıtım malzemeleri üzerinde araştırma yapmayı tercih etmişlerdir. Hoffman [77] çalışmasında balata yüzeyi arkasına yerleştirilen ARS (adhesive-rubber-steel), ARSRA (adhesive-rubber-steel-rubber-adhesive), RSR (rubber-steel-rubber), RFS(rubber-fiberglass-steel), SAS (steel-adhesive-steel) gibi yalıtıcı malzemelerden bahsetmiştir. Chen de [37] çok katmanlı yüzeylerin

oluşturulmasının, sönüm etkisini arttırarak hem sıcak hem soğuk şartlarda gürültüyü giderebildiği kanısındadır.

1.1.4.4 Sıcak Bölge Etkisi

Rhee ve çalışma arkadaşları [16], titreşim ve gürültü gidermek için kullanılan yalıtıcıların, darbeyle tetiklenme olayını da önlemek amacıyla yeniden tasarlanmasıyla daha verimli hale geleceğini öne sürmüşlerdir. Ayrıca sıcak bölgeler ve bunların deformasyonundan kaynaklı kararsızlıklar için sürtünme yüzeyinin kısa olması ve frenleme sırasında sistemin iyi soğutulması ve sıcaklığın olabildiğince eşit dağılmasının yararlı olacağı açıktır [78]. Anderson ve Knap'e göre, malzemenin kalınlığı ve heterojenliği, kaplamanın dönme düzlemine dik yöndeki ısıl genleşmesi ve katılığı arttıkça sıcak bölge oluşumu artarken, kaplama ısıl iletkenliği, yoğunluğu ve özgül ısı artışı sıcak bölge oluşumunu azaltmaktadır. Sıcak bölge oluşumundaki en etkin parametrelerden biri sürtünme hızıdır, bir başka değişle yukarıda sıcak bölge oluşumunu azalttığı söylenen parametreler, sıcak bölge oluşumuna neden olan kritik hızı arttırmaktadır. Tasarım parametreleri olarak da uzun temas yüzeyi ve kalın sürtünme elemanları sıcak bölge oluşumunu arttırmakta, rahatlatma delik ve kanalları ise termoelastik kararsızlığı azaltabilmektedir. Kritik hızı büyük oranda belirleyen parametre ise diskin termoelastik şekil değiştirmeyle burulmuş haldeki dalga boyudur. Lee ve Barber'a [57] göre, kinematik olarak destek noktası bularak kararlılığını koruyabilmek için balata bu dalga boyunun birkaç katı uzun olmalıdır. Barber ve çalışma arkadaşları, Anderson Knap ile sürtünme yüzey uzunluğu, malzeme kalınlığı [59], ısıl iletkenlik ve termal genleşme katsayısının [57], [70] etkisi konusunda aynı kanıda olmasının yanında, düşük elastisite modülünün sıcak bölge oluşumunu giderici etki yarattığı sonucuna varmışlardır.

Karamoozian ve diğ. [62], darbeyle tetiklenme mekanizmasından bağımsız olarak gerçekleştirdikleri öz değer analizi çalışmaları sonucunda düşük sıcaklık değerleri ısı kaynağına daha uzak olması sebebiyle balatanın öncü kenar (leading edge) kısmında bulunurken, kuvvet dağılımı açısından ayrılmalar artçı kenar (trailing edge) kısmında gözlenmiştir. Araştırmacılar çalışmalarında, geleneksel soğutma kanalları yerine tasarladıkları örgülü kafes yapıya sahip disk titreşimin analitik ve

deneysel incelemişlerdir. Kafes yapıda örgüye sahip diskte balata-disk yüzeyindeki basınç dağılımı daha düzgün elde edilmiştir. Yüksek frekanslı gürültü oluşumu ise incelenen yeni disk için 2-8 kHz arasında daha yoğun görülmüş fakat geleneksel olana göre %14 daha az gerçekleşmiştir.

Bahsedildiği gibi sıcak bölge oluşumu açısından yüksek sürtünme hızı ve fren basıncı kararsızlığı arttırıcı etki yaratmaktadır. Bunun yanında bu mekanizmadan bağımsız olarak benzer sonuçlara ulaşan başka araştırmacılar da mevcuttur. Lindberg ve diğ. [6] dinamometre üzerinde araçla yaptıkları ve kabin içinden gürültü ölçümü aldıkları deneysel çalışmalarında, gürültü seviyesinin taşıt hızı ve fren basıncıyla orantılı olarak arttığı sonucuna varmışlardır. Ouyang ve diğ. [41], [60], sistemin rotor açısal hızına büyük oranda bağlı olduğu fakat değişiminin farklı mod çiftleri kararsızlık hallerini farklı etkilediğini ileri sürmüşlerdir. Bazı başka araştırmacılar da [20], [21] kararlılığı, parametrelere bağlı olarak değişen ve geçildiğinde kararsızlığın oluştuğu bir kritik hız üzerinden incelemişlerdir. Bahsi geçen bu hızlardan çok daha düşük hızlarda gerçekleşen yüksek frekanslı titreşimleri inceleyen ve Behrendt ve diğ. [27], hız arttıkça yüzeyde gerçekleşen tutma-bırakma olaylarının yapısal titreşime dönüşme ihtimalinin düştüğünü öne sürmüştür. Fakat burada sıfıra yakın dar ölçekteki hız aralığından bahsedilmektedir. Buna karşın sürtünme yüzeylerinin hızının titreşime belirgin bir etkisinin olmadığını [5] ya da kararsızlığın her hızda bulunduğunu [22] savunan çalışmalar da mevcuttur. Kösteklenme-kayma teorisi temelinde inceleme yapan Eriksson ve Jacobson [17] yüksek frekanslı gürültü için belirli bir seviyede sürtünme kuvvetinin, dolayısıyla belirli bir fren basıncının gerektiğini öne sürmüşlerdir.

1.1.4.5 Mod Eşleşmesi

Mottershead ve Chan [22] yüksek frekanslı gürültü probleminin temel sebebinin diskin çift modları olduğunu, bu durumun ise diskin simetrik yapısından kaynaklandığını vurgulamışlardır. Chen'e [37] göre yüksek sürtünme katsayısı mod eşleşme ihtimalini her zaman arttırmaktadır.

Hulten ve Flint [19] analizler sonucunda, balatanın disk üzerinde kapladığı daire diliminin oransal olarak genişliğinin artmasının mod eşleşme eğilimini arttırdığı çıkarımlarına ulaşılmıştır.

1.1.4.6 Birleşik Titreşim (Coupled Vibrations)

Farklı mekanizmaları da inceleseler, sistemdeki parçaların bütün halinde yakın frekanslara sahip modlarında titreşim sergilediği (coupled vibrations) konusunda uzlaşılan birçok çalışma mevcuttur [5], [30], [33], [43], [44]. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda, sistem elemanlarının önemli mod frekanslarının birbirinden mümkün olduğunca uzak tasarlanmasının titreşimi azaltıcı yönde etki edeceği açıktır.

Baba ve diğ. [63], tam olarak birleşik titreşime örnek olmasa da diskteki bir mod şeklinin, kaliper konumuna bağlı oluşumunu kullanarak, bu frekanstaki titreşimini gidermeye yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada araştırmacılar, yalnızca inceledikleri düzlem içi modda, kaliper konumu ve 180 derece karşı konumunun düğüm noktası (node), 90'ar derece öncesi ve sonrasının ise karın bölgesi (antinode) olduğunu ve şapka kısmının karın bölgesine doğru eğildiğini gözlemlemişlerdir. Araştırmacılar, diskin dönme hareketine karşın, titreşim hareketindeki bahsedilen düğüm ve karın noktalarının uzayda sabit kaldığını gözlemlemişlerdir. Kalipere göre konumlanmış, uzayda sabit bu mod şeklinden yola çıkarak, şapkanın çeper kısmını 90'ar derece açılar boyunca ince-kalın şekilde tasarlamayı ve kaliper konumunun 90 derece sonrasına bir kaliper daha yerleştirmeyi önermişlerdir. Deneysel olarak inceledikleri iki önerinin de yüksek frekanslı gürültü sorununu giderdiğini gözlemlemişlerdir. Bu sonuç, dönüş sırasında sürekli değişen sönümün gürültüye izin vermediği yönünde yorumlanmıştır.

1.1.5 Problemin Gelişimi ve Güncel Durumu Hakkındaki Görüşler

Çalışmanın konusu olan alanda çalışan ve kabul görmüş bazı araştırmacıların konuyla ilgili literatür tarama çalışmaları da mevcuttur. Aşağıda bu çalışmalardan bazıları ve konunun literatürdeki yeri hakkındaki yorumları verilmiştir.

Ibrahim [79], [80] literatür özetlerinin ilk kısmında, sürtünme kaynaklı titreşim problemini; sürtünme yüzeylerinin temas mekaniği ve sürtünmenin hız, zaman,

yüzey sıcaklığı ve normal yüke olan bağımlılığı başlıklarında ele alan çalışmaları incelemiştir. Sonuç olarak sürtünme mekaniğinin, bazılarına nonlineer olmak üzere çok fazla parametreye bağlı olması nedeniyle, titreşim mekanizmalarını açıklamak üzere öne sürülen modellerin genelleştirilmiş bir açıklama sağlayamadığını ve her bir sistem ve çalışma şartı için farklı model oluşturma zorunluluğunun ortadan kaldırılamadığını iddia etmiştir. Çalışmasının ikinci kısmında ise sürtünmenin sönüm ve kendi kendini uyaran özelliklerini, bir serbestlik dereceli sistemlerle sürtünme kaynaklı titreşimin sabit ve hıza bağımlı yapısını, sürtünme ve kaosu, elastik elemanların sınır koşullarını, düşük (chatter) ve yüksek frekanslı gürültü ile ilgili mühendislik uygulamalarını ele alan çalışmalar incelenmiştir. Sonuç olarak, zaman içinde ilerleme kaydedilmesine rağmen, bu karmaşık problemin kapsamlı olarak modellenememiş olduğunu, sürtünmenin lineer olmayan modal eşleşmeye etkisinin anlaşılması gerektiğini ve analitik, deterministik ve rastlantısal (stochastic) analizlerin deneysel sonuçlarla desteklenmesi gerektiğini vurgulamıştır.

Yang ve Gibson [81] literatür incelemelerinde yüksek frekanslı fren gürültüsü ile ilgili çalışmaları; disk ve kampanalı frenlerin titreşim kaynakları, kapalı form teorik yaklaşımlar, yüksek frekanslı fren gürültüsünün azaltılması ve fren malzemeleri başlıkları altında incelemiş ve yüksek frekanslı gürültü sorununun tamamen ortadan kaldırılmasının uzun vadeli, baskın mekanizmalarının anlaşılmasının ise kısa vadeli hedef olması gerektiğini öne sürmüştür.

Papinniemi ve diğ. [82], literatürü; yüksek frekanslı fren gürültüsünün karakteristiği, analitik, deneysel ve nümerik yöntemler başlıkları altında ele almış ve sürtünme ara yüzü mekanizmanın açıklanmasında kullanılacak uygun modelin olmaması nedeniyle bu karmaşık sistemin teorik analizinin zor olduğunu vurgulamıştır.

Akay [83] çalışmasında sürtünme kaynaklı gürültü ile ilgili çalışmaları geniş bir biçimde ele almış fakat çalışmasının disk fren gürültüsü ile ilgili kısmında bu problemin hala giderilememiş büyük bir problem olduğunu belirtmiştir. Çeşitli isimlerle anılan farklı gürültüler için genelleştirilememiş farklı mekanizmaların

bulunduğunu, oluşan gürültünün sönümlenmesi için uygulanan farklı tekniklerin de kendilerine has eksikliklerinin bulunduğunu vurgulamıştır.

Kinkaid, O'Reilly ve Papadapouls [38] fren gürültüsü ile ilgili deneysel çalışmaları, gürültüyü önlemek için önerilen yöntemleri ve analizlerde kullanılan çeşitli modelleri bir derleme makalesinde toplamıştır. Bu makalede deneysel çalışmalar; sürtünme katsayısı ve fren gürültüsü arasındaki ilişkiyi inceleyen klasik deneyler, titreşim tabanlı deneyler ve triboloji tabanlı deneyler, nümerik çalışmalar ve titreşim probleminin giderilmesine yönelik çalışmalar olarak sınıflandırılmış ve bu başlıklar altında incelenmiştir. Kinkaid, genellikle kararsızlık halini öngören lineer analizler üzerine çalışıldığını belirtmiş; ancak fren gürültüsünün kapsamlı olarak anlaşılabilmesinin kararsızlık hali sonrasını inceleyen, lineer olmayan analizlere bağlı olduğunu ve bu alanda eksikler olduğunu belirtmiştir.

Ghazaly ve diğ. [84] çoğunlukla yüksek frekanslı fren gürültüsü problemini açıklamak üzere öne sürülen farklı mekanizmaları ele almışlar ve mekanizmaların hiçbirinin problemi genel bir biçimde açıklayamadığını iddia etmişlerdir.

1.2 Tezin Amacı

Çalışmanın konusu olan problemin çözümüyle ilgili zaman içinde önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Fakat yüksek frekanslı fren gürültüsü sorunu ile ilgili yapılmış literatürdeki çalışmalardan ve diğer literatür incelemelerinden anlaşılacağı gibi; literatürde bu konuyla ilgili çok sayıda çalışma olmasına ve bu fenomeni açıklamak için öne sürülmüş birden fazla teori güncelliğini korumasına rağmen, literatürün problemi tüm yönleriyle açıklayamadığı görüşü hakimdir. Ayrıca mekanizmalar dışında da, sistem parametrelerinin problemi ne şekilde ve hangi yönde etkilediği konusunda da açıklığa kavuşmamış görüşlerin mevcut olduğu, bu durumun da her bir sistem kararlılığını öngörmede ayrı modelleme ve deneylere gereksinim yarattığı anlaşılmaktadır. Bunun da ötesinde, yapılan çalışmaların çoğunun, yüksek frekanslı fren gürültüsü oluşumuna neden olacak kararsızlık hallerinin öngörülmesini amaçladığı fakat kararsızlık halinin oluşması durumunda meydana gelen dinamiklerin anlaşılmasına yönelik lineer olmayan analizlerin yetersiz olduğu belirtilmiştir. Sonuç olarak, bahsedilen gelişmeler ve problemin bugünkü durumu göz önünde bulundurulduğunda, yüksek frekanslı

fren gürültüsü sorunu ile ilgili yapılacak yeni deneysel ve matematiksel çalışmalara olan ihtiyacın fazla olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada, fren sistemine ait elemanların deneysel modal analizlerinin ardından, sonlu elemanlar metodu kullanılarak deneysel sonuçlarla yüksek uyuma sahip, disk ve balataya ait nümerik modeller elde edilmiştir. Laboratuvar ortamında kurulu olan, elektrik motoru ile tahrik edilen fakat gerçek frenleme süreçleri ile oldukça iyi örtüştüğü düşünülen [2] bir fren deney düzeneği kullanılmış olup, farklı parametrelerin yüksek frekanslı titreşim oluşumuna etkilerinin gözlemlenmesi amaçlanmıştır. Sonrasında, basit fakat gerçekleştirilen fren deneylerinde görülen dinamikleri ve kararsızlık durumlarını açıklamaya elverişli, düşük serbestlik dereceli lineer olmayan bir matematiksel model yardımıyla, yüksek frekanslı fren gürültüsü oluşum mekanizmasının açıklanması amaçlanmıştır.

1.3 Orijinal Katkı

Gerçekleştirilen fren sistem elemanları modal testlerinin ardından, sistemin, titreşim oluşumu açısından en kritik elemanlarından olan disk ve balataya ait deneysel doğal frekanslar ve optimizasyon yöntemleri kullanılarak nümerik model güncellemesi ve malzeme özellikleri tayini gerçekleştirilmiştir. Bu kısımda, deney tasarımı (DoE) yöntemleri kullanılarak, nümerik modele ait meta model geliştirilmiş, ardından lineer regresyon ve optimizasyon teknikleriyle, deneysel modlarla en yüksek uyumu gösteren nümerik model ve malzeme özellikleri tespit edilmiştir. Oluşturulan bu süreçte, farklı deney tasarımı yöntemlerinin ve optimizasyonda kullanılan farklı amaç fonksiyonlarının, nümerik model güncellemesi ve özellik tespitindeki performansları bakımından kıyaslanmasının yanında, optimizasyonda özgün bir ağırlıklandırma yöntemi kullanılmıştır. Bu sayede, fren elemanlarına ait hassas sonlu eleman modelleri elde edilmiş, malzeme özellikleri yüksek doğrulukta tespit edilmiş, modal testlerde tespit edilemeyen mod frekansları elde edilmiş ve frekansları elde edilmiş mod şekillerinin sürekli görünümlerine ulaşılmıştır.

Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde fren deney düzeneğinde, farklı hız, basınç, sıcaklık şartlarında çok sayıda deney gerçekleştirilerek parametrelerin etkisini

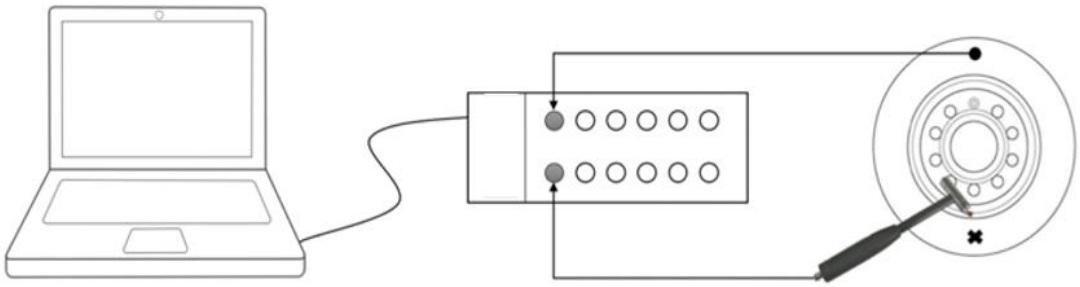
incelemeye elverişli veri toplanmış ve parametre değişimlerinin titreşime olan etkileri analiz edilmiştir. Bu veriler ışığında oluşturulan, lineer olmayan, düşük serbestlik dereceli fakat çok sayıdaki deney verisi ile uyumlu bir matematiksel model oluşturulmuştur. Yapılan deney sonuçlarının yorumlanması ve oluşturulan matematiksel model yardımıyla, genel kabul görmüş tek bir açıklamaya sahip olmayan, sürtünme kaynaklı, yüksek frekanslı gürültü oluşumu mekanizmasıyla ilgili literatüre katkıda bulunulması amaçlanmıştır.

Literatürde çok sık rastlanmayan şekilde, hem gürültü eğilimine dair yorum yapmaya izin verecek, hem de çok sayıda gerçekleştirilen fren gürültü deneylerindeki basınç–gürültü frekansı ilişkisini açıklayabilen, 3 serbestlik dereceli, doğrusal olmayan bir model kurulmuştur. Kurulan model sayesinde, fren testlerinde karşılaşılan 3 gürültü frekansı değerleri, modelin doğal frekanslarıyla, ve bu değerlerin basınç değişimiyle ilişkisi ise lineer olmayan temas yüzey katılığıyla açıklanabilmiştir. Ayrıca frenleme sırasında meydana gelen gürültü oluşumunun; kaliper parmakları ve diskin, sürtünme düzlemine dik yöndeki yüksek genlikli yer değiştirmelere sebep olan doğal frekansları ile yakından bağlantılı olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır.

2
MODAL ANALİZ

2.1 Deneysel Modal Analiz

Bu bölümde, fren diski, fren balatası, kaliper ve kaliper braketi parçalarının, 3 eksenli ivmeölçer, çekiç ve veri toplama cihazı kullanılarak modal testleri gerçekleştirilmiştir. Kullanılan modal test sisteminin temsili şematiği Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.1 Modal test sistem şematiği

2.1.1 Modal Test Ekipmanları

Testlerde veri toplama cihazı olarak, 51.2 kHz örnekleme hızına (teorik olarak 25.6 kHz titreşimleri algılama kapasitesine) ve 24 bit analog-dijital dönüştürücüye sahip Brüel&Kjaer 3560-B-020 cihazı kullanılmıştır. Darbenin uygulanması için, 22.7 mV/N hassasiyete sahip, orta sertlikte, vinil kaplama uçlu çekiç kullanılmıştır. İvme verisi, parça üzerine manyetik olarak yerleştirilmiş, 1.02 mV/(m/s^2) hassasiyete sahip 3 eksenli ivmeölçer yardımıyla alınmıştır. Kullanılan ivmeölçer ±5 hassasiyet toleransı içinde, z ekseninde 2–10,000 Hz frekans aralığına sahiptir. Veri toplama işlemi için Pulse yazılımı kullanılmıştır.

2.1.2 Modal Test Prosedürü

Yukarıda bahsi geçen parametrelerden ilki olan, modal test sırasında toplanacak olan ivme değerleri, hedeflediğimiz titreşim türü için uygun frekans aralığı ve hassasiyete sahip ivmeölçer, darbe çekici ve veri toplama cihazı yardımıyla

toplanarak bileşenlerin frekans cevapları elde edilmiştir. Testler, fren parçalarının misina ile asılmasıyla, serbest sınır koşullarının simüle edildiği ortamda gerçekleştirilmiştir. Serbest sınır koşullarının tercih edilmesinin amacı, araştırılan parçanın mesnetlenecek yapıdan kaynaklanabilecek ilave etkiler ve olası belirsizliklerden izole edilerek ölçüm alınabilmesidir. Bu sayede, yalnızca incelenen parçaya ait olan modal karakteristiklerin elde edilmesi amaçlanmaktadır.

Modal test, Maxwell'in Karşılıklılık Teoremi'nde (Maxwell's Reciprocity Theorem) açıklandığı üzere; lineer davranışlı yapılarda girdi ve çıktıların yerlerinin değiştirilmesi sonucu elde edilecek cevapların aynı olduğu ve simetrik bir frekans cevap matrisinin elde edildiği kabulü ile gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak, farklı noktalardan darbe uygulanırken sabit bir noktadan cevabın ölçüldüğü (gezen çekiç) ya da farklı noktalardan ölçüm alınırken sabit bir noktadan darbe uygulandığı (gezen ivmeölçer) ardışık ölçümler (SISO) alınmıştır [85], [86].

Ölçümler, sistemin girdiye verdiği cevaptaki gürültüyü bertaraf etmede daha başarılı bulunan ve hesaplanması daha pratik olması sebebiyle daha sık tercih edilen [85] H1 tip kestirimci kullanılarak FRF (akselerans) formunda elde edilmiştir. Ölçümlerde oluşabilecek gürültüyü bertaraf etmek adına, her bir ölçüm noktasında aynı ölçüm üçer kez alınmış ve Brüel&Kjaer Pulse yazılımı tarafından bu üç ölçümün ortalama değerleri kullanılmıştır. Ölçümlerin geçerliliği elde edilen koherans değerleri baz alınarak irdelenmiştir. Son olarak, toplanan FRF verisi, doğal frekans değerleri ve mod şekillerinin elde edilmesi amacıyla bilgisayara aktarılmıştır.

Modal testlerde, temiz bir FRF verisi ve yeterli bir mod şekli elde etmek için göz önünde bulundurulması gereken bir diğer önemli nokta, parça üzerinde darbenin uygulanacağı ve ivme verisinin alınacağı konumlardır [65]. Bu nedenle bu çalışmada, parçaların olası mod şekillerindeki düğüm noktalarından ölçüm alınması ihtimali de göz önünde bulundurularak, yeterli sayıdaki noktadan ölçüm toplanmış; disk ve balata parçaları için, modal testlerden elde edilen mod şekilleri ile sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilenler karşılaştırılarak ölçüm noktalarının konumlarının doğruluğu ve yeterliliği irdelenmiştir.

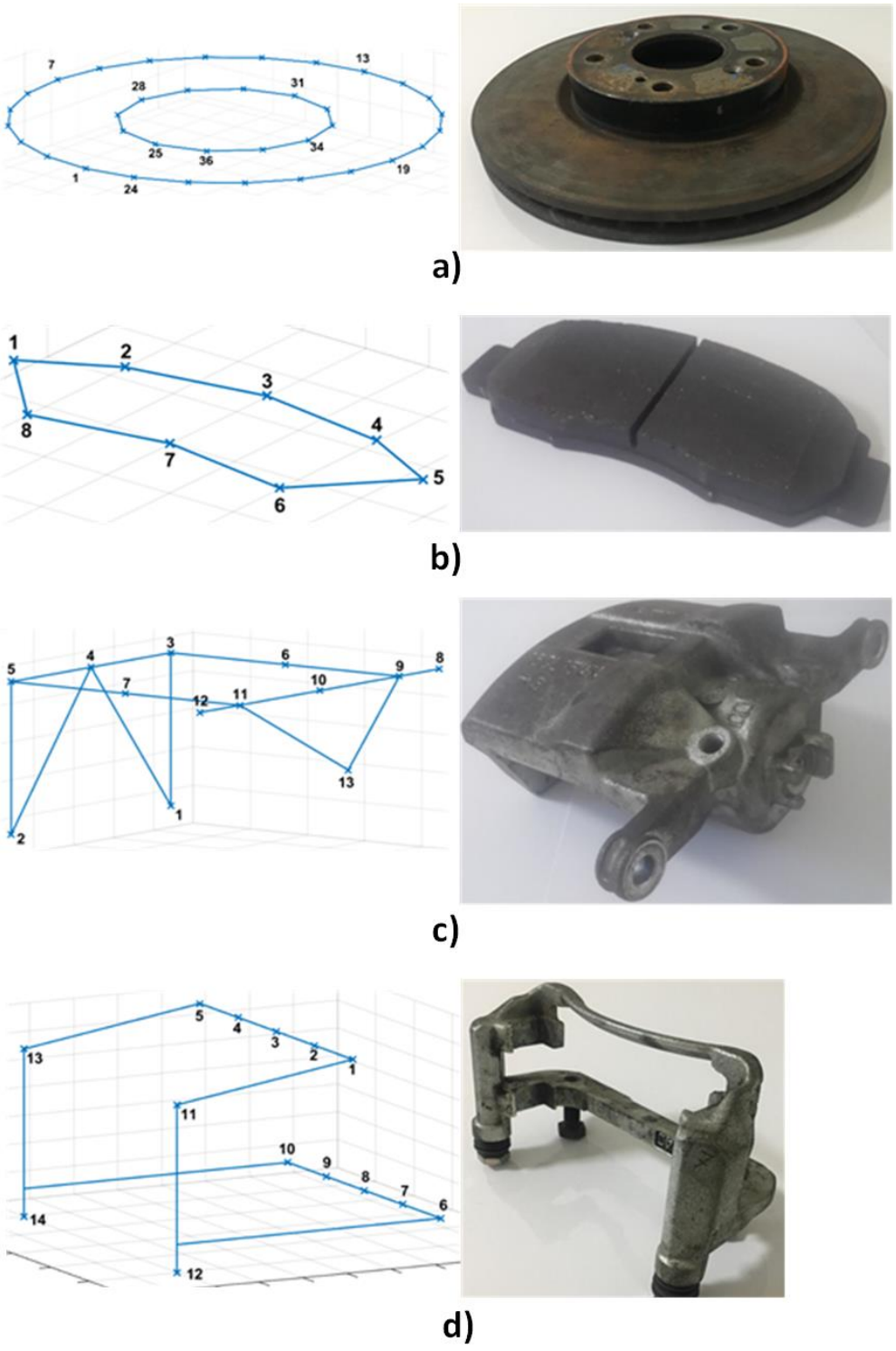
Disk modal testinde, diskin şapka kısmı üzerinden 12 farklı noktadan, sürtünme yüzeyi üzerinden ise 24 farklı noktadan ivmeölçer verileri alınmıştır. Şekil 2.2.a'da, ölçüm alınan noktalar ve disk görüntüleri verilmiştir. Ölçümler ivmeölçer gezdirilirken, 13 numaralı noktadan z doğrultusunda (sürtünme düzlemine dik) darbe uygulanarak gerçekleştirilmiştir.

Balata modal testinde, balata destek plakası üzerinden 8 farklı noktadan, z doğrultusunda (sürtünme düzlemine dik) ivmeölçer ve çekiç girdileri ölçümleri alınmıştır. Şekil 2.2.b'de, ölçüm alınan noktalar ve balata görüntüleri verilmiştir. Ölçümler ivmeölçer gezdirilirken, 5 numaralı noktadan z doğrultusunda darbe uygulanarak gerçekleştirilmiştir.

Disk ve balata modal testlerinde, titreşime en çok neden olan mod şekillerinin z doğrultusunda (düşük katılık, yüksek genlikli) deformasyona neden olan modlar olması [22] ve bu geometrilerde 3 eksenden sağlıklı bir şekilde darbe girdisinin verilmesinin genelde mümkün olmaması sebebiyle sadece z ekseninden kuvvet girdisi uygulanmış ve bu doğrultudaki ivme verileri değerlendirmeye alınmıştır. Yine de nümerik modal analiz kısmından görüleceği üzere, görece az sayıda da olsa disk ve balata parçalarına ait düzlem içi (x-y düzleminde) mod şekilleri gözlemlenmiştir.

Kaliper modal testinde, parça üzerinden 13 farklı noktadan, ivmeölçer ve çekiç girdileri ölçümleri alınmıştır. Şekil 2.2.c'de, ölçüm alınan noktalar ve kaliper görüntüleri verilmiştir. Braket parçasındakine benzer sebeplerle kaliper modal testlerinde de çekiç gezdirilmiş ve 6 numaralı ölçüm noktasından ivme değerleri alınmıştır. Testlerde 1, 2, 3, 4, 5, 8 ve 13 numaralı noktalara 3 eksende kuvvet girdileri verilirken, parça geometrisi gereği 6, 9, 10, 11 ve 13 numaralı noktalarda 2 eksende kuvvet girdisi verilebilmiştir.

Braket modal testinde, parça üzerinden 14 farklı noktadan, ivmeölçer ve çekiç girdileri ölçümleri alınmıştır. Şekil 2.2.d'de, ölçüm alınan noktalar ve braket görüntüleri verilmiştir.



Şekil 2.2 Fren a) diski, b) balatası, c) kaliperi ve d) braketi ölçüm noktaları ve parça görünümleri

Bütün yüzeylerin, ivmeölçeri sağlıklı ölçüm alabilecek şekilde yerleştirilmesine uygun olmaması sebebiyle braket modal testlerinde çekiç gezdirilmiş, 8 numaralı ölçüm noktasından ise ivme değerleri alınmıştır. Testlerde 1, 5, 6, 10, 11, 12, 13 ve 14 numaralı noktalara 3 eksende kuvvet girdileri verilirken, parça geometrisi

gereği 2, 3, 4, 7, 8 ve 9 numaralı noktalarda 2 eksende kuvvet girdisi verilebilmiştir. Fakat 2 koldaki bu ara noktalarda ölçülemeyen 3. Eksen doğrultusunda ki katılığın çok yüksek olmasından dolayı, baskın bir titreşim hareketi beklenmemektedir.

Ölçümler sonucu elde edilen her noktaya ait kompleks FRF değerleri, mod şekillerinin elde edilmesinde kullanılmıştır. Mod şekilleri MATLAB yazılımı kullanılarak yazılan bir kod yardımıyla, düşük sönümlü yapılara uygun olan quadrature picking tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Bu teknik, düşük sönümlü, dolayısıyla modların birbirinden görece ayrık olduğu varsayılan yapılarda, rezonans frekansındaki bir noktanın modal genliğinin, o noktadaki FRF değerinin imajiner kısmı (quadrature spektrumu) tarafından domine edildiği varsayımına dayanmaktadır [87]. Tek serbestlik dereceli bir yapıda, rezonans frekansında elde edilen FRF değeri tamamen imajiner kısımdan oluşmaktadır. Düşük sönümlü ve ayrık modlu yapılarda da doğal frekanstaki FRF değeri tamamen imajiner kısımdan oluşmasa da bu kısım büyük oranda baskın gelmekte ve ilgili noktanın doğal frekanstaki modal yer değiştirmesini büyük oranda yansıtmaktadır [88]. Dolayısıyla mod şekilleri, her bir nokta için alınan FRF verilerinin kompleks kısımlarının ölçeklendirilip bütün parça için bir araya getirilmesiyle elde edilmiştir.

2.1.3 Modal Test Sonuçları

Bu bölümde, fren sistemi elemanlarından disk, balata, kaliper ve braket modal testlerinden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan çekiç otospektrumu, koherans, frekans cevap fonksiyonlarının grafikleri ve elde edilen mod frekans ve şekilleri verilmiştir.

Çekiç otospektrumu, uygulanan darbenin, parçaya hangi frekanslarda, ne miktarda enerji verildiğinin göstergesi olması açısından önemlidir [85]. Ayrıca, frekans cevap fonksiyonlarının (FRF) elde edilmesinde kullanılmıştır.

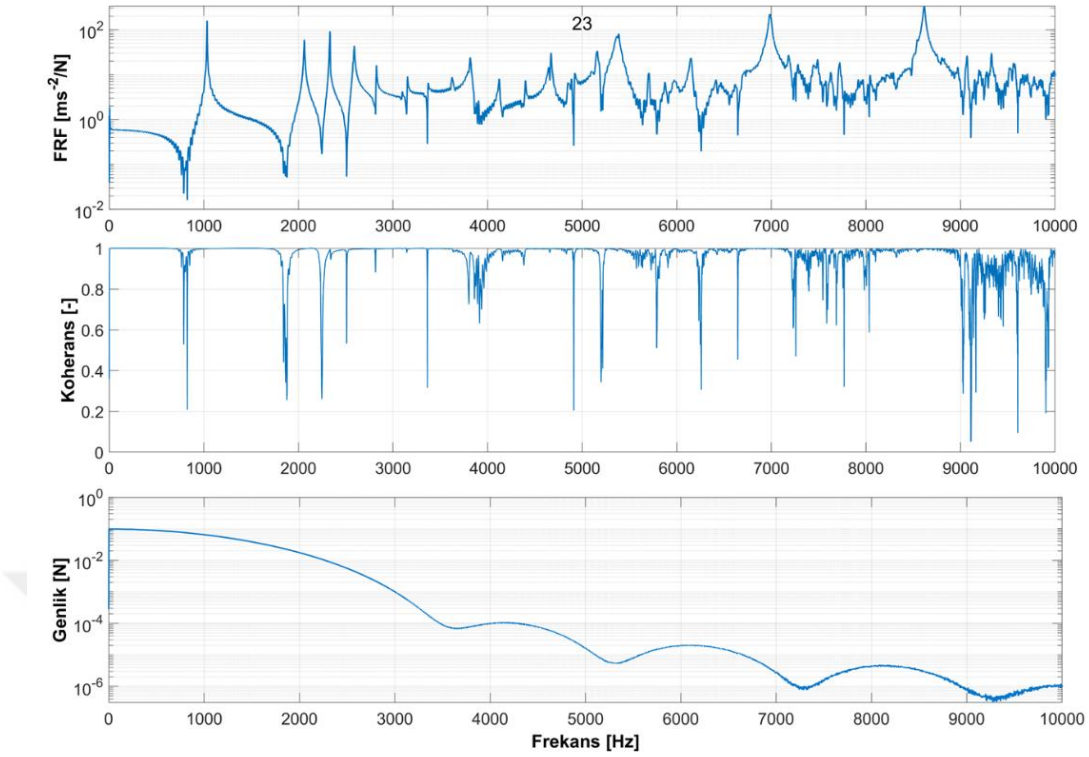
Koherans değeri 0 ve 1 arasında verilirken, 1 koherans değeri ölçümde gürültü veya nonlineerlik bulunmadığını ifade etmektedir [89]. Uygun bir ölçüm için koherans değerlerinin birden çok uzaklaşmaması beklenmektedir.

Dört fren sistemi parçasına ait modal test sonuçları incelendiğinde, genel olarak ivmeölçerin z eksenindeki maksimum ölçüm aralığı olan 10 kHz sınırına kadar koherans değerleri yüksek olan çok sayıda nokta bulunmaktadır. Bu nedenle aşağıdaki kısımda verilen ölçüm sonuçları 10 kHz sınırına kadar verilmiştir. Buna rağmen 5-6 kHz'ten sonraki yüksek frekanslarda bazı noktalara ait koherans değerlerinde düşüşler gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, aynı parçaya ait diğer noktaların FRF sonuçlarıyla ve oluşturdukları mod şekilleriyle birlikte irdelenmiş ve FRF sonuçlarında gözlemlenen tepe noktalarının rezonans frekansı olup olmamaları bu bağlamda ele alınmıştır. Ayrıca disk ve balataya ait sonlu elemanlar sonuçlarıyla yapılan eşleştirmeler bu iki kritik parçanın deneysel doğal frekans ve mod şekillerinin tespitinde doğrulama yapmaya olanak tanımıştır.

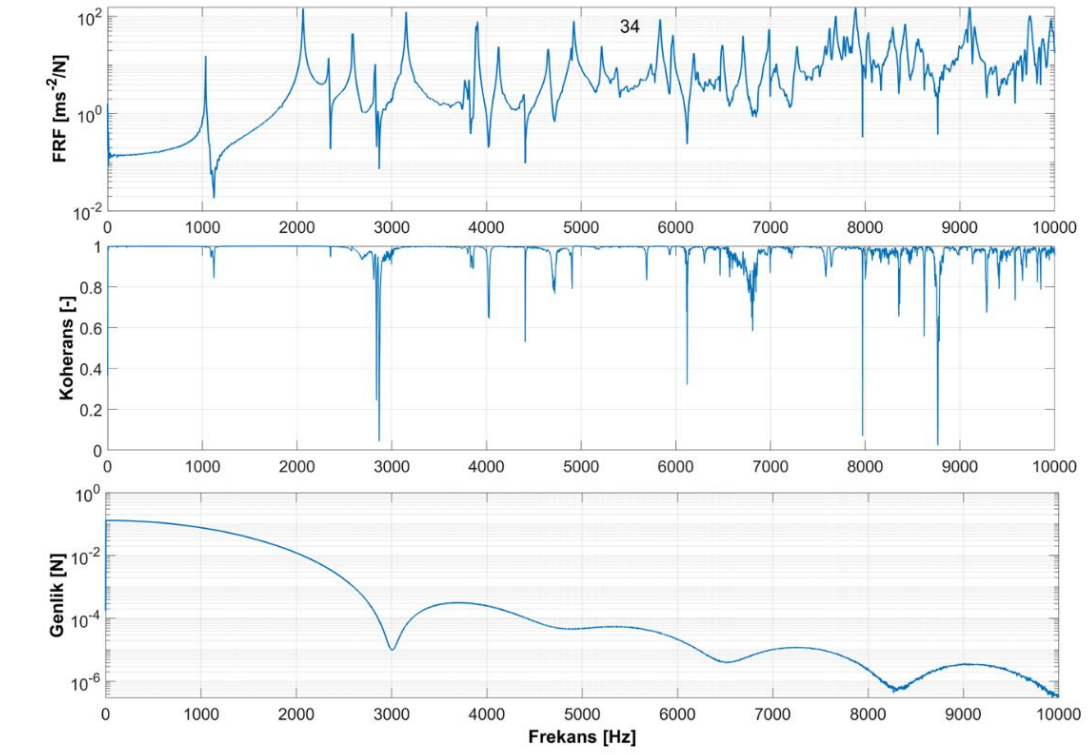
2.1.3.1 Disk Modal Test Sonuçları

Şekil 2.3'te disk modal testlerinde, sürtünme yüzeyi üzerinde bulunan 23 ve şapka üzerinde bulunan 34 numaralı ölçüm noktalarından elde edilen frekans cevap fonksiyonları, koherans değerleri ve çekiç otospektrumları verilmiştir.

Diske ait modal test koherans sonuçları yüksek değerlere sahip olmasına karşın FRF grafiğinde özellikle yüksek frekanslarda rezonans frekansı olup olmadığı belirsiz gözüken tepe noktaları görülmektedir. Bu bölgelerdeki mod şekilleri incelenmiş ve nümerik analizlerle de karşılaştırmalı olarak tekrar irdelenecektir.



a)

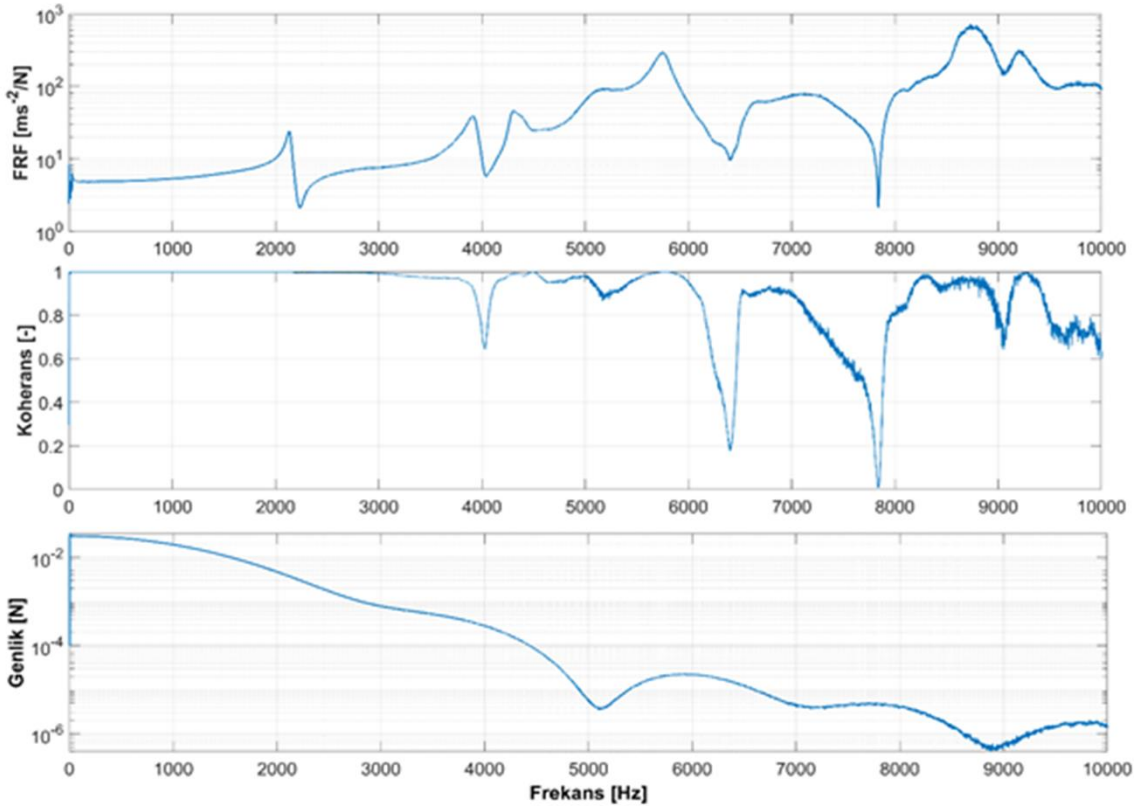


b)

Şekil 2.3 Diskin a) sürtünme yüzeyinden (nokta 23) ve b) şapka üzerinden (nokta 34) elde edilen frekans cevap fonksiyonu (FRF), koherans değerleri ve çekiç otospektrumu sonuçları

2.1.3.2 Balata Modal Test Sonuçları

Şekil 2.4'te balata modal testlerinde, 6 numaralı ölçüm noktasından elde edilen frekans cevap fonksiyonu, koherans değerleri ve çekiç otospektrumu örnek olarak verilmiştir.



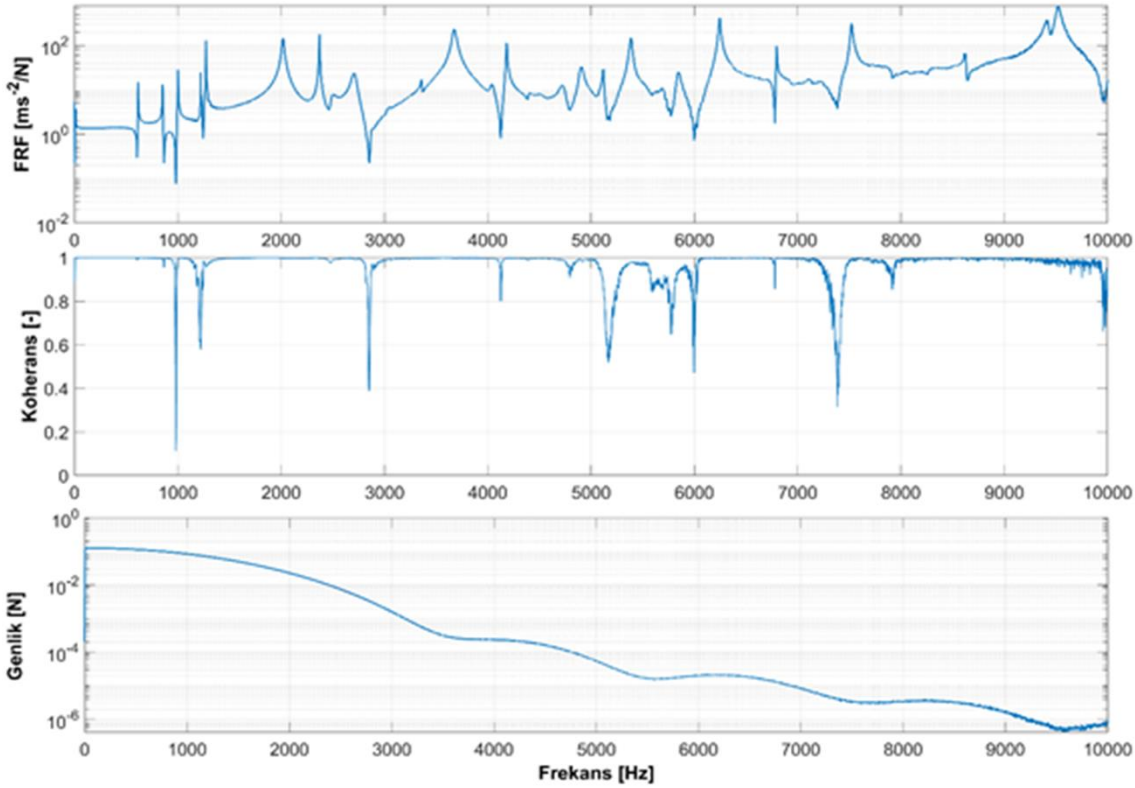
Şekil 2.4 Balata modal testi frekans cevap fonksiyonu (FRF), koherans değerleri ve çekiç otospektrumu

Balataya ait rezonans bölgelerindeki FRF tepeleri ve antirezonans bölgelerindeki koherans düşüşleri diğer parçalarda olduğu gibi eğimi yüksek ani artış ve azalışlar şeklinde değil, daha geniş frekans bölgelerine yayılmış durumdadır. Bu durumun balatanın kompozit sürtünme malzemesinin yüksek sönüme sahip olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir [85]. Bunun dışında, özellikle yüksek frekanslarda fazla düşen koherans değerlerininse yine sürtünme malzemesinin lineer olmayan yapısına bağlı olduğu öngörülmektedir [90].

Disk parçasında olduğu gibi balataya ait rezonans frekansları ve mod şekilleri de doğrulama bölümünde karşılaştırmalı olarak verilecektir.

2.1.3.3 Braket Modal Test Sonuçları

Şekil 2.5'te braket modal testlerinde, 12 numaralı ölçüm noktasından elde edilen frekans cevap fonksiyonu, koherans değerleri ve çekiç otospektrumu verilmiştir.



Şekil 2.5 Kaliper braketi modal testi frekans cevap fonksiyonu (FRF) ve koherans değerleri

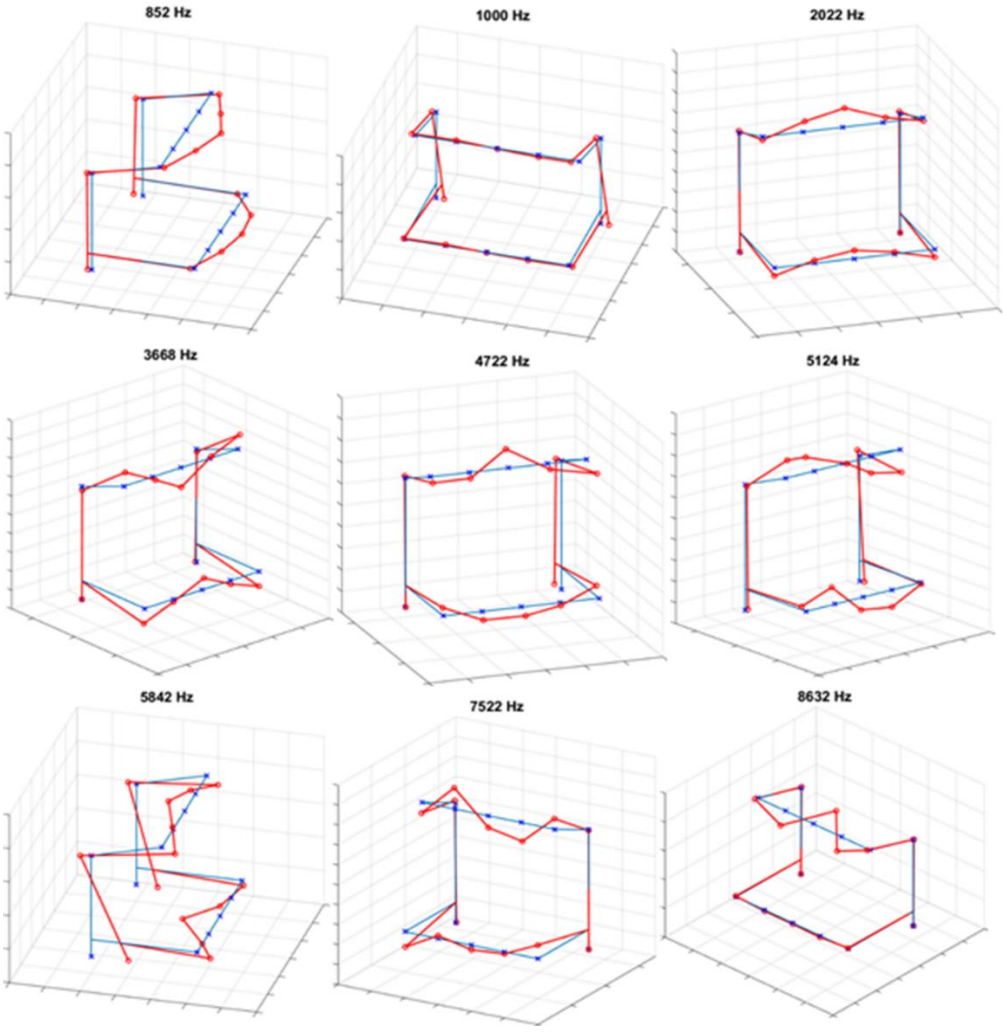
Koherans değerlerinin genel olarak 1'e yakın değerlerde seyrettiği görülmektedir. Düşük değerlere indiği bölgeler genellikle faz açısının sıçrama yaptığı antirezonans bölgeleri olup, bu bölgelerdeki düşük değerler ölçümde bir gürültünün meydana geldiğini ifade etmemektedir [85]. Bu anlamda, yukarıda görülen ölçümün güvenilir olduğu ve frekans cevap fonksiyonunda görülen tepe noktalarının mod şekillerinin oluştuğu rezonans bölgeleri olduğu sonucuna varılabilir.

Braket ölçümlerinde tespit edilen tepe noktaları frekans değerleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1 Modal test sonuçlarından tespit edilen braket mod frekansları

Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]
1	852	**7**	3668	**13**	6248	**19**	9424
2	1000	**8**	4184	**14**	6798	**20**	9524
3	1222	**9**	4924	**15**	7522		
4	2022	**10**	5124	**16**	7918		
5	2370	**11**	5392	**17**	8632		
6	2708	**12**	5842	**18**	9120		

Elde edilen rezonans frekanslarında oluşan braket mod şekilleri çizdirilmiş ve bazılarına ait mod şekilleri örnek olarak Şekil 2.6'da verilmiştir.

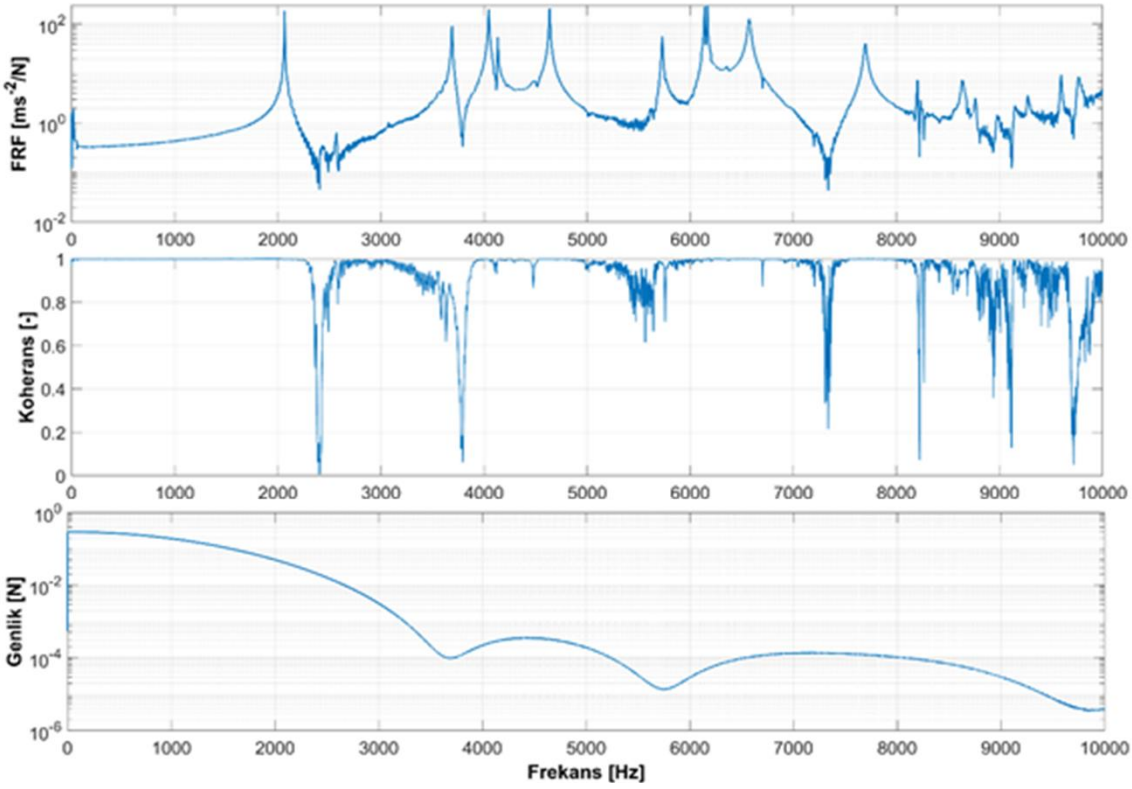


Şekil 2.6 Kaliper braketi örnek mod şekilleri ve frekansları

Verilen mod şekli sonuçlarındaki mavi noktalar, parça üzerindeki ivmeölçer yerleştirilen noktaların deforme olmamış hallerinin, kırmızı noktalar ise bu noktaların deforme olmuş hallerinin konumlarını göstermektedir.

2.1.3.4 Kaliper Modal Test Sonuçları

Şekil 2.7'de kaliper modal testlerinde, 6 numaralı ölçüm noktasından elde edilen çekiç otospektrumu, frekans cevap fonksiyonu ve koherans değerleri verilmiştir.



Şekil 2.7 Kaliper modal testi frekans cevap fonksiyonu (FRF), koherans değerleri ve çekiç otospektrumu

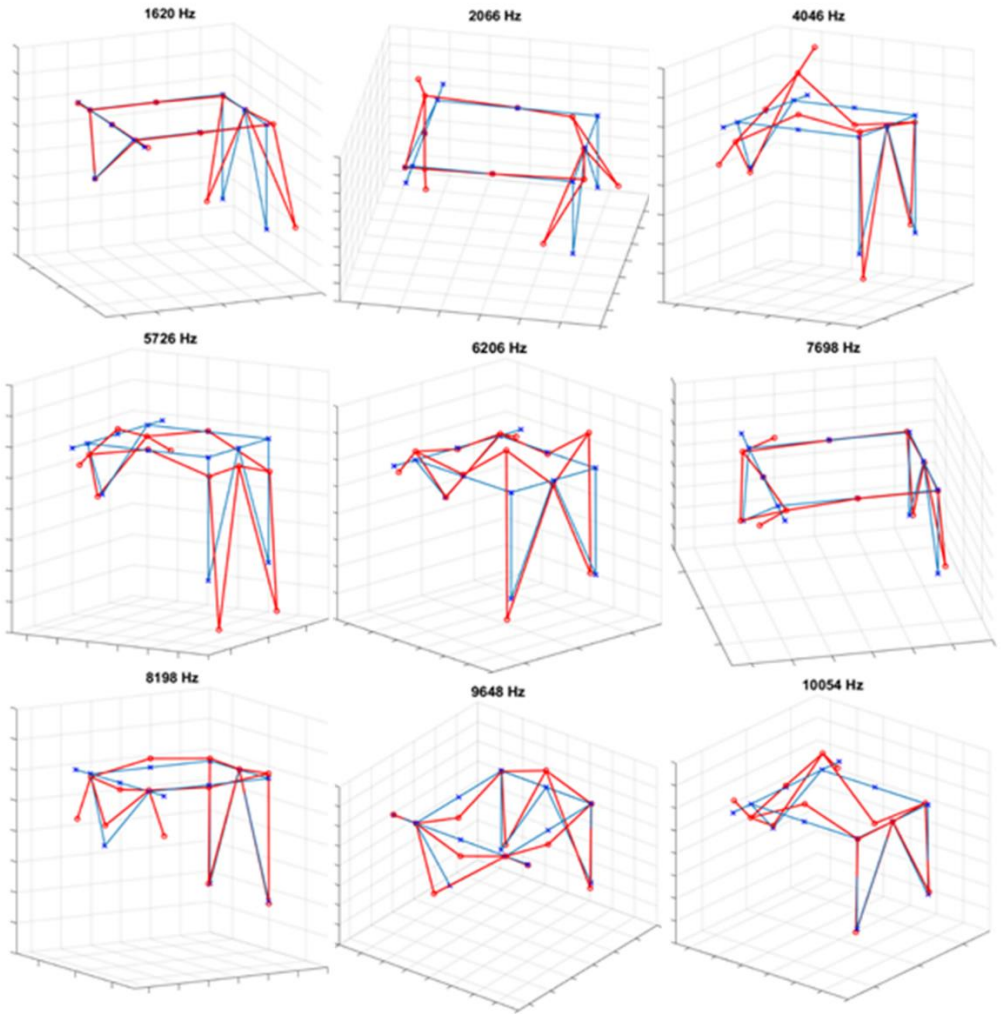
Braket ölçümlerindekine benzer şekilde, antirezonans bölgeleri dışında koherans değerlerinin genel olarak 1'e yakın değerlerdedir. Fakat 2400 Hz civarlarında ve 8000 Hz sonrasında koherans değerlerinde düşüş ve FRF değerlerinde bir miktar belirsizlikler gözlemlenmiştir.

Şekil 2.7'deki (ve diğer noktalara ait) FRF grafiklerinde tespit edilen tepe noktaları frekans değerleri Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2 Modal test sonuçlarından tespit edilen kaliper mod frekansları

Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]
1	1620	**7**	4480	**13**	6574	**19**	8960
2	2066	**8**	4636	**14**	7240	**20**	9592
3	2414	**9**	4824	**15**	7698	**21**	9648
4	2756	**10**	5726	**16**	7794	**22**	10054
5	3690	**11**	6104	**17**	8198		
6	4046	**12**	6206	**18**	8510		

Elde edilen rezonans frekanslarında oluşan kaliper mod şekilleri çizdirilmiş ve bazılarına ait mod şekilleri örnek olarak Şekil 2.8'de verilmiştir.



Şekil 2.8 Kaliper örnek mod şekilleri ve frekansları

2.2 Nümerik Modal Analiz

Bu kısımda, fren diski ve balatasının 3 boyutlu çizimleri gerçekleştirilmiş, modal analiz için kullanılacak ağ (mesh) yapısı oluşturulmuş, ağ yapısında kullanılan parametreler güncellenerek, doğal frekans sonuçlarının ağ yapısından bağımsız hale geldiği eleman sayısı tespit edilerek ağ yapısı iyileştirilmiştir. Ardından nümerik modele ait mod şekilleri elde edilmiştir. Parçalara ait nihai doğal frekanslar ise bir sonraki bölümde, optimum malzeme özellikleri elde edilip nümerik model güncellendikten sonra verilecektir.

2.2.1 Nümerik Modal Analiz Prosedürü

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen modal analiz sonuçlarının güvenirliliği açısından ANSYS programı yardımıyla ağ yapısı ayarları parametrik olarak güncellenerek, modal analizde kullanılacak nihai ağ yapısı elde edilmiştir. Ağ yapısına karar vermede, oluşturulan kaba ağ yapısından, eleman sayısı arttırılarak ince ağ yapısına gidilirken doğal frekans değerlerindeki yüzde değişim takip edilmiş ve frekans değerindeki değişimin belli bir değerin altına indiği noktadaki eleman sayısı yeterli kabul edilmiştir. Ağ yapısı iyileştirmesi sırasında, analizlerden sonra karar verilecek olan nihai malzeme özellikleri değil, literatürden alınan disk ve balata malzeme özellikleri alt ve üst limitlerinin ortalama değerleri kullanılmıştır ve bahsedilen sınırlar 2.3 alt bölümünde açıklanmıştır. Bu bölümde, elde edilen frekans değeri değil yalnızca ağ yapısının yeterliliği irdelenmiştir.

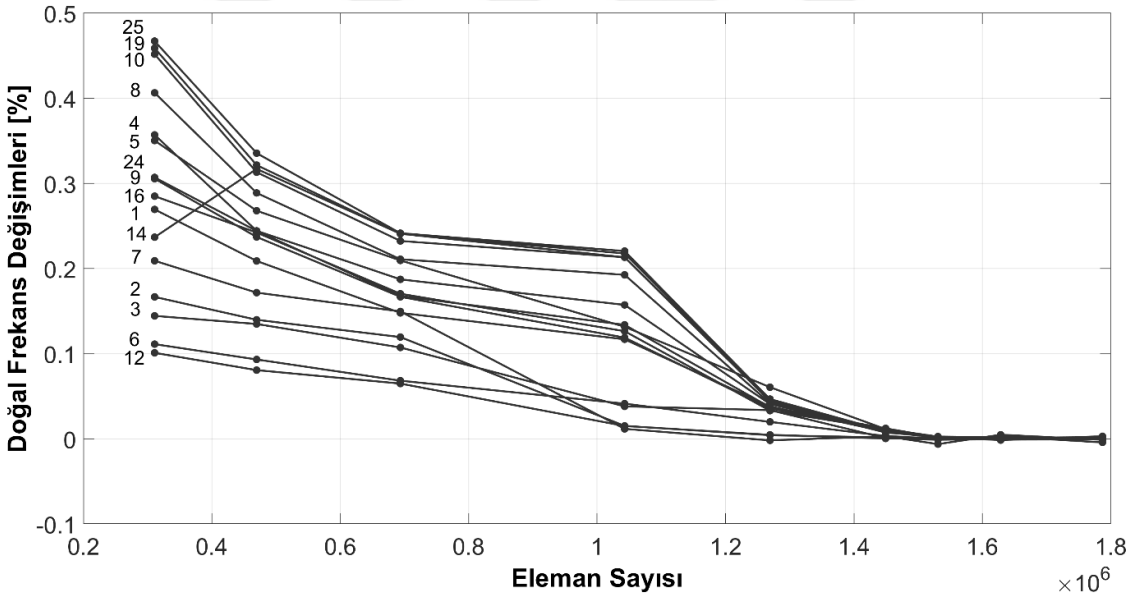
Sonrasında disk ve balatanın sonlu elemanlar analizlerinde, geometrinin titreşim ve modal davranışlarına etki eden yoğunluk ve izotropik malzeme özellikleri (Poisson oranı ve Young modülü), parametrik olarak incelenmiştir. Bahsedilen parametrik inceleme, Disk Ve Balata SEM Optimizasyonu 2.3 alt başlığında açıklanacaktır.

Literatürde, katı cisimlerin sonlu elemanlar modellemesi için altı yüzlü (hexahedron) eleman kullanımının, bir miktar daha yüksek hassasiyetteki sonuçlara olanak sağlayacağı kanaati mevcuttur. Fakat bu çalışmada fren disk ve balatasının modellenmesinde, prizmatik olmayan yapılar için daha sık tercih edilen [91] ve parça üzerindeki karmaşık kısımlarda daha uygun geçiş sağlayan

[92] dört yüzlü (tetrahedron) eleman yapısı tercih edilmiştir. Bunun yanında simülasyon zamanını bir miktar arttırsa da dört yüzlü elemanlar için daha iyi sonuç veren ikinci derece (quadratic), dolayısıyla 10 düğüm noktalı dört yüzlü elemanlar benimsenmiştir [92]. Gerçekleştirilen FEM simülasyonları için 3.7 GHz, 4 çekirdek CPU ve 16 GB RAM'e sahip bir iş istasyonu kullanılmıştır.

2.2.1.1 Disk Nümerik Modal Analiz Prosedürü

Disk ağ yapısı iyileştirmeleri öncesinde parçalarda kaba bir yapı oluşturulmuş, iyileştirme sırasında baz alınan doğal frekans parametresinin değişimi takip edilmiştir. Şekil 2.9'da disk ağ yapısının iyileştirilmesi sırasında mod frekanslarındaki değişimler görülmektedir. Fren diski için yürütülen ağ iyileştirme süreci, 196,403 ve 1,787,079 eleman sayıları arasında gerçekleştirilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere 1,449,335 veya daha fazla eleman kullanılması durumunda, analiz sonuçlarının artık eleman sayısı artışından bağımsız hale geldiği ve ağ yapısının uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 2.9 Disk ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekanslarının yakınsama grafiği

Tablo 2.3'te yapılan iyileştirme sırasındaki bazı modlara ait frekanslar, frekanslardaki yüzde değişimler ve kullanılan eleman ve düğüm sayıları verilmiştir.

Tablo 2.3 Disk ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekans ve değişimleri

Ağ Yapısı [#]		Doğal Frekans Değerleri [Hz]						
Eleman	**Düğüm**	**1**	**4**	**8**	**10**	**12**	**14**	**16**
196403	311058	1016.9	2280.5	3703.2	5209.7	6745.8	8353.7	9983.2
310836	480535	1014.2	2272.3	3688.2	5186.2	6729.9	8314.7	9937.4
469734	713043	1012.1	2266.8	3677.5	5169.9	6708.5	8286.8	9905.5
693574	1038445	1010.6	2262.5	3669.8	5157.9	6692.4	8266.8	9881.6
1042851	1537008	1009.4	2259.0	3662.7	5146.9	6677.8	8248.6	9860.5
1269320	1856777	1009.0	2258.0	3661.2	5144.6	6674.7	8244.7	9856.0
1449335	2117448	1008.9	2257.8	3660.9	5144.2	6674.0	8244.0	9855.1
1530823	2235450	1008.9	2257.8	3660.8	5144.1	6673.9	8243.8	9854.8
1628547	2375593	1008.9	2257.8	3660.8	5144.1	6673.8	8243.9	9854.9
1787079	2604552	1008.9	2257.8	3660.8	5144.0	6673.7	8243.7	9854.6
Ağ Yapısı [#]		**Doğal Frekanslardaki Değişim Değerleri [%]**						
Eleman	**Düğüm**	**1**	**4**	**8**	**10**	**12**	**14**	**16**
196403	311058	—	—	—	—	—	—	—
310836	480535	0.2695	0.3571	0.4065	0.4518	0.2369	0.4672	0.4589
469734	713043	0.2090	0.2444	0.2889	0.3132	0.3171	0.3356	0.3216
693574	1038445	0.1480	0.1874	0.2110	0.2325	0.2409	0.2416	0.2410
1042851	1537008	0.1170	0.1574	0.1927	0.2133	0.2178	0.2206	0.2133
1269320	1856777	0.0382	0.0409	0.0418	0.0442	0.0468	0.0466	0.0461
1449335	2117448	0.0083	0.0093	0.0075	0.0081	0.0093	0.0089	0.0092
1530823	2235450	0.0018	0.0017	0.0025	0.0016	0.0022	0.0024	0.0028
1628547	2375593	$-4\cdot10^{-4}$	$2\cdot10^{-4}$	$-11\cdot10^{-4}$	$-2\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$-14\cdot10^{-4}$	$-11\cdot10^{-4}$
1787079	2604552	$8\cdot10^{-4}$	$-2\cdot10^{-4}$	$12\cdot10^{-4}$	$20\cdot10^{-4}$	$17\cdot10^{-4}$	$31\cdot10^{-4}$	$28\cdot10^{-4}$

Yukarıdaki tabloda disk simülasyonları için kullanılmak üzere seçilen ağ yapısına ait eleman ve düğüm noktası sayıları, ilgili doğal frekans sonuçları ve yüzde değişim sonuçları altı çizili şekilde verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere, 1,449,335 eleman sayısının bir önceki ağ yapısına göre yaklaşık %0.01 gibi oldukça düşük bir değişim gösterdiği, daha çok sayıda eleman kullanımının da daha düşük değişimlere sebep olduğu, hatta bazı modlar için değişimin yönünün de değiştiği gözlemlenmiştir. Dolayısı ile bahsedilen eleman sayısının yeterli bir ağ yapısı sağlayacağı sonucuna ulaşılmış ve eleman boyut ayarları güncellenerek Şekil 2.10'da'te görülen 1,449,335 elemana ve 2,117,448 düğüm noktalı ağ yapıya sahip disk modeli benimsenmiştir.



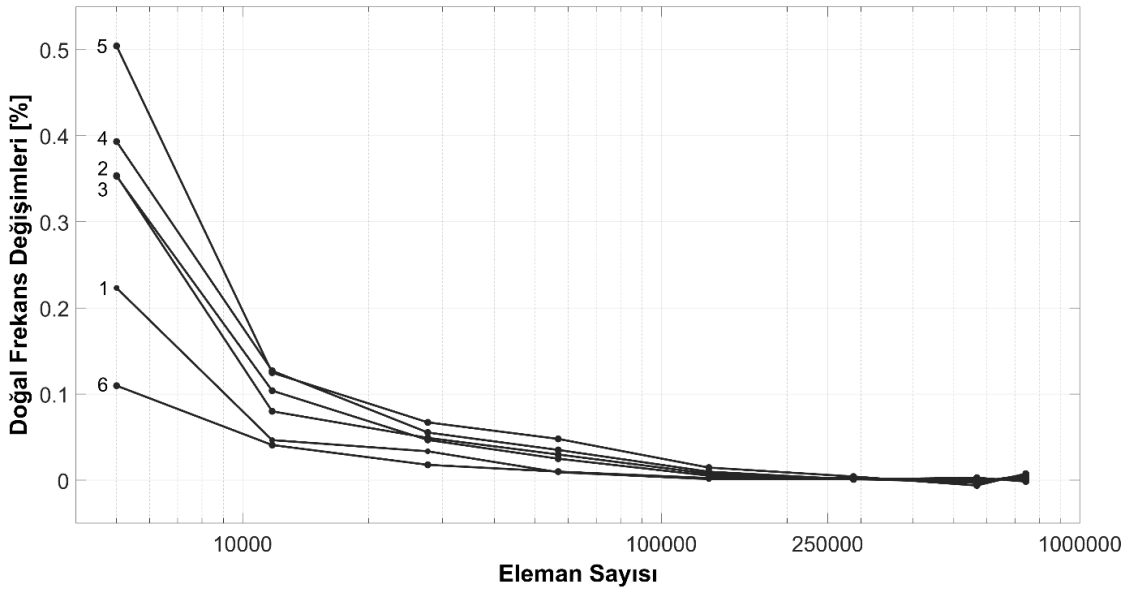
Şekil 2.10 Güncellenmiş disk ağ yapısı görünümü

Nümerik modal analizlerde, modal testlerin aksine parça üzerinde bir ivmeölçer bulunmamaktadır. İvmeölçer kütlesinin doğal frekanslara etkisini irdelemek amacıyla, nihai ağ yapısı kullanılarak disk parçası üzerine modal testlerde ivmeölçerin yerleştirildiği yarıçapa noktasal kütle eklenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışmada kullanılan fren diski ve ivmeölçer kütleleri sırasıyla 6254 g ve 4 g'dır. Ek kütlenin en çok etki ettiği mod frekansında ivmeölçerin %0.14'ten daha fazla hataya sebep olmadığı gözlemlenmiş ve çalışma boyunca nümerik analizlerde ivmeölçer kütlesi ihmal edilmiştir.

2.2.1.2 Balata Nümerik Modal Analiz Prosedürü

Balata ağ yapısı iyileştirmelerinde de diskte olduğu gibi ağ yapısındaki eleman sayısına bağlı frekans değişimi takip edilmiştir. Şekil 2.11'de balata ağ yapısının iyileştirilmesi sırasında mod frekanslarındaki değişimler görülmektedir. Balata

için yürütülen ağ iyileştirme süreci, 5,002 ve 968,286 eleman sayıları arasında gerçekleştirilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere 287,956 veya daha fazla eleman kullanılması durumunda, analiz sonuçlarının artık eleman sayısı artışından bağımsız hale geldiği ve ağ yapısının uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 2.11 Disk ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekanslarının yakınsama grafiği

Tablo 2.4'te, yapılan iyileştirme sırasındaki modlara ait frekanslar, frekanslardaki yüzde değişimler ve kullanılan eleman ve düğüm sayıları verilmiştir.

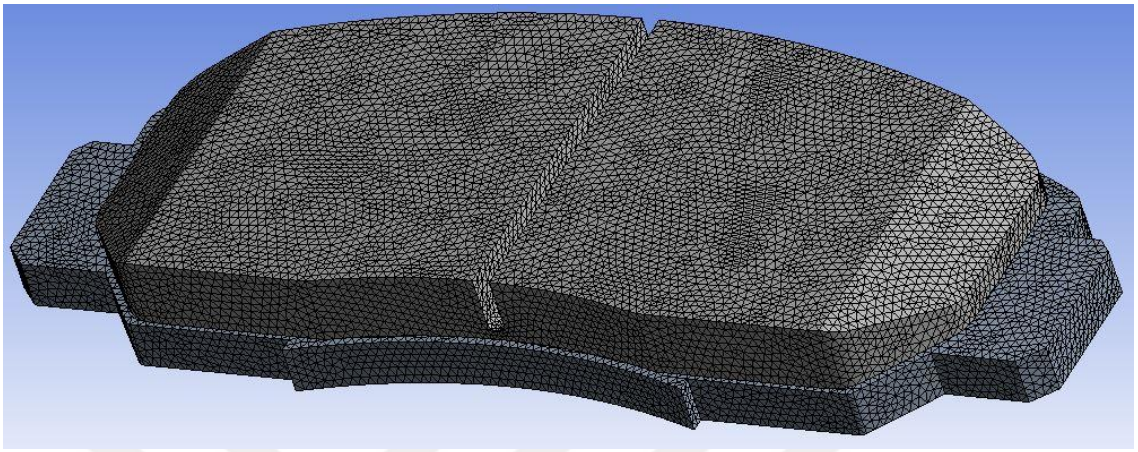
Aşağıdaki tabloda balata simülasyonları için kullanılmak üzere seçilen ağ yapısına ait eleman ve düğüm noktası sayıları, ilgili doğal frekans sonuçları ve yüzde değişim sonuçları altı çizili şekilde verilmiştir.

Tablo 2.4 Balata ağ yapısı iyileştirme analizlerine bağlı mod frekansları, yüzde değişimleri, eleman ve düğüm sayıları

Ağ Yapısı [#]		Doğal Frekans Değerleri [Hz]					
Eleman	**Düğüm**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
5002	9129	2099.2	3809.2	5507.3	7688.5	9088.9	9961.9
11772	20123	2094.5	3795.8	5487.8	7658.3	9043.0	9951.0
27705	44844	2093.6	3791.8	5483.4	7648.5	9031.7	9946.9
56763	88640	2092.8	3790.1	5480.7	7644.3	9025.7	9945.1
129961	197128	2092.7	3789.1	5479.1	7641.6	9021.3	9944.1
287956	433092	2092.6	3788.9	5478.7	7640.8	9020.0	9943.9
567642	841743	2092.6	3788.8	5478.6	7640.8	9019.6	9943.6
742932	1095719	2092.6	3789.0	5478.6	7640.5	9020.2	9944.0
968286	1402138	2092.5	3788.8	5478.5	7640.7	9019.5	9943.3
Ağ Yapısı [#]		**Doğal Frekanslardaki Değişim Değerleri [%]**					
Eleman	**Düğüm**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
5002	9129	—	—	—	—	—	—
11772	20123	0.2233	0.3530	0.3538	0.3933	0.5043	0.1098
27705	44844	0.0466	0.1040	0.0800	0.1271	0.1249	0.0409
56763	88640	0.0336	0.0468	0.0492	0.0554	0.0672	0.0179
129961	197128	0.0093	0.0250	0.0299	0.0352	0.0480	0.0100
287956	433092	0.0013	0.0053	0.0076	0.0099	0.0147	0.0025
567642	841743	0.0012	0.0017	0.0012	0.0009	0.0043	0.0023
742932	1095719	-0.0018	-0.0030	0.0008	0.0030	-0.0061	-0.0031
968286	1402138	0.0059	0.0047	0.0015	-0.0015	0.0076	0.0067

Tablodan da görüleceği üzere, 287,956 eleman sayısının bir önceki ağ yapısına göre yaklaşık %0.015 gibi oldukça düşük bir değişim gösterdiği, daha çok sayıda eleman kullanımının da daha düşük değişimlere sebep olduğu, hatta bazı modlar

için değişimin yönünün de değiştiği gözlemlenmiştir. Dolayısı ile bahsedilen eleman sayısının yeterli bir ağ yapısı sağlayacağı sonucuna ulaşılmış ve eleman boyut ayarları güncellenerek Şekil 12'de görülen 287,956 elemana ve 433,092 düğüm noktalı ağ yapıya sahip balata modeli benimsenmiştir.



Şekil 2.12 Güncellenmiş balata ağ yapısı görünümü

Elde edilen disk ve balata ağ yapıları, malzemelerin yoğunluk, Young modülü ve Poisson oranına bağlı parametrik olarak gerçekleştirilen nümerik analizler, deney tasarımı ve optimizasyon yöntemleriyle gerçekleştirilen model güncelleme çalışmalarında kullanılmıştır.

Disk ve balata parçaları, sürtünen yüzeyler olması itibariyle fren sisteminde gürültü oluşumuna en çok katkıda bulunan iki elemandır [5], [43], [44]. Bu nedenle bu iki parça yukarıdaki modellerde görüleceği üzere yüksek eleman sayısı kullanılıp ağ yapısından bağımsız kılınarak olabildiğince hassas simüle edilmiştir. Ayrıca bir sonraki bölümde bu iki modelin doğrulaması, deney tasarımı ve optimizasyon yöntemleri kullanılarak detaylı bir şekilde gerçekleştirilmiş ve irdelenmiştir. Öte yandan disk parçası sürtünme yüzeyleri arasındaki havalandırma kanallarını oluşturan kiriş yapıları ya da balata sürtünme yüzeyinin orta kısmındaki oluk gibi ince ve kıvrımlı yapılar da eleman sayısının artmasına sebep olan etkenlerdendir.

2.2.2 Nümerik Modal Analiz Sonuçları

Disk ve balataya ait sonlu elemanlar simülasyonlarında doğal frekans ve mod şekli sonuçları 10 kHz gibi yüksek frekanslı titreşimlerin geniş bir aralığında elde edilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

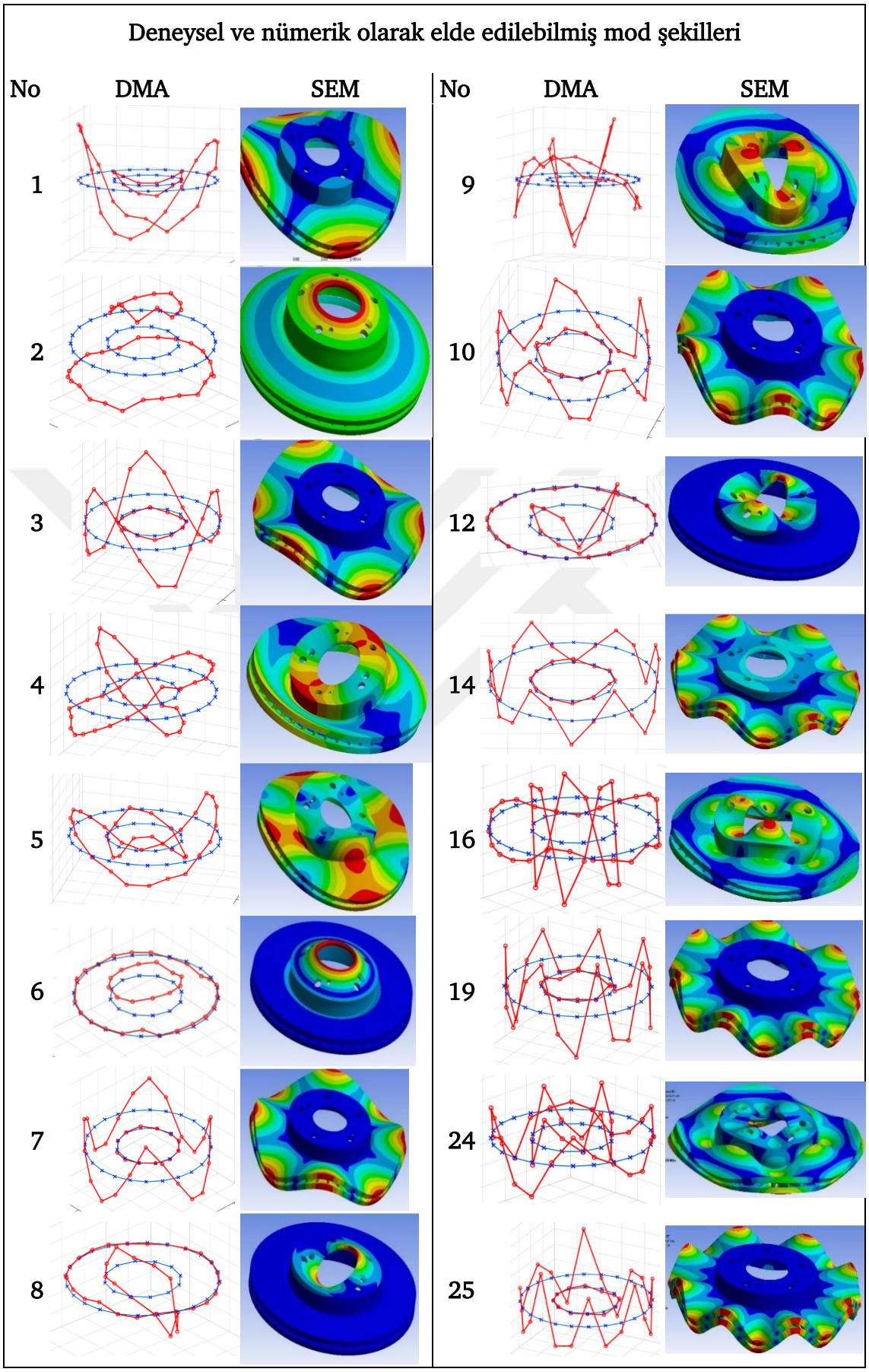
2.2.2.1 Disk Nümerik Modal Analiz Sonuçları

Disk için daha önceden bahsedilen iş istasyonuyla yapılan nümerik modal analiz simülasyonları için, bütün ağ yapısı iyileştirme sürecinin toplam zaman maliyeti 469.24 dakikayken, nihai olarak benimsenen eleman sayısı ve yapılan bir simülasyonun zaman maliyeti 47.17 dakika CPU süresi olarak elde edilmiştir. Şekil 13'te fren diskinin nümerik mod şekli sonuçları ve deneysel olarak elde edilebilen mod şekilleriyle karşılaştırmalı olarak, elde edilemeyen mod şekilleri ise ayrı olarak gösterilmiştir.

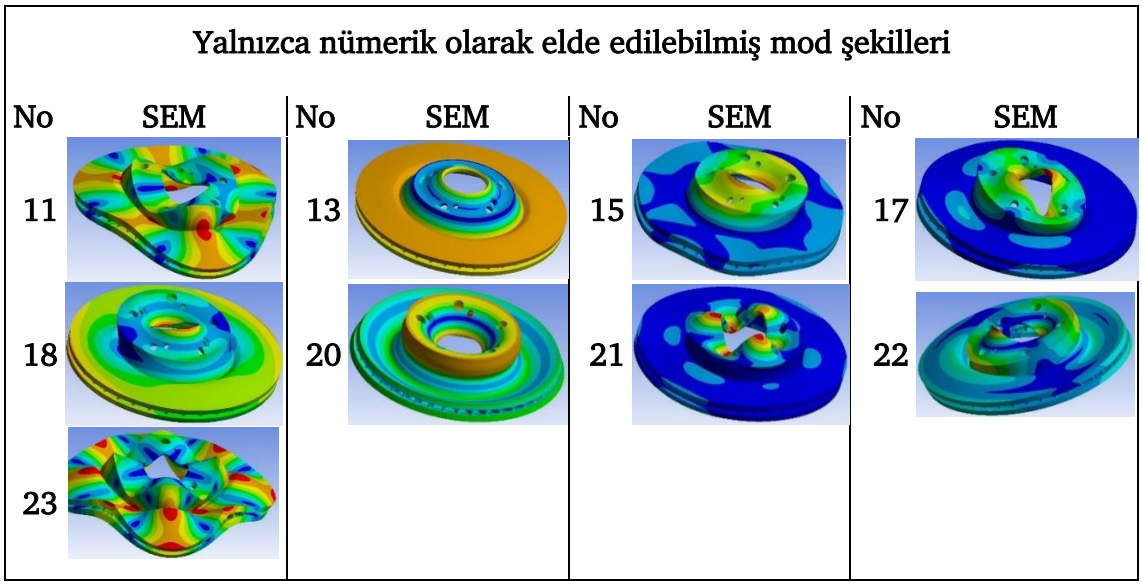
Mod şekli eşleşmeleri, mod şekli çiftlerinin uyumluluklarının nicel bir göstergesi olan MAC (Modal Güvence Kriteri (Modal-Assurance-Criteria)) matrisi elde edilerek, irdelenmiştir. MAC matrisini oluşturacak değerler Denklem 2.1'deki bağıntıyla hesaplanmaktadır.

$$\mathbf{MAC}(r,q) = \frac{\left|\{\boldsymbol{\varphi}_{DMA}\}_r^T\{\boldsymbol{\varphi}_{SEM}\}_q\right|^2}{(\{\boldsymbol{\varphi}_{DMA}\}_r^T\{\boldsymbol{\varphi}_{DMA}\}_r)\left(\{\boldsymbol{\varphi}_{SEM}\}_q^T\{\boldsymbol{\varphi}_{SEM}\}_q\right)} \tag{2.1}$$

Burada **MAC**, modal güvence kriteri matrisini, $\boldsymbol{\varphi}$ ise DMA ve SEM analizleri sonucunda incelenen noktaların ivme deformasyon bilgilerinden elde edilen mod şekli vektörünü ifade etmektedir. Mod şekli vektörlerini kıyaslayabilmek adına, geometrinin DMA ile ivme verileri toplanan konular ile aynı noktalardan, SEM analiz deformasyon verileri alınmıştır.



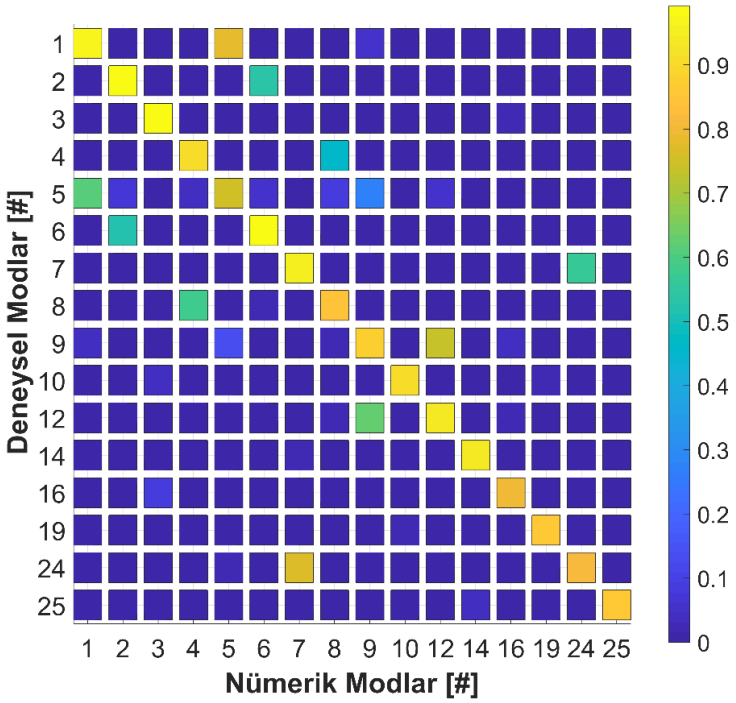
Şekil 2.13 Disk deneysel ve nümerik mod şekillerinin eşleştirilmesi



Şekil 2.13 Disk deneysel ve nümerik mod şekillerinin eşleştirilmesi (Devamı)

Disk için hesaplanan MAC matrisi Şekil 2.14'te görülmektedir. MAC matrisi elemanları 0 ile 1 arasında değerler almakta ve karşılaştırılan 2 mod şeklinin (burada r. deneysel mod şekli ve q. nümerik mod şekli) birbiriyle ne kadar örtüştüğünün nicel bir göstergesini sağlamaktadır. Dolayısıyla matrisin köşegeni oluşturan elemanların 1'e daha yakın yüksek değerler alması, diğer elemanlarınsa düşük değerler alması, karşılaştırılan mod şekillerinin doğru sırayla birbirleri ile örtüştüğü anlamına gelmektedir.

Şekil 2.14'te görüldüğü gibi, köşegeni oluşturan elemanlar yüksek değerlerdedir. Fakat köşegen haricindeki bazı elemanlar da yüksek değer almaları sebebiyle incelenmiştir. MAC değerleri görece yüksek olan ve benzerlik içeren mod şekli çiftleri; 1-5, 2-6, 4-8, 9-12 ve 7-24'dir. Şekil 2.13'teki eşleştirmeler incelendiğinde, bu çiftlerin farklı modlar olduğu fakat karşılaştırılan noktalar bakımından birbirine benzer yer değiştirmeler sergilemesi nedeniyle yüksek MAC değerleri ürettiği görülmüştür. Bu çiftlerden; 2-6, 4-8 ve 9-12 mod çiftlerinin şapka kısmının, 7-24 çiftinin sürtünme yüzeyinin, 1-5 çiftinin ise geometrinin iki kısmı açısından da (fakat 180° faz farkıyla) benzer yer değiştirmelere sahip olduğu görülmüş ve eşleştirmenin doğru olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 2.14 Disk deneysel ve nümerik mod şekillerine ait MAC matrisi

Tablo 5'te deneysel modal analizlerden elde edilen doğal frekans değerleri, Şekil 2.13'teki mod şekli eşleştirmeleriyle saptanan mod sıralamasına göre sunulmuştur. Verilen doğal frekans değerleri, disk üzerinden ölçüm alınan 36 noktanın FRF sonuçlarında her bir mod için tespit edilen pik noktalarının frekans değerlerinin ortalamaları alınarak elde edilmiştir. Nümerik doğal frekans değerleri, doğrulama bölümü sonunda, optimum malzeme özellikleri saptandıktan sonra elde edilen güncellenmiş model sonuçlarından elde edilip, deneysel doğal frekans değerleriyle karşılaştırmalı olarak verilecektir.

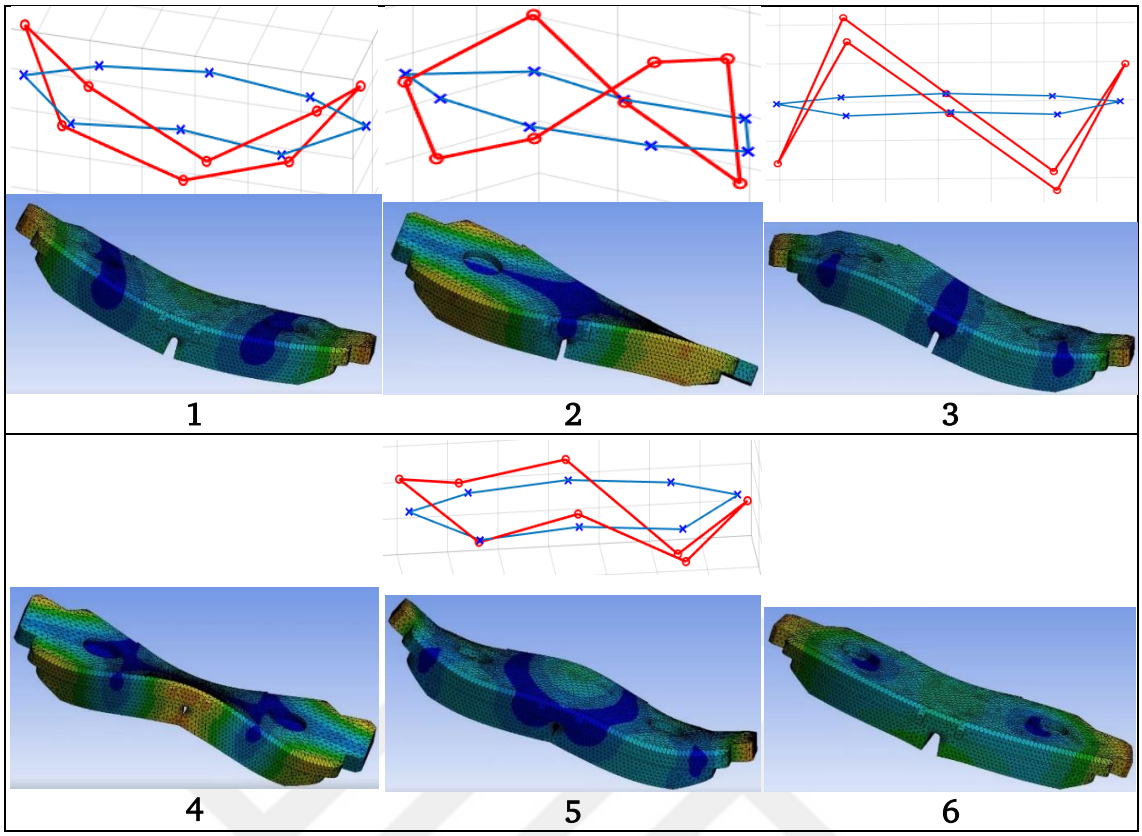
Tablo 2.5 Disk deneysel doğal frekansları

Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]
1	1034.4	**6**	3153.4	**11**	—	**16**	7580.9	**21**	—
2	2063.1	**7**	3819.1	**12**	5837.5	**17**	—	**22**	—
3	2334.2	**8**	3903.2	**13**	—	**18**	—	**23**	—
4	2588.1	**9**	4921.0	**14**	6987.2	**19**	8611.1	**24**	10081.4
5	2814.5	**10**	5378.1	**15**	—	**20**	—	**25**	10279.8

Disk modal testleri ve nümerik modal analiz sonuçlarında elde edilen mod şekilleri birbirleri ile eşleştirildiğinde, 10. doğal frekanstan sonraki bazı yüksek frekanslı modların deneysel modal analizlerde belirgin şekilde saptanamadığı tespit edilmiştir. Toplamda nümerik modal analizde saptanan 25 doğal frekans ve mod şeklinin, deneysel ölçümlerde 16 tanesi tespit edilebilmiştir. Bu mod şekillerinden bazıları (örneğin 13, 15 ve 18) darbe girdisinin uygulanmadığı ve ölçümün alınmadığı x-y (düzlem içi) düzlemindeki yer değiştirmelerin baskın olduğu modlarken, bazılarıysa (örneğin 20 ve 22) nodal çemberlerine sahip olması nedeniyle ivmeölçer konumları boyunca sıfır ya da çok düşük genlikli titreşimler sergilemiş olabilecekleri öngörülmektedir. Bunun yanında bahsi geçen yüksek frekanslarda, ivmeölçer hassasiyetinin azalması, çekiç girdisinin enerji yoğunluğunun düşmesi [93] ve düşük koherans gibi sebeplerden ötürü bu modların FRF verilerinden belirgin şekilde elde edilemediği, dolayısı ile mod şekillerinin gözlemlenemediği öngörülmektedir. Bu sonuçlarla paralel olarak, disk ölçümlerinden elde edilen bazı noktalara ait verilerinden, bahsedilen yüksek frekanslarda (5-6 kHz) koherans değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir (Şekil 2.3). Buna rağmen ölçülen aralıktaki modların çoğunluğu, özellikle de fren gürültüsü oluşumuna en çok neden olan düzlem dışı (z doğrultusu) titreşimlerin [22], [41], [60] çok büyük kısmı modal testlerden sağlıklı şekilde elde edilmiştir. Yine de 10. moddan sonraki elde edilebilen deneysel doğal frekans değerlerinin, yukarıda bahsedilen sebeplerden ötürü düşük frekanslardakilere nazaran daha az güvenilir olabileceği sonucuna varılmış ve bu durum 2.3 alt bölümünde detaylı olarak ele alınmıştır.

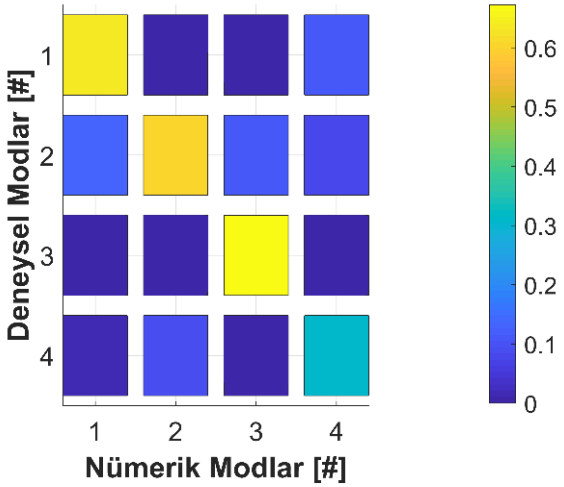
2.2.2.2 Balata Nümerik Modal Analiz Sonuçları

Şekil 2.15'te fren balatasının nümerik mod şekli sonuçları, deneysel olarak elde edilebilen mod şekilleriyle karşılaştırmalı olarak, edilemeyenler ise ayrı olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.15 Balata deneysel ve nümerik mod şekillerinin eşleştirilmesi

Disk için yapılan MAC değerlendirmesi, balataya ait tespit edilen 4 mod için de yapıldığında, Şekil 2.16'da görülen matris elde edilmiştir.



Şekil 2.16 Balata deneysel ve nümerik mod şekillerine ait MAC matrisi

Burada da köşegen elemanları diğerlerine göre belirgin ölçüde yüksektir. Yalnızca 4. mod şekli, diğer köşegen elemanlarına göre bir miktar daha düşük elde edilmiş, bunun sebebinin ise mod şekli frekans değerinin (yaklaşık 9300 Hz), kullanılan

ivmeölçerin üst sınırına çok yakın olması ve balata sürtünme malzemesinin sönümlü ve lineer olmayan yapısı sebebiyle DMA verilerinin, nümerik model ile tam olarak eşleşmemesi olduğu öngörülmüştür. Fakat Şekil 2.15'teki mod şekilleri incelendiğinde ve 4. köşegen elemanının yine de köşegen dışındaki elemanlardan yüksek değer aldığı göz önünde bulundurulduğunda, buradaki mod şekli eşleştirmelerinin de doğru olduğu sonucuna varılmıştır.

Tablo 2.6'da, balatanın deneysel modal analizlerden elde edilen doğal frekans değerleri, Şekil 2.15'teki mod şekli eşleştirmeleriyle saptanan mod sıralamasına göre sunulmuştur. Verilen doğal frekans değerleri, diskte yapıldığı gibi, balata üzerinden ölçüm alınan 8 noktanın FRF sonuçlarında her bir mod için tespit edilen pik noktalarının frekans değerlerinin ortalamaları alınarak elde edilmiştir. Tablo 2.6'da, elde edilen deneysel mod frekans sonuçları verilmiştir.

Tablo 2.6 Deneysel mod frekans sonuçları

Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]	Mod [#]	Frekans [Hz]
1	2124.5	**3**	5745.8	**5**	9234.0
2	3911.7	**4**	–	**6**	–

Diskte olduğu gibi balata parçasında da bazı rezonans frekans ve ilgili mod şekilleri deneysel sonuçlardan tespit edilememiştir. Bunlardan biri, koherans değerinin görece düşük olduğu frekans bölgesindeki 4. mod şekliyken, diğeri ivme değeri alınmamış disk-balata sürtünme yüzeyi içinde kalan bir mod şekli oluşturan 6. mod frekansındadır.

2.3 Disk ve Balata SEM Optimizasyonu

Bu kısımda malzeme özelliklerinin tayiniyle, modal test verileriyle yüksek uyumluluk gösteren SEM modelinin elde edilmesini sağlayacak hassas ve hızlı bir yöntem geliştirilmiştir. Yöntemin hassasiyeti, malzeme özellikleri daha iyi bilinen fren diskinden alınan veriler ve üç boyutlu modeli kullanılarak doğrulanmıştır. Sonrasında aynı method, malzeme özellikleri bilinmeyen balata parçasının malzeme özellik tayini ve güncellenmiş SEM modeli eldesi için de kullanılmıştır.

2.3.1 Disk SEM Optimizasyonu

Bu bölümde, alt bölüm 2.1'de oluşturulan sonlu elemanlar modelinde kullanılmak üzere, parçaların malzeme özelliklerini tayin edilmesi ve modelin doğrulanması için hesaplama ve zaman maliyeti düşük bir prosedür oluşturulmaya çalışılmıştır. Modelin doğrulanması için nümerik ve deneysel doğal frekans değerleri baz alınmıştır, sonlu elemanlar model güncellemesi için ise yoğunluk, Young modülü ve Poisson oranı bağımsız değişkenler olarak ele alınıp, parametrik olarak incelenmiştir. Özetle burada sonlu elemanlar sonuçlarının deneysel olanlarla uyuşacak şekilde güncellenmesi ve modelin doğrulanması amacıyla DoE (Design of Experiments) yöntemleri kullanılarak nümerik sonuçların meta modellemesi (yaklaşım) yapılmış ve optimizasyon teknikleriyle kritik parçaların malzeme özelliklerinin optimum değerleri saptanmıştır. Geliştirilen prosedür, fren diski parçası üzerinden açıklanmıştır.

Sonlu elemanlar metodu (SEM) birçok mühendislik alanı çalışmalarında çok yaygın kullanılan hesaplamalı bir yaklaşımdır. SEM çalışmaları araştırma ve tasarım alanlarında büyük kolaylıklar sağlasa da deneysel verilerle doğrulanmaya ihtiyaç duymaktadır. Dinamik karakteristiklere çok etki etmesi nedeniyle hassas ve doğrulanmış bir model elde etmek bu çalışmadaki gibi titreşim araştırmalarında kritik öneme sahiptir [94]. Dolayısı ile malzeme özellikleri de titreşim çalışmalarında SEM modelinin güncellenmesi ve doğrulanmasında hayati önem taşımaktadır. Fakat malzeme özelliklerinin (Young modülü, Poisson oranı) geleneksel yöntemlerle belirlenmesi, özel ekipman gereksinimleri ve numune hazırlama gibi bazı zorluklar barındırmaktadır[95]. Mevcut titreşim çalışmamız için hali hazırda kullandığımız deneysel modal analiz (DMA) verilerinin kullanılarak malzeme özelliklerinin belirlenmesi ve SEM modelinin doğrulanması da kullanılabilecek hızlı ve düşük maliyetli dinamik ölçümlere dayanan bir yöntemdir [96]. Bu nedenle, analitik, nümerik ve deneysel modal verilerin kullanılarak, malzeme özelliklerinin belirlenmesi ve model güncellenmesi, farklı alanlardaki araştırmacılar tarafından yoğun olarak araştırılan konulardır. Bahsedilen teknikler, kompozit malzemelerin dinamik karakteristiklerinin ve malzeme özelliklerinin belirlenmesi [97], [98], [99], [100], nokta kaynağı veya mekanik bağlantıların etkilerinin [101] veya malzeme özelliklerinde ve sınır

koşullarında yarattığı değişimlerin [102] belirlenmesi gibi amaçlarla yaygın olarak kullanılmaktadır. Bayes yaklaşımlarına dayanan parametre belirleme çalışmaları da özellikle sistem tanımlama ve yapısal durum takibi amaçlarıyla sıkça kullanılmaktadır [103], [104], [105], [106], [107]. Hatta, bahsedilen meta modelleme ve optimizasyon teknikleri, insan vücudundaki kemiklerin biyomekanik özelliklerinin belirlenmesinde de kullanılmaktadır [108].

Bu konuyla alakalı literatürdeki çalışmalar çoğunlukla duyarlılık tabanlı yöntemlere odaklanmaktadır. Bu yaklaşımlar, frekans bölgesindeki verilerinin [99], [109], [110] veya özdeğer, özvektör verilerinin duyarlılık değerlerini kullanmaktadır [100], [102], [111]. Frekans bölgesindeki duyarlılığının kullanılmasıyla gerçekleştirilen model doğrulama ve malzeme özellik belirleme tekniğinde, özellikle sönümün modellenmediği yerlerde büyük hatalara sebep olmaktadır [112]. Öte yandan özdeğer ve özvektörler sönüm ya da nonlineerlik gibi etkilerden daha az etkilenmesi sebebiyle, özellikle endüstriyel amaçlı çalışmalarda daha gürbüz ve güvenilir sonuçlar sağladığı düşünülmektedir [113].

Bunlar dışında literatürde bu konuyla ilgili, bu bölümde uygulanacak olan prosedüre yakın farklı çalışmalar da mevcuttur. Deobald ve Gibson [114] malzemenin elastik katsayılarına ulaşmak için bir yazılım geliştirmişlerdir. Yazılım plak benzeri yapıların deneysel doğal frekans sonuçlarını hesaplamak için Rayleigh-Ritz tekniğini kullanmaktadır. Her bir plak için ilk dört doğal frekans değerini, bağımsız malzeme özelliklerinin (Poisson oranı, düzlem içi kayma modülü ve iki Young modülü) tespitinde kullanmışlardır. Rébillat ve Boutillon da [115] modal parametrelerin tespitinde deneysel ve nümerik tekniklerin kombinasyonlarını kullanmışlardır. Yüksek çözünürlüklü modal analiz tekniğiyle, plağın doğal frekans ve modal sönüm değerleri elde edilmiştir. Nümerik yaklaşımla saptanan mod şekilleri, doğal frekans ve modal sönüm değerleri, düşük sönüm varsayımıyla, genişletilmiş Rayleigh-Ritz prosedürü ile analiz edilmiştir.

Lauwagie ve diğ. [116] geliştirdikleri resonalyser prosedürü ile plak yapısındaki parçanın malzeme özelliklerini tespit etmişlerdir. Bunun yanında aynı malzeme özelliklerini darbe uyarımı yönteminin kullanarak tahmin etmişler ve önerdikleri

resonalyser yöntemini doğrulamışlardır. Sonuç olarak her iki yöntemin de düşük hata ile kestirim yaptığı neticesine ulaşmışlardır.

Özellikle analitik olarak gerçekleştirilen özdeğer ve özvektör kullanılarak yapılan çalışmalarda, nümerik ve deneysel mod şekilleri arasındaki uyumun nicel bir göstergesi olan MAC değerleri yaygın kullanılmaktadır [102], [103], [107], [109]. Fakat bazı araştırmacılar tarafından ise normalizasyon gereksinimi ve akselerans verilerinden elde edilen mod şekli tahminlerindeki yüksek hatalar nedeniyle, mod şekli vektörünün model güncelleme amacıyla kullanılması tercih edilmemektedir [113]. Örneğin Sun ve diğ. [99] genellikle ihmal edilen, malzeme sönümü dışındaki diğer sönüm etkilerinin, viskoelastik malzemeden alınan FRF genlikleri üzerinde (özellikle doğal frekans civarlarında) büyük etkisi olduğunu, buna karşın doğal frekans değerleri üzerinde önemsiz derecede etkileri olduğunu göstermişlerdir. Dahası Cuadrado ve diğ. [117] MAC değerlerinin modal parametrelerine duyarlı olmadığı sonucuna varmışlar ve yaptıkları model güncelleme çalışmasındaki amaç fonksiyonlarına dahil etmemişlerdir.

Birçok araştırmacı, basit geometriler üzerine analitik modal analiz yardımıyla çalışma gerçekleştirmelerine rağmen, SEM çözümleri özellikle karmaşık geometriye sahip yapılarda oldukça elzemdir [96]. Ek olarak SEM, karmaşık geometrilerde, genellikle deneysel modal analiz verileriyle saptanması zor olan sahte mod şekilleri ayırmak için oldukça kullanışlı bir yöntemdir [117].

Lauwagie et al. [118], yaptıkları bir çalışmada çok modelli bir yaklaşım kullanarak katmanlı bir yapının her bir katmanının malzeme özelliklerini analiz etmişlerdir. Bu model kullanılarak, her katmanın düzlem içi elastik özellikleri SEM veri tabanından çekilmiştir. Cuadrado et al. [119] SEM modelinden elde edilen modal karakteristikler için, gradyan tabanlı optimizasyon algoritması kullanılmış, araştırmacılar tarafından geliştirilen bir Monte Carlo yaklaşımı ile duyarlılık analizi uygulanmıştır.

Optimizasyon aşamasında ise, amaç fonksiyonunda kullanılabilecek olan hata terimlerinin ağırlıklandırılmasında, DMA sonuçlarının doğrulukları ve güvenilirlikleri hakkında bilgiye ihtiyaç duyulmaktadır. Bazı araştırmacılar deneysel sonuçların güvenilirliği ve bu konudaki mühendislik sezgisinin önemine

vurgu yaparken [109], bazı araştırmacılar basitlik ve sadeliği korumak adına birim ağırlıklandırmayı tercih etmişlerdir [97], [100]. Cuadrado ve diğ. [117] ise MAC değerlerini, ölçümlerin kesinliği hakkında bir gösterge olarak kabul edip nümerik ve deneysel doğal frekans sonuçları arasındaki uyuma dair ağırlıklandırma olarak amaç fonksiyonları içinde kullanmışlardır.

Deneysel ve nümerik (veya analitik) veriler arasındaki tutarsızlığı niceleyen amaç fonksiyonunun minimizasyonu vasıtasıyla malzeme özelliklerinin tayininde kullanılabilecek çeşitli yaklaşımlar mevcuttur. Birçok optimizasyon yöntemi arasında SQP (Sequential Quadrature Programming) yöntemi, zaman içinde lineer olmayan kısıtlı optimizasyon problemlerinin çözümü için tercih edilen en başarılı yöntemlerden biri haline gelmiştir [120]. Bu yöntem yalnızca malzeme özelliklerini tersine tayini ve model güncelleme alanlarında değil, aynı zamanda çok geniş bir alanda, uzun yıllardır yaygın kullanılan genel amaçlı bir optimizasyon yöntemi olarak görülmektedir [121].

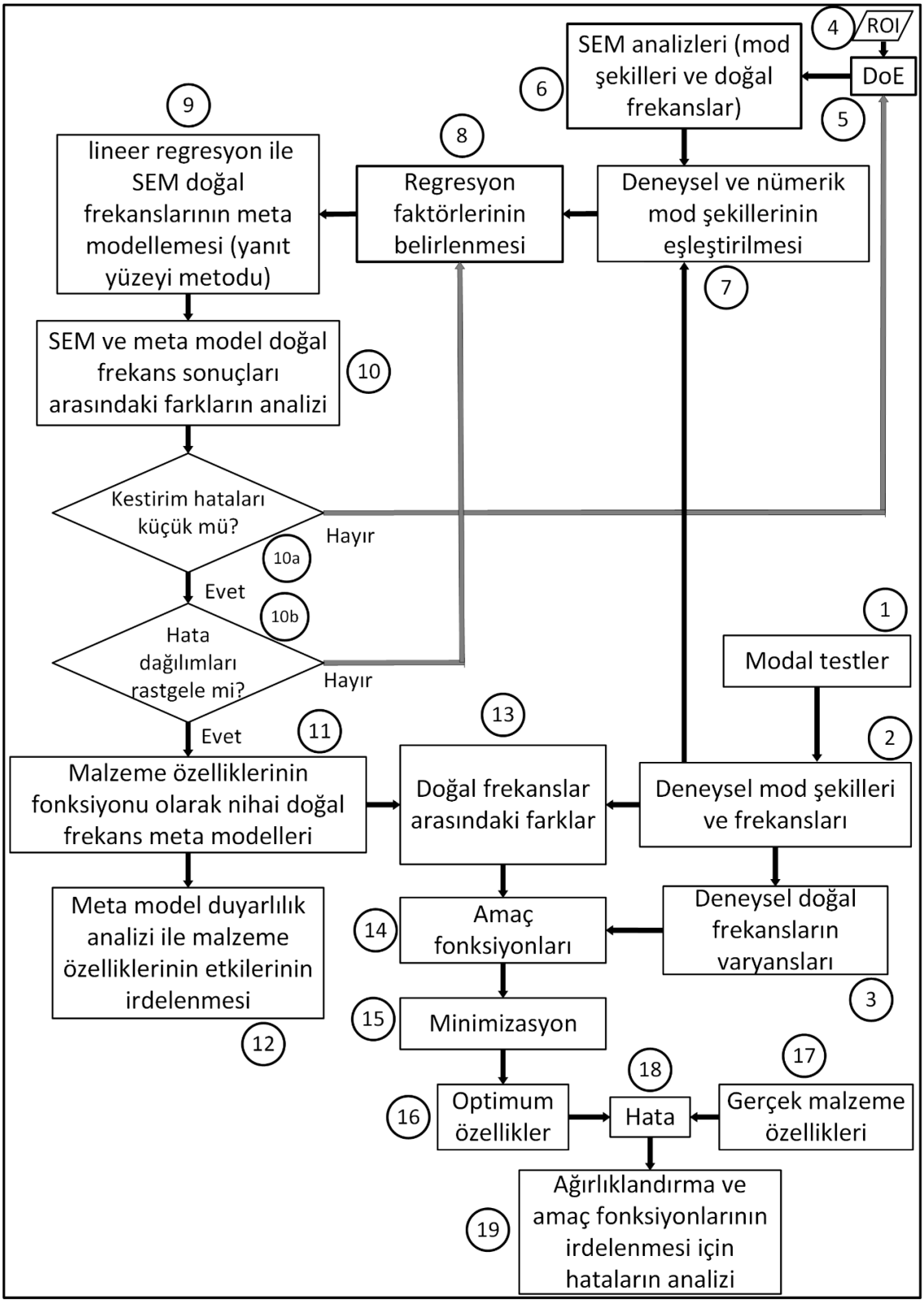
Malzeme özelliklerini tersine tayini ve model güncelleme alanlarında oldukça geniş bir literatür mevcuttur. Bu bölümde, SEM, DoE'ler, lineer regresyon ve optimizasyon yöntemleri kullanılarak hızlı ve hassas bir tersine tayin prosedürü oluşturulmuştur. Literatürden farklı olarak, ağırlıklandırma için aynı moda ait, diskin 36 farklı noktasından ölçülen doğal frekans değerlerinin varyanslarının tersi (ölçüm güvenilirliğinin ölçütü olarak) kullanılmıştır. Böylece, istatistiki bilgi için ek deneysel veri gerektirmeyen hızlı bir prosedür elde edilmiştir. Ayrıca, sık kullanılan 3 amaç fonksiyonu, ağırlıklandırılmış ve ağırlıklandırılmamış olarak, deneysel olarak tespit edilen 16 doğal frekans değeri ve daha güvenilir görünen 10 doğal frekans değeri kullanılarak minimize edilmiş ve ulaşılan sonuçlar kıyaslanmıştır. Ek olarak, sonlu elemanlar modelinin meta modellemesi için kullanılacak simülasyon noktaları, iki farklı DoE (FFD (Full Factorial Design) ve CCD (Central Composite Design)) kullanılarak belirlenmiştir. Bu iki DoE, zaman maliyetleri ve (hata analizleriyle) kestirim güçleri açısından kıyaslanmıştır. Amaç fonksiyonlarının minimizasyonu için SQP algoritması benimsenmiştir.

2.3.1.1 Disk SEM Optimizasyon Prosedürü

Uygulanacak olan prosedürün şematik özeti, adımlar (1-19) numaralandırılmış olarak Şekil 2.17'de verilmiştir. İlk olarak, önceki bölümlerde anlatıldığı üzere modal testler gerçekleştirilmiş (1) ve deneysel doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir (2). Bununla birlikte elde edilen 36 noktaya ait FRF ölçümlerinden alınan doğal frekansların varyansları, optimizasyon sürecindeki amaç fonksiyonlarının ağırlıklandırılması için kullanılmak üzere hesaplanmıştır (3). İlgilenilen disk malzemesi özelliklerinin araştırılacak olan limitleri dökme demir özelliklerinin literatürdeki değerleri göz önünde bulundurularak, ROI'nin (Region of Interest) elde edilmesi için belirlenmiştir (4). Sonrasında, SEM simülasyonları sonuçlarının meta modellemesinin elde edilmesi amacıyla, DoE yöntemleri kullanılarak bilgisayar deneyleri tasarlanmıştır (5). Deneylerin tasarımı için FFD (Full Factorial Design) ve CCD (Central Composite Design) yöntemleri kullanılmış ve meta modelleme performansları karşılaştırılmıştır. Ardından kurulan model, sonlu elemanlar yaklaşımı (özdeğer problemi) ile çözülerek doğal frekanslar ve mod şekilleri nümerik olarak da elde edilmiştir (6). Deneysel ve nümerik olarak elde edilen mod şekilleri ve doğal frekanslar karşılaştırılmış ve eşleştirilmiştir (7). SEM analizinde, fren diski malzemesi izotropik olarak kabul edilmiş ve problemin bağımsız değişkenleri olarak malzemenin yoğunluk, Young modülü ve Poisson oranı değerleri, DoE'ler yardımıyla belirlenmiş örneklem noktalarda değiştirilerek simülasyonlar koşturulmuştur. SEM modeli oluşturulurken, önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi, model sonuçlarının ağ yapısından bağımsız hale getirilmesi amacıyla iyileştirme yapılmış, meta modelin kesinliğini garanti altına almak açısından büyük bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Araştırılan ilgili literatüre dayanarak, SEM sonuçlarının meta modellenmesi için 2. derece yaklaşım kullanılması (3 bağımsız değişkenin 1. derece, 2. derece ve karşılıklı terimlerini içeren 10 faktörlü model) yeterli bulunmuştur (8). Bu nedenle SEM meta model eldesi için, literatürdeki yaygın kullanımıyla 2. derece yanıt yüzeyi yöntemi (RSM (Response Surface Methodology)), lineer regresyon kullanılarak uygulanmıştır (9). Uygulanan FFD ve CCD yöntemlerinin kesinlikleri ve meta model faktörlerinin irdelenmesi için, SEM ve meta model (yanıt yüzeyi) frekans sonuçları arasındaki hataların miktarları ve dağılımlarının rastgelelik durumu

analiz edilmiştir (10). Sonrasında SEM analizleri, DoE'ler tarafından belirlenen örneklem noktaları dışında belirlenen yeni noktalarda da koşturulmuştur. Bu örneklem dışı noktalardan alınan simülasyon ve meta model sonuçları arasındaki hata (kestirim hataları) değerleri ve RMSE değerleri irdelenerek, kullanılan DoE yöntemlerinin kestirim performansları incelenmiş ve karşılaştırılmıştır (10a). Eğer kestirim hataları yeterince düşük olmadığı takdirde, benimsenen DoE yöntemi revize edilmesi gerektiği sonucuna varılacaktır ((5)'e geri). Bu çalışmada, daha yüksek tahmin performansı nedeniyle CCD örnekleme yöntemi tercih edilmiştir. Bunun yanında, bahsedilen hata değerlerinin seviyesine ek olarak, hataların bağımsız değişkenler üzerindeki dağılımları da incelenmiştir (10b). Hata değerlerinin, Young modülü üzerindeki dağılımının rastgele değil de deterministik olduğu tespit edilmiş ve bu durum, yanıt yüzeyi meta modeline ek bir regresyon faktörü eklenmesiyle ortadan kaldırılmıştır ((8)'e geri). Bu yeni meta modelle, nümerik doğal frekans değerleri için nihai yaklaşım fonksiyonları elde edilmiştir (11). Ek olarak malzeme özelliklerinin, doğal frekans değerlerine olan etkisi, meta modele uygulanan duyarlılık analizleriyle araştırılmıştır (12). Bu nihai meta model ile deneysel sonuçlar arasındaki uyuşmazlığı minimize etmek için bu değerleri niceleyen amaç fonksiyonlarına ihtiyaç vardır (13). Literatürde yaygın kullanılan 3 adet amaç fonksiyonu, bu niceliklere ulaşmak için benimsenmiştir (14). Benimsenen amaç fonksiyonları, farklı mod frekansları için ağırlaklındırma stratejisi uygulanmış (3) ve uygulanmamış şekilde kullanılmış ve ağırlıklandırma stratejisinin, problemimiz özelinde etkinliğini irdelemek amacıyla kıyaslanmıştır. Dahası, amaç fonksiyonları içine iki farklı frekans üst sınırına kadar erişen doğal frekanslar (DMA'de tespit edilen ilk 10 adet ve ilk 16 adet) dahil edilerek sonuçlar elde edilmiş ve kıyaslanmıştır. Amaç fonksiyonlarının minimize edilmesi için, yaygın başarı elde etmiş genel amaçlı lineer olmayan ve kısıtlara sahip optimizasyon yöntemi olan SQP (Sequential Quadratic Programming) yöntemine [120], [121] başvurulmuş (15) ve farklı yöntemlerle belirlenmiş optimum malzeme özellik değerleri belirlenmiştir (16). Ardından optimum değerler beklenen malzeme özellikleriyle kıyaslanmış (17) ve ilgili hata değerleri bulunmuştur (18). Bahsedilen farklı yöntemler kullanılarak elde edilmiş sonuçlardaki hatalar analiz edilerek, farklı amaç fonksiyonları, ağırlaklındırma

stratejisi ve optimizasyonda kullanılan doğal frekans sayısının etkileri irdelenmiştir (19).



Şekil 2.17 Oluşturulan prosedürün akış şeması

Bu bölümün bütünsel olarak daha anlaşılır olması açısından Şekil 2.17 ve öncesinde bahsedilen prosedür adımlarının detaylı olarak açıklandığı alt bölümler Tablo 2.7'de verilmiştir.

Tablo 2.7 Şekil 2.17'de belirtilen adımlar ve açıklandığı bölümler

Adım	Bölüm	Adım	Bölüm
1–3	2.1 Deneysel Modal Analiz	12	2.3.1.6 Duyarlılık Hesaplamaları
4, 5	2.3.1.3 Deneylerin Tasarımı	13, 14	2.3.1.7 Amaç Fonksiyonu
6, 7	2.2 Nümerik Modal Analiz	15	2.3.1.8 Optimizasyon Yöntemi
8, 9	2.3.1.4 Doğrusal Regresyon	16–19	2.3.1.11 Optimizasyon Sonuçları
10, 11	2.3.1.5 Çapraz Doğrulama ve Hataların Analizi		

Bu bölümün optimizasyon aşamasında, önceden bahsedildiği gibi DMA kısmında elde edilebilen toplam 16 doğal frekans değerlerinin tamamı ve ilk 10 tanesi kullanılarak muadil optimizasyon sonuçlarına ulaşılmış ve bu sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Bunun sebebi, modal test bölümünde de görüleceği üzere, bazı ölçümlerde yüksek frekans değerindeki (5-6 kHz) koherans değerlerinde düşüşler gözlemlenmesi, ilaveten 10. moddan sonraki bazı mod şekillerinin elde edilememiş olması sebebiyle, ilk 10 doğal frekanstan sonraki doğal frekans değerlerinin nispeten düşük güvenilirlikte olduğu kanaatinin oluşmuş olmasıdır. Bazı araştırmacılar [97], bu gibi durumlarda deneysel ve nümerik doğal frekanslar arasındaki farkların yüksek olduğu modların elenerek hesaba katılmaması ve bu elemenin yüksek frekans değerlerinden başlanarak gerçekleştirilmesi gerektiğini öne sürmüşlerdir. Fakat bu bölümde, amaç fonksiyonlarına uygulanacak olan ağırlıklandırma stratejisinin, güvenilir olmayan modların varlığı durumunda da etkisini irdeleyebilmek adına, ivmeölçerin üst sınırına (10 kHz) kadar ulaşan 16 doğal frekansın tamamı kasıtlı olarak çalışmaya dahil edilmiştir. Nümerik modal analiz kısmında bahsedilen, nümerik olarak elde edilip deneysel olarak elde edilemeyen modlar ise bu bölümde irdelenmemiştir.

Nümerik modal analiz kısmında ulaşılan ağ yapısı ve model, bu bölümdeki DoE'ler yardımıyla belirlenen noktalarda (farklı malzeme özellik değerlerinde) ardışık

olarak koşturulmuş ve sonuçları meta modellemede kullanılmıştır. Bu bölümde meta modelleme ve ağırlıklandırma kullanılarak hassas, DoE'ler yardımıyla SEM simülasyonlarının sayısı azaltılarak hızlı bir prosedür geliştirilmeye odaklanılmıştır. Malzeme özelliklerinin doğal frekanslara olan etkilerinin yanında, kullanılan amaç fonsiyonu, ağırlıklandırma stratejisi ve doğal frekans sayısının da optimizasyon sonuçlarına olan etkileri irdelenmiştir.

2.3.1.2 Meta Modelleme

Malzeme özelliklerine bağlı olarak elde edilen SEM doğal frekans sonuçlarının meta modellemesi için, genellikle hesaplama süresini oldukça düşüren yanıt yüzeyi yöntemi (RSM) [97] kullanılmıştır. Deneylerin tasarımı için FFD ve CCD yöntemleri kullanılırken, sıradan en küçük kareler (OLS (Ordinary Least Squares)) yöntemi de tasarlanmış simülasyonların sonuçlarını modelleyecek olan fonksiyonların eldesi için tercih edilmiştir.

İkinci derece fonksiyon ile yaklaşım, özellikle RSM yöntemiyle birlikte oldukça yaygın tercih edilmektedir [97]. Ayrıca malzeme özelliklerinin dinamik tespitiyle ilgili literatürdeki çalışmalar, 2. derece yaklaşımın doğal frekansların meta modellemesi için yeterli doğruluk ve performansı sağladığı göstermiştir [99]. İkinci derece yaklaşım ile gerçekleştirilen regresyon neticesinde, sabit terim, 3 bağımsız değişkenin (malzeme özellikleri) 1 ve 2. derece terimleri ve karşılıklı terimlerinden oluşan 10 faktör içermektedir.

Gerçekleştirilecek olan lineer regresyon ve hataların analizi, duyarlılık analizi gibi ek hesaplamalar, MATLAB programında yazılan bir kod yardımıyla yürütülmüştür.

2.3.1.3 Deneylerin Tasarımı (DoE)

Literatür incelenerek sınırları belirlenen bağımsız değişkenlerin (malzeme özellikleri) oluşturduğu ROI'nin örneklenmesinde, yaygın kullanılan iki farklı DoE yöntemi (FFD ve CCD) kullanılmıştır. İleriki bölümlerde, iki DoE ile elde edilen sonuçlardaki hata terimleri analiz edilip kıyaslanacaktır.

Yanıt yüzeyi yöntemi kullanılarak 2. derece terimleri elde edebilmek adına, ROI içindeki örneklemler, her bağımsız değişken için 3 değer içermelidir [122]. Dolayısı ile 3 seviyeli FFD nümerik analizlerin gerçekleştirileceği noktaların tespit

edilmesinde kullanılabilir. Öte yandan CCD, 2 seviyeli FFD'ye ek olarak, bir merkez nokta ve her değişken için ikişer eksenel nokta barındırır ve 3 seviyeli FFD'ye nazaran daha az noktaya sahip olup hesaplama maliyeti bakımından daha verimlidir.

Yoğunluk, Young modülü ve Poisson oranı malzeme özelliklerinin bağımsız değişken olarak ele alındığı ve belirlenmeye çalışıldığı bu çalışmada, CCD yöntemi 15 tasarım noktası üretirken, üç seviyeli FFD yöntemi de 27 tasarım noktası üretmektedir. Dolayısı ile FFD tasarım, CCD tasarımla karşılaştırıldığında, yaklaşık olarak iki kat daha fazla SEM simülasyonu gerektirmekte ve iki kat daha fazla hesaplama yükü ile sonuçlanmaktadır.

Knofczynski ve Mundfrom [123] çalışmalarında, 9 faktörlük, çoklu korelasyon katsayısının karesi 0.9 olan bir problemin regresyon analizi sonucunda elde edilecek olan modelin yeterli bir kestirim seviyesine ulaşması için 16 tasarım noktasının kullanılmasının uygun olacağını belirtmişlerdir. Problemimizin de yüksek tahmin edilebilirliğe, dolayısı ile oldukça yüksek çoklu korelasyon katsayısına (1'e yakın) sahip bir bilgisayar simülasyonu (SEM) meta modellemesi olduğu göz önünde bulundurulduğunda, 15 tasarım noktası içeren CCD yöntemi, bizim problemimizdeki 10 faktörlü meta modelleme için doğruluk açısından yeterli, hesaplama maliyeti açısından da daha avantajlı bir seçenek olabileceği öngörülmektedir.

Çalışmada kullanılan fren diskinin malzemesinin dökme demir olduğu bilinmektedir. Fakat, dökme demirin içeriğindeki karbon miktarının, malzeme özellikleri üzerinde büyük bir etkisi vardır [124]. Ayrıca malzeme özellikleri üretim sürecinden de etkilenebilmektedir. Bu nedenle, malzeme özelliklerinin ilgilenilen bölgesi (ROI), literatürde fren üretiminde yaygın kullanılan dökme demir tipleri göz önünde bulundurularak belirlenmiştir [125], [126], [127]. Malzeme özellik sınırları, yoğunluk, Young modülü ve Poisson oranı için sırasıyla 7000-7250 kg/m^3, 0.2-0.3 and 110-138 GPa olarak belirlenmiştir. CCD kullanılarak oluşturulan DoE'ler için değişken alt ve üst limitlerinin ortalamalarının oluşturduğu nokta, merkez nokta olarak alınırken, alt ve üst sınırlar ise eksenel noktaları belirlemektedir. Ortogonal CCD'ye nazaran,

döndürülebilir tip (rotatable type) CCD'nin kestirim hatası daha düzgün dağılıma sahip olması nedeniyle [122] çalışmada döndürülebilir tip CCD benimsenmiştir. FFD için seçilen örneklem noktaları ise belirlenen malzeme özellik sınırları içinde düzgün dağıtılmıştır.

2.3.1.4 Doğrusal Regresyon

SEM analizleri doğal frekans sonuçları (f) için elde edilmesi planlanan matematiksel yaklaşım (meta model ($\hat{f}(\beta, x)$)) için en küçük kareler (Ordinary Least Squares (OLS)) yöntemi tercih edilmiştir. Her bir moda ait doğal frekans sonuçlarının, RSM yöntemi ile elde edilecek olan $\hat{f}(\beta, x)$ yaklaşık fonksiyonu, Denklem (2.2)'de görüldüğü üzere, 3 bağımsız değişkenin 1. derece, 2. derece, karşılıklı terimleri ve bunların katsayılarından (β) meydana gelmektedir. Bahsedilen katsayılardan oluşan vektör ($\widehat{\boldsymbol{\beta}}$), N adet doğal frekans yaklaşım fonksiyonu ($\hat{f}(\beta, x)$) ile simülasyon doğal frekans sonuçları (f) arasındaki hataların kareleri toplamını minimize eden β katsayılarının (Denklem (2.3)), OLS yöntemi matris formunda kullanılarak (Denklem (2.4)) saptanmasıyla oluşturulmuştur.

$$f_n^{(k)} = \hat{f}_n^{(k)}(\beta, x) + \varepsilon_n^{(k)} = \beta_0^{(k)} + \sum_{i=1}^{p} \beta_i^{(k)} x_{ni} + \sum_{i=1}^{p-1} \sum_{j=i+1}^{p} \beta_{ij}^{(k)} x_{ni} x_{nj} + \sum_{i=1}^{p} \beta_{ii}^{(k)} {x_{ni}}^2 + \varepsilon_n^{(k)} \quad (2.2)$$

$$\widehat{\boldsymbol{\beta}}^{(k)} = arg \min_{\boldsymbol{\beta}} \sum_{n=1}^{N} {\varepsilon_n^{(k)}}^2 = arg \min_{\boldsymbol{\beta}} \sum_{n=1}^{N} (f_n^{(k)} - \hat{f}_n^{(k)}(\beta, x))^2 \quad (2.3)$$

$$\widehat{\boldsymbol{\beta}}^{(k)} = (\boldsymbol{X}^T \boldsymbol{X})^{-1} \boldsymbol{X}^T \boldsymbol{f}^{(k)} \quad (2.4)$$

Burada, alt indis n, deney tasarımındaki n. örneklem noktasından elde edilen sonuçları, üst indis k ise k. mod şekline ait sonuçları temsil etmektedir. Bağımsız değişken sayısı p ile ifade edilmiş, dolayısı ile i (ve j) ele alınan bağımsız değişkeni ifade etmektedir. Regresyon parametrelerinin 1. derece, 2. derece ve karşılıklı terimlerinin katsayıları ise sırasıyla β_0, β_i, β_{ij} ve β_{ii} ile gösterilmiştir. Yine n. tasarım noktasının i. bağımsız değişkenine atanan değer x_{ni} ile ifade edilmiştir. Deney tasarımındaki toplam noktaların sayısı N ile gösterilirken (n=1, 2, …, N), ε nümerik doğal frekans sonuçları ve bunların meta model ile elde edilen yaklaşık

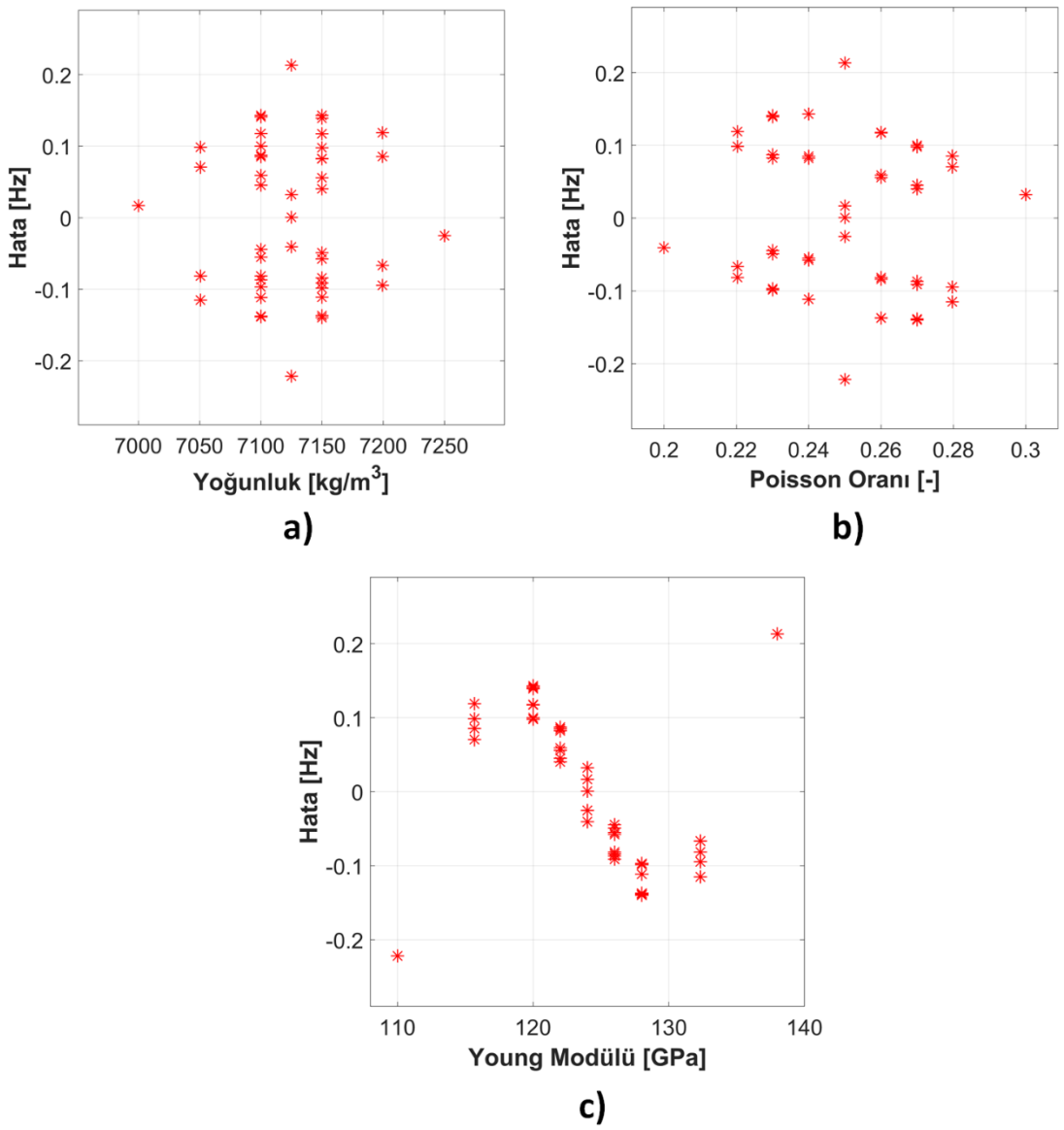
sonuçları arasındaki hatayı temsil etmektedir. Denklem (2.3)'te görülen $\boldsymbol{X}$ matrisi, tasarım matrisi olarak isimlendirilmekte ve farklı tasarım noktalarındaki x_{ni} değişkenleri, bu değişkenlerin kendisiyle ve karşılıklı çarpımlarının değerlerinden meydana gelmektedir. Aynı denklemdeki $\boldsymbol{f}$ vektörü, $f_n^{(k)}$ doğal frekans sonuçlarından (yanıt değişkeni) meydana gelmektedir. Bu çalışmada 10 ve 16 adet mod şekli ve ilgili doğal frekansları incelendiği için, aynı miktarda, birbirinden bağımsız $\boldsymbol{f}$ vektörü ve dolayısı ile aynı sayıda $\widehat{\boldsymbol{\beta}}$ kestirimcisi (vektörü) elde edilmiştir. Fakat farklı bağımsız değişkenler ve bunların örneklem uzayındaki farklı değerlerinden elde edilen yalnızca bir adet $\boldsymbol{X}$ matrisi bulunmaktadır.

2.3.1.5 Çapraz Doğrulama ve Hataların Analizi

Yeterli bir kestirim performansı garanti edebilmek için ROI içinde fakat örneklem dışından belirlenen noktalarda koşturulan SEM simülasyon sonuçlarının meta model ile arasındaki hatalar analiz edilerek çapraz doğrulama gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, deney tasarım uzayının, nispeten yüksek meta model hatası beklenen bölgelerinden [128] seçilen noktalarda 32 adet ek SEM simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

Regresyon sonucu elde edilen (meta) modelin sonuçlara uygunluğunun tespit edilmesi için belirleme katsayısı (coefficient of determination (R^2)) değerleri kullanılabilir. Fakat bizim problemimizde, deterministik özelliklere sahip SEM simülasyon sonuçlarının modellemesi yapıldığından dolayı R^2 değerleri 1'e oldukça yakındır ve ayırt edici özellikleri bulunmamaktadır. Bu nedenle DoE'lerin kestirim performanslarını kıyaslamak amacıyla, kök ortalama kare (kestirim) hata (RMSPE (Root Mean Squared Prediction Error)) değerleri kullanılmıştır. RMSPE değerleri, FFD ve CCD deney tasarım yöntemleri için sırasıyla 0.67 ve 0.50 olarak hesaplanmış ve CCD yönteminin kestirim gücünün daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

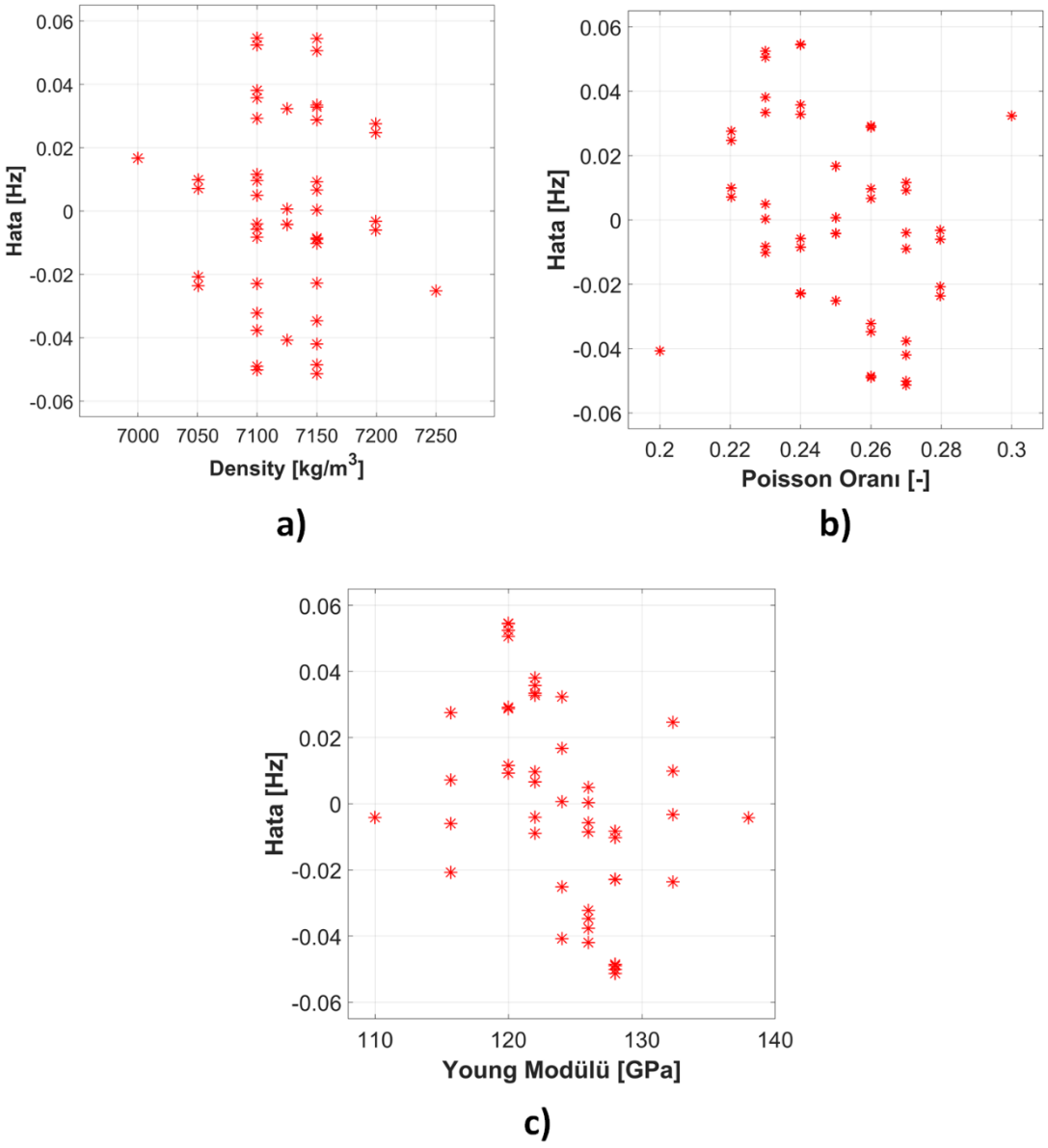
Şekil 2.18'da fren diskinin 1. mod şeklinin SEM simülasyonu doğal frekans değerleri ve bunun meta modeli arasındaki hataların, malzeme özelliklerine (bağımsız değişkenlere) bağlı dağılımları verilmiştir. Bahsedilen grafikler daha yüksek kestirim gücüne sahip olduğu tespit edilen CCD deney tasarımı sonuçlarından elde edilmiştir.



Şekil 2.18 10 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri

Maksimum görece hata değerleri çok küçük olmasına rağmen (yaklaşık ±0.2 Hz/1034 Hz), Young modülünde rastgele olmayan bir hata dağılım biçimi (örüntü) görülmektedir (Şekil 2.18.c). Bu örüntü, Young modülünün daha yüksek dereceli bir teriminin eksikliğini işaret edebilmektedir [129]. Bu nedenle E'nin 3. derece terimi, lineer regresyon sürecine ek bir faktör olarak ilave edilmiş ve güncel yanıt yüzeyi tekrar elde edilmiştir.

Güncellenmiş yaklaşım için her bir bağımsız değişkene ait hata dağılımları Şekil 2.19'da verilmiştir.



Şekil 2.19 Güncellenmiş 11 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri

Şekil 2.19.c'den de görüldüğü üzere, güncellenmiş yaklaşımda Young modülüne bağlı hata dağılımları, belli belirsiz bir biçime sahip olsa da rastgele dağılıma daha yakındır. Bunun yanında ortalama 0.46 ile daha düşük RMSPE değerlerine sahiptir. Dolayısı ile güncellenmiş 11 faktörlü yaklaşımın, SEM doğal frekans sonuçlarını yeterli seviyede temsil ettiği sonucuna ulaşılmış ve nümerik sonuçların nihai meta modeli olarak benimsenmiştir. Yalnızca maksimum hata değerleri göz önüne alındığında, CCD yöntemiyle elde edilen 2. derece RSM yaklaşımı da (E'nin 3. derece terimini içermeyen) yüksek doğruluğa sahiptir. Fakat Young modülü

değişimini daha iyi temsil eden rastgele hata dağılımına sahip bir yaklaşım elde etmek amacıyla, *E*'nin 3. derece terimi de meta modellemede kullanılmıştır.

Yukarıdaki hata analizinde, düzenli halde seçilmiş ve az sayıda örneklem dışı noktalardan alınmış çapraz doğrulama noktaları kullanıldığı için hataların normal dağılımda olup olmadığı görülememektedir. Bu nedenle, görsel olarak daha iyi bir hata dağılım analizi sağlamak amacıyla, Şekil 2.18 ve Şekil 2.19'daki analizler ve hata dağılım grafiklerine ek olarak, normal dağılım çubuk grafikleri, çok sayıdaki örneklem dışı noktadan elde edilen sonuçlarla Ek A'da ayrıca verilmiştir.

2.3.1.6 Duyarlılık Hesaplamaları

Yanıt yüzeyinin her bir bağımsız değişkene göre tasarım uzayındaki belirli bir nokta için hesaplanacak olan bölgesel duyarlılıkları; $\partial f_i/\partial x_i$ (türev tabanlı) ya da $\Delta f_i/\Delta x_i$ (OAT (one-at-a-time)) bağıntıları kullanılarak analitik ya da nümerik olarak elde edilebilir [98]. Bunun yanında, standardize regresyon katsayıları da (SRC (Standardized Regression Coefficients)) ilgili faktöre duyarlılığın, tasarım uzayının bütünü içindeki kaba bir göstergesi olarak ele alınabilir [130], [131].

Standardize regresyon katsayıları Denklem (2.5)'teki bağıntı kullanılarak elde edilebilir.

$$SRC_i^{(k)} = \beta_i^{(k)} \frac{\sigma_i}{\sigma_y^{(k)}} \tag{2.5}$$

Burada σ_i ilgili parametrenin varyansının kare kökünü (standart sapma) temsil ederken, $\sigma_y$ise cevabın standart sapmasını ifade etmektedir.

Standardize regresyon katsayıları bağımsız değişkenlerin her dereceden terimlerini ve karşılıklı terimlerini içermektedir. Bu nedenle, her bağımsız değişkenin etkisini ayrı ayrı irdeleyebilmek adına, frekans cevaplarının her bir bağımsız değişkene göre değişimleri de başta bahsedildiği gibi nümerik olarak (OAT) elde edilmiştir. Özetle standardize katsayılar, regresyonda kullanılan 11 adet faktörün, frekans cevaplarına etkisi hakkında bütün tasarım uzayı için genel bir fikir verirken, nümerik duyarlılık hesabı, faktörleri oluşturan 3 bağımsız değişkendeki (ρ, ν ve E) değişimin frekans cevaplarına ayrı ayrı etkilerini, tasarım uzayındaki farklı noktalara göre de irdelemektedir. Her bağımsız değişkenin

duyarlılığı, diğer iki değişken orta noktalarında sabit tutulurken, ilgili değişkenin tasarım uzayındaki limitleri içinde belirli aralıklarla kısmi türevi nümerik olarak elde edilerek hesaplanmıştır. Bağımsız değişkenlerin tasarım uzayındaki sınırları farklı büyüklük ve birimlere sahiptir. Bu nedenle nümerik duyarlılık hesabı, Denklem (2.6)'daki gibi, frekans cevaplarındaki oransal değişimler, her bir bağımsız değişkendeki oransal değişimlere bölünerek geçekleştirilmiş ve normalize edilmiş değerleriyle sunulmuştur.

$$S_i^{(k)} = \frac{\Delta f^{(k)}/f^{(k)}}{\Delta x_i/x_i} = \frac{\Delta f^{(k)}}{\Delta x_i}\frac{x_i}{f^{(k)}} \tag{2.6}$$

Bu normalizasyon SRC'de olduğu gibi, bağımsız değişkenlerdeki ve frekans cevaplarındaki benzer büyüklükte değişimlerin kıyaslanabilmesine olanak tanır [132].

2.3.1.7 Amaç Fonksiyonu

Malzeme özelliklerinin tersine tayini için uygulanacak minimizasyonda (Denklem (2.8)) bazı araştırmacılar amaç fonksiyonu olarak, ölçülen ve tahmin edilmiş doğal frekanslar arasındaki oransal farkların karelerinin ağırlıklandırılmış halini (Denklem (2.7.a)) belirlerken [99], [133], bazıları ise bu bağıntının oransal olmayan halini (Denklem (2.7.c)) benimsemişlerdir [102]. Soares ve diğ. [98] ve Rikards ve diğ. [97], [100], [134], [135] ise amaç fonksiyonlarında, tahmin edilen doğal frekanslar yerine nümerik olarak elde edilen öz değerleri kullanmak için ölçülen doğal frekansların karelerini kullanmışlardır (Denklem (2.7.b)). Bu üç amaç fonksiyonu aşağıdaki denklemlerde ağırlıklandırma terimleriyle birlikte genel formda verilmiştir fakat fonksiyonlar $w^{(k)} = 1$ seçimi yapılarak ağırlıklandırılmamış olarak da kullanılabilir. Bu bölümde bu üç amaç fonksiyonu kullanılarak optimizasyon yapılmış ve optimum malzeme özellik sonuçları birbirleriyle kıyaslanmıştır.

$$\Phi_1 = \sum_{k=1}^{K} {w_{exp}}^{(k)} \left(\frac{f_{exp}^{(k)} - \hat{f}^{(k)}(\boldsymbol{\beta}^{(k)}, \boldsymbol{x})}{f_{exp}^{(k)}} \right)^2 \tag{2.7.a}$$

$$\Phi_2 = \sum_{k=1}^{K} {w_{exp}}^{(k)} \left(\frac{\left(f_{exp}^{(k)}\right)^2 - \left(\hat{f}^{(k)}(\boldsymbol{\beta}^{(k)}, \boldsymbol{x})\right)^2}{\left(f_{exp}^{(k)}\right)^2} \right)^2 \quad (2.7.b)$$

$$\Phi_3 = \sum_{k=1}^{K} {w_{exp}}^{(k)} \left(f_{exp}^{(k)} - \hat{f}^{(k)}(\boldsymbol{\beta}^{(k)}, \boldsymbol{x})\right)^2 \quad (2.7.c)$$

$$\boldsymbol{x}_{opt} = arg \min_{\boldsymbol{x}}(\Phi) \quad (2.8)$$

Bazı frekans bölgelerindeki bazı mod ve doğal frekanslar değerlerinin belirlenmesi, darbe ve ölçüm doğrultusunda az yer değiştirmeye sahip mod şekilleri, ilgili frekans bölgelerindeki daha düşük ivmeölçer doğruluğu, yetersiz enerji girdisi ve düşük koherans gibi nedenlerden dolayı diğerlerine nazaran daha az güvenilirdir. Nümerik modelin (SEM) doğal frekans sonuçlarının, malzeme özelliklerinin (bağımsız değişkenler) değiştirilerek ayarlanması için, her bir deneysel doğal frekans sonuçlarının güvenilirliklerinin niceliklendirilmesi gerekmektedir. Böylelikle tahmin edilen ve ölçülen doğal frekanslar arasındaki farklar bu niceliklendirme dolayısı ile güvenilirlik açısından değerlendirilip ağırlıklandırılabilir [136].

Ağırlıklandırılmış en küçük kareler yönteminde, ideal ağırlık terimleri yaygın olarak, tekrarlanan ölçümlerden elde edilen varyansların çarpmaya göre tersleri olarak belirlenir [136]. Fakat bu bölümde bahsedilen varyanslar, daha hızlı bir prosedür elde etmek adına, mod şekillerini elde etmek için parçanın farklı bölgelerinden alınan 36 ölçümden elde edilmiştir. Bu strateji ile her bir doğal frekansın güvenilirliği, ek deneysel ölçümlere gerek kalmadan niceliklendirilmiştir.

2.3.1.8 Optimizasyon Yöntemi

Belirlenen amaç fonksiyonlarının minimizasyonu, kısıt içeren problemler için Newton yöntemini taklit eden bir lineer olmayan optimizasyon programlama olan SQP yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Dolayısı ile kullanılan optimizasyon yönteminin, Newton-benzeri yöntemlerin ortak özelliği olan hızlı yakınsama (özellikle çözüme yakın noktalarda) özelliğini barındırdığı öngörülmektedir [120]. Kullanılan SQP yöntemi optimum noktaya, her iterasyonda ikinci

dereceden programlama (Quadrature Programming (QP)) alt problemleri kurup çözerek yakınsamaktadır [137]. Bu çalışmada olduğu gibi, az sayıda serbest değişken içeren küçük ölçekli problemlerde SQP yöntemi, diğer lineer olmayan programala tekniklerine nazaran daha etkili ve gürbüz bir optimizasyon yöntemi olarak kabul edilmektedir [137]. Bu çalışmadaki süreçler boyunca, optimizasyon adımının hesaplama maliyeti, özellikle SEM analizlerinin hesaplama maliyetlerine kıyasla ihmal edilebilecek düzeydedir. Bu nedenle farklı deney tasarımlarının hesaplama ve zaman maliyetleri gerektirdikleri SEM analizleri üzerinden değerlendirilmiştir. Kullanılan kısıt içeren optimizasyon problemi sıklıkla Denklem (2.9)'daki gibi gösterilmektedir [137].

$$\min_{x \in R^n} (\Phi(x)) \tag{2.9.a}$$

$$s.t. \quad g_i(x) = 0 \ , \qquad i = 1, \dots, m_e \tag{2.9.b}$$

$$g_i(x) \leq 0 \ , \qquad i = m_e + 1, \dots, m \tag{2.9.c}$$

Denklem (2.9.a)'daki $\Phi(x)$ fonksiyonu, minimize edilecek olan fonksiyon olup, x vektörü, bağımsız değişkenleri (ρ, ν ve E) içermektedir, dolayısı ile n bu problem için 3'tür. Denklemlerdeki m_e eşitlik kısıtlarının sayısını ifade etmekte, dolayısı ile m-m_e eşitsizlik kısıtlarının sayısını vermektedir.

Daha önceden de bahsedildiği gibi SQP algoritması her iterasyonda, Lagrangian fonksiyonundan ikinci dereceden yaklaşım kullanılarak bir QP alt probleminin elde edilip çözülmesine dayanmaktadır. Bu problem için kullanılacak olan Lagrangian fonksiyonu Denklem (2.10)'daki gibi tanımlanabilir [121].

$$L(x, \lambda) = \Phi(x) + \lambda^T g(x) \tag{2.10}$$

Burada λ Lagrange çarpanları vektörüdür ve $g(x)$ kısıtları içeren kümedir. Sonrasında problem, Denklem (2.11)'de görülen genel formda, lineerleştirilmiş kısıtlara sahip bir QP alt problemine dönüştürülür. Langrangian'ın yaklaşık Hessian matrisi (H_k) ise her iterasyonda hesaplanarak güncellenir [121].

$$\min_{d \in R^n} \left(\frac{1}{2} {d_k}^T H_k d_k + \nabla \Phi(x_k)^T d_k\right) \tag{2.11.a}$$

$$\nabla g_i(x_k)^T d_k + g_i(x_k) = 0 \ , \qquad i = 1, \dots, m_e \tag{2.11.b}$$

$$\nabla g_i(x_k)^T d_k + g_i(x_k) \leq 0 \ , \qquad i = m_e + 1, \dots, m \qquad (2.11.c)$$

Burada d yön vektörü olup, her iterasyonda x_k'nın güncellenmesinde, $x_{k+1} = x_k + a_k d_k$ denklemindeki gibi rol almaktadır. Burada a_k adım aralığını ifade etmekte ve bir line search prosedürü ile belirlenmektedir. Hessian yaklaşımı H_k de Broyden–Fletcher–Goldfarb–Shannon (BFGS) yöntemi kullanılarak her iterasyonda güncellenebilmektedir. Denklem (2.11)'de genel formda verilmiş QP probleminde görülen Denklem (2.11.b), eşitlik kısıtı bulunmadığı için bizim problemimiz için geçerli değildir. Sonrasında, optimum çözüme gidecek adımları belirlemek amacıyla QP alt problemi, Newton-KKT (Karush-Kuhn-Tucker) çözücü kullanılarak çözülebilmektedir. Bu kısımdaki SQP algoritması tabanlı minimizasyon süreci MATLAB yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

2.3.1.9 Yanıt Yüzeyi Sonuçları

Her bir doğal frekans değerine ait yanıt yüzeyi fonksiyonunun yaklaşık değerleri ve nümerik doğal frekans sonuçları arasında, CCD ve FFD yöntemleri için sırasıyla 15 ve 27 adet hata değeri bulunmaktadır. Elde edilen hata değerleri, doğal frekans değerlerine oranla oldukça küçük olmasından dolayı, hesaplanan R^2 değerleri 1'e çok yakın olmakta ve ayırıcı bir özellik teşkil etmemektedir. Bu nedenle CCD ve FFD deney tasarımlarından elde edilmiş modellere ait hata değerlerinin standart sapmaları (RMSE) hesaplanmış ve kullanılmıştır.

Regresyon sürecinin sonucu olarak, her bir doğal frekans değeri kestirimi için ayrı yanıt fonksiyonları (meta model) elde edilmiştir. Disk ve balata SEM modellerinin, ilk ikişer doğal frekansına ait meta model bağıntıları A bölümünde örnek olarak verilmiştir. Bu 16 fonksiyonun ortalama örneklem içi RMSE değerleri CCD ve FFD için sırasıyla 0.28 ve 0.14 olarak elde edilirken, örneklem dışı (kestirim) RMSE değerleri ortalamaları sırasıyla 0.50 ve 0.67 olarak elde edilmiştir. Tablo 2.8'de bahsi geçen RMSE değerleri ve bunların ortalamaları CCD ve FFD tasarımları için ayrı ayrı sunulmaktadır.

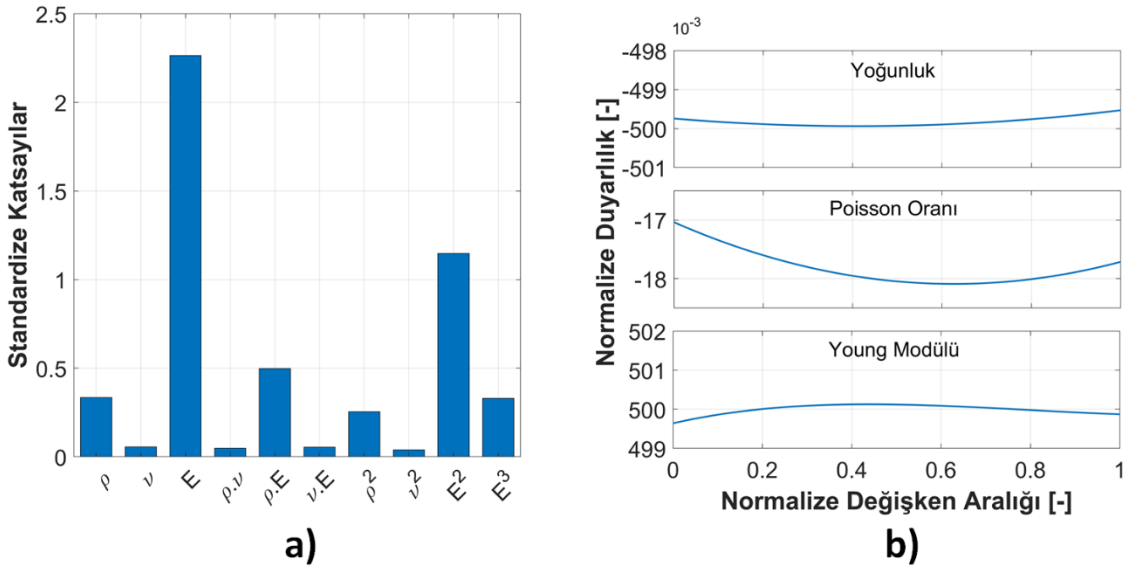
Tablo 2.8 Örneklem içi ve kestirim RMSE değerleri ve RMSE ortalama değerleri

	RMSE					RMSE			
	CCD		FFD			CCD		FFD	
	Örn. içi	Kestir.	Örn. içi	Kestir.		Örn. içi	Kestir.	Örn. içi	Kestir.
1	0.063	0.099	0.019	0.125	**9**	0.274	0.486	0.129	0.642
2	0.136	0.230	0.066	0.301	**10**	0.289	0.520	0.145	0.691
3	0.134	0.226	0.054	0.294	**11**	0.324	0.582	0.161	0.773
4	0.153	0.286	0.094	0.386	**12**	0.368	0.674	0.195	0.902
5	0.171	0.281	0.063	0.363	**13**	0.428	0.743	0.190	0.977
6	0.155	0.316	0.116	0.437	**14**	0.451	0.831	0.245	1.114
7	0.211	0.368	0.096	0.485	**15**	0.538	0.989	0.291	1.325
8	0.199	0.383	0.122	0.520	**16**	0.544	1.050	0.327	1.424
				Ortalama		**0.28**	**0.50**	**0.14**	**0.67**

Ortalama değerine ek olarak, CCD tasarımına ait kestirim RMSE değerlerinin her birinin de FFD tasarımınkine nazaran daha düşük olduğu görülmektedir. Dolayısı ile çalışılan problem için, her ne kadar örneklem içi hata değerleri yüksek olsa da CCD deney tasarımı kestirim gücünün (örneklem dışı doğruluk) FFD'ye göre bir miktar daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Bu sonuca uygun olarak, 2. derece yanıt yüzeyi uygulamalarında CCD en çok tercih edilen tasarım yöntemidir [122].

2.3.1.10 Duyarlılık Sonuçları

Daha önceki bölümlerde bahsi geçen standardize katsayılar ve ayrık (OAT) duyarlılıklar Şekil 2.20'de görülmektedir.



Şekil 2.20 a) Faktörlerin standardize regresyon katsayıları ve b) bağımsız değişkenlerin OAT ayrık duyarlılıkları

Bağımsız değişkenlerin incelenen aralıkları (ρ=7000–7250, ν =0.2–0.3 ve E=110–138) daha basit ve anlaşılır bir görsel elde etmek amacıyla Şekil 2.20.b'de normalize edilerek sunulmuştur. Şekil 2.20.a ve Şekil 2.20.b'de görülen standardize katsayılar ve duyarlılık değerleri incelendiğinde, ν değişkenini içeren faktörlerin yanıta etkisi diğer içermeyen faktörlere nazaran daha düşük olduğu görülmüştür. Diğer bir değişle fren diskinin doğal frekans değerleri, Young modülü ve yoğunluğa daha çok duyarlıyken, Poisson oranına daha az duyarlıdır. Bu sonuç literatürdeki benzer çalışmalardaki [98], [138] bulgularla da paralellik göstermektedir.

Yoğunluk ve Young modülü değerlerine olan, doğal frekans değerleri yaklaşımları duyarlılıklarının tümü benzer karakteristikler gösterirken, Poisson oranına olan duyarlılıklar ise bazı doğal frekanslar için Poisson oranının değerine bağlı olarak (incelenen aralık içerisinde) negatif veya pozitif değerler alabilmektedir. Diğer bir deyişle, bazı modlar için Poisson oranı artışı, Poisson oranının o anki değerine bağlı olarak, doğal frekans değerinde artış ya da azalışa neden olabilir.

Şekil 2.20.b'de görüldüğü gibi yoğunluk ve Young modülü duyarlılık değerleri ters işaretli ve birbirine çok yakın değerlere sahiptirler. Bunun sebebi, fren diskinin sönüm içermeyen, lineer olarak modellenmiş olmasıdır. Malzemesi itibariyle

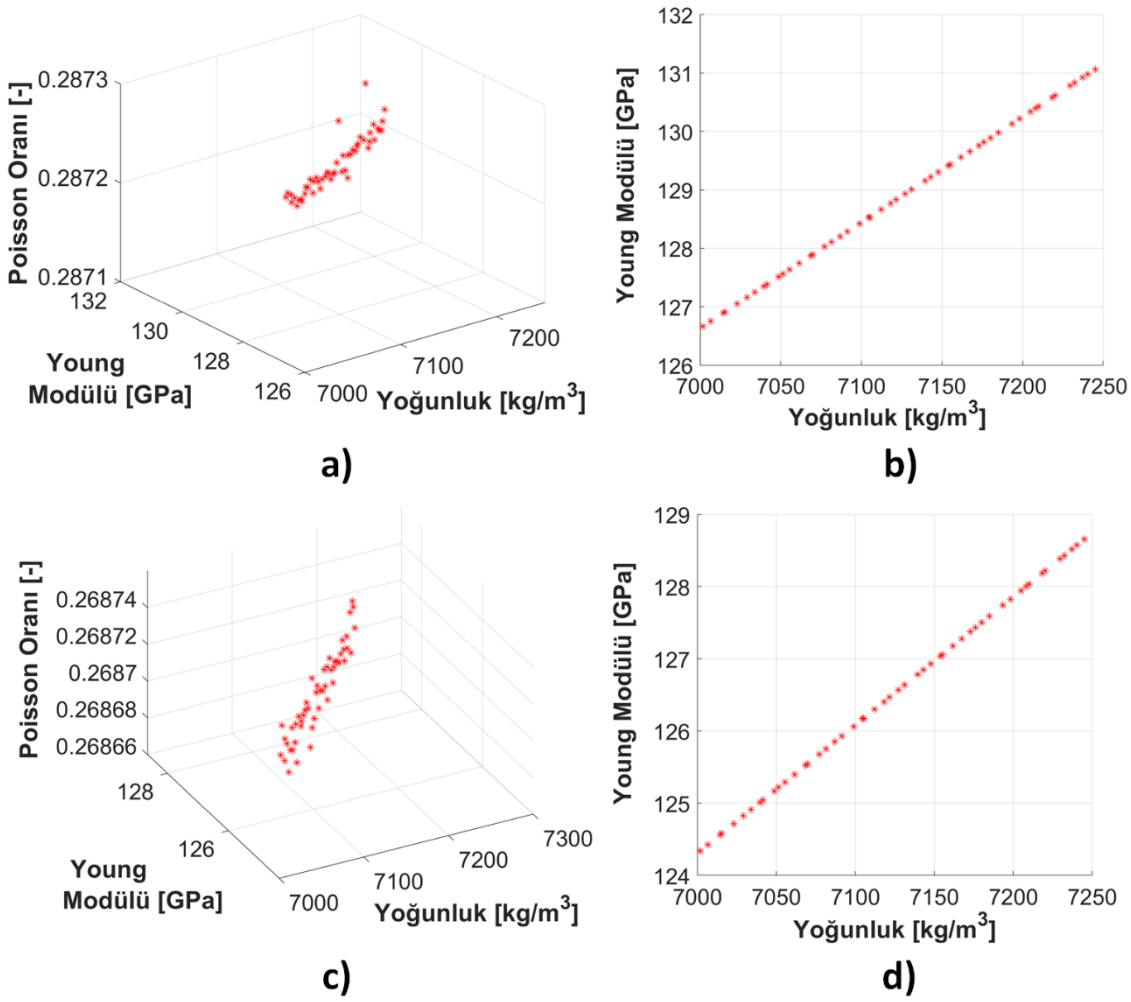
düşük sönümlü olması nedeniyle, fren diskinin gerçek dinamik davranışı da bahsedilen modellemeye yakındır.

2.3.1.11 Optimizasyon Sonuçları

Bu kısımda kullanılan optimizasyon algoritması başlangıç tahminine ihtiyaç duymaktadır. Minimizasyon problemlerinde tek bir başlangıç tahminiyle ulaşılan çözüm, ROI içinde birden çok lokal minimum ya da semer noktaları (saddle points) varlığı durumlarında yanıltıcı olabilmektedir. Bu nedenle MATLAB yazılımı yardımıyla, LHS (Latin Hypercube Sampling) yöntemi kullanılarak, tespit edilememiş lokal minimum ya da yanıltıcı optimum değerlerinden kaçınmak amacıyla, ROI içerisinde 50 başlangıç tahmini seçilmiştir. Optimum sonuçların, ROI limitlerinin dışında olmalarına rağmen ROI limitlerinde algılanması ihtimalini elemek amacıyla, minimizasyon sürecinin alt ve üst limitleri, ROI'nin alt ve üst limitlerinden daha geniş seçilmiştir [97].

Kullanılan SQP optimizasyon algoritması, geçerli optimizasyon problemini, ϕ_1 amaç fonksiyonu, birim ağırlıklandırma, 10^{-9} görece adım ve optimalite toleransı kullanılarak; 50 başlangıç tahminini toplamda 1171 iterasyon ve 7350 fonksiyon hesaplaması yaparak sonuçlandırmıştır. Amaç fonksiyonu ϕ_1 kullanılarak elde edilen optimizasyon sonuçları Şekil 2.21'de verilmiştir.

Üstten görünüşler (Şekil 2.21.b ve Şekil 2.21.d) incelendiğinde, 50 başlangıç şartıyla elde edilen optimum parametreler, vadi tipi bir minimumlar (semer noktaları) oluşturmuştur. Görüldüğü gibi optimum noktalar lokal veya global minimumlar yerine, yoğunluk ve Young modülü düzlemine paralel bir vadi oluşturmuşlardır.



Şekil 2.21 50 başlangıç tahmini, 16 doğal frekans kullanılarak elde edilen bağımsız değişken optimizasyon sonuçları a) eşit ağırlıklandırılmış, b) üstten görünüşü, c) varyansların tersi ile ağırlıklandırılmış ve d) üstten görünüşü

SEM analizleri sönüm içermediğinden dolayı yoğunluk ve Young modülündeki zıt yönde, aynı miktardaki değişimler birbirlerini götürerek, özdeğer, dolayısı ile fren diskinin doğal frekans değerlerinde herhangi bir değişim oluşturmazlar. Bu nedenle bu noktalar benzer SSE değerlerine sahiptirler. Bu sonuç ve yorumlar da OAT duyarlılıkları sonuçları ile örtüşmektedir. Vadi tipi minimum varlığı aynı zamanda, optimum noktalarda elde edilen yaklaşık Hessian matrisi yardımıyla hesaplanan amaç fonksiyonunun asli (temel) ve doğrultu eğrileri (Denklem (2.12) [139]) kullanılarak da doğrulanabilir.

$$K_\alpha = \frac{\frac{\partial^2 \phi}{\partial E^2} cos^2(\alpha) + 2\frac{\partial^2 \phi}{\partial E \partial \rho}\cos(\alpha)\, sin(\alpha) + \frac{\partial^2 \phi}{\partial \rho^2} sin^2(\alpha)}{\left[1 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial E} cos(\alpha) + \frac{\partial \phi}{\partial \rho} sin(\alpha)\right)^2\right]^{3/2}} \qquad (2.12)$$

Burada α yoğunluk ve Young modülü düzlemine yansıtılan vadi noktaları ile yoğunluk ekseni arasındaki açıdır. 50 optimum noktasındaki asli (temel) eğriler, üstten görünüşlerdekiyle (Şekil 2.21.b ve Şekil 2.21.d) uyumlu şekilde, bütün doğrultularda pozitifken, aynı açıda (0.99^o) sıfıra yakınsamaktadır.

Ardından bahsedilen vadi tipi minimum noktalarından, Young modülü değerini tayin edebilmek amacıyla, fren diski yoğunluk değeri, 3 boyutlu model hacim verisi ve kütle ölçüm verisi yardımıyla belirlenmiştir. Öte yandan Poisson oranı değeri minimizasyon süreci sonucunda direkt olarak elde edilmektedir.

Farklı amaç fonksiyonlarının, ağırlıklandırma yapılmış ve yapılmamış, 10 ve 16 doğal frekans değeri kullanılarak gerçekleştirilmiş minimizasyon sonucunda elde edilmiş optimum malzeme özellik değerleri Tablo 2.9'da verilmiş ve beklenen malzeme özellik değerleriyle kıyaslanmışlardır. Tabloda görülen optimum malzeme özellikleri, fren diski malzemesi olarak da sıkça kullanılan [124], dökme demir tipleri arasında gri dökme demir (ASTM A48 Class 40) olarak anılan malzemenin özelliklerine oldukça yakın bulunmuş ve bu malzeme özellikleri temel alınarak kıyaslama yapılmıştır.

Tablo 2.9 Malzeme özelliklerinin gerçek ve optimum değerlerinin kıyaslanması

Amaç fonks.	Ağırlık.	Kullanılan doğal frekans	Young Modülü		Poisson Oranı		Yoğunluk	
			Opt. [MPa]	Hata [%]	Opt. [-]	Hata [%]	Opt. [kg/m^3]	Hata [%]
Φ_1	yok	16	130736	4.59	0.287	14.80	7083	0.2
		10	130042	4.03	0.249	-0.40		
	var	16	128327	2.66	0.268	7.20		
		10	128526	2.82	0.241	-3.60		
Φ_2	yok	16	130657	4.53	0.288	15.20		
		10	129975	3.98	0.251	0.40		
	var	16	128251	2.60	0.269	7.60		
		10	128454	2.76	0.241	-3.60		
Φ_3	yok	16	132433	5.95	0.418	67.20		
		10	131459	5.17	0.289	15.60		
	var	16	129162	3.33	0.376	50.40		
		10	129080	3.26	0.305	22.00		
Gerçek malzeme özellikleri			125000		0.25		7100	

Amaç fonksiyonu ϕ_1 kullanıldığında, ağırlıklandırma işleminin uygulanması çoğunlukla daha isabetli optimum elastik sabit (Young modülü ve Poisson oranı) değerlerine ulaşılması ile sonuçlanmıştır. Buna rağmen ilk 10 doğal frekans değerinin kullanıldığı optimizasyonda, ağırlaklandırmanın kullanılması Poisson oranı değerinde hatanın artmasına sebep olduğu görülmüştür. Amaç fonksiyonu ϕ_3'ün aksine ϕ_1 ve ϕ_2'nin elastik sabit sonuçları, gösterdiği karakteristikler ve hata değerleri bakımından benzer özellikler göstermektedir. Ayrıca optimum Young modülü değerlerinin Poisson oranı değerlerine göre amaç fonksiyonlarından daha az etkilendiği Tablo 2.9'da görülmektedir.

Ağırlıklandırma kullanılarak ve kullanılmayarak, 10 ve 16 mod frekansları kullanılarak, farklı amaç fonksiyonları ile elde edilen optimum malzeme özellikleri

SEM modelinde uygulanarak elde edilen nümerik doğal frekans değerleri Tablo 2.10, Tablo 2.11 ve Tablo 2.12'nin sol kısımlarında verilmiştir. Öte yandan, deneysel (Tablo 2.5) ve bahsi geçen nümerik doğal frekans değerleri aynı tabloların sağ kısımlarında karşılaştırılarak yüzde hata değerleri verilmiş, en yüksek hataya sahip modlar ise altı çizili hücreler ile gösterilmiştir. Ayrıca hata kareleri toplamları tabloların en alt satırlarında sunulmuştur.

Amaç fonksiyonu ϕ_1 ve ϕ_2 kullanılarak elde edilen elastik sabit değerleri kullanılarak gerçekleştirilen SEM simülasyonu doğal frekans sonuçları, deneysel sonuçlar ile oldukça yüksek bir uyum sergilemişlerdir. Bu 8 optimizasyon prosesi sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki yüzde hataların (Tablo 2.10 ve 2.11'in en sağ 4'er sütunu) en yükseği %-2.95 olarak saptanmıştır. Öte yandan Amaç fonksiyonu ϕ_3 kullanıldığında karşımıza çıkan maksimum hata değeri %-5.24'tür.

Beklendiği üzere ağırlıklandırma yapılmamış optimizasyon süreci, ağırlıklandırma yapılmış olanlara kıyasla daha düşük hata kareleri toplam değerleri sağlamaktadır. Bunun nedeni, daha düşük ağırlıklandırılmış doğal frekansların amaç fonksiyonunda atfedilen önemlerinin azalması ve deneysel sonuçlar ile arasında daha yüksek hata değerlerinin oluşmasıdır. Sonuç olarak yüksek katsayı ile ağırlıklandırılmış doğal frekanslardaki hata değerleri düşse de 16 doğal frekanstaki kareler toplamı artmaktadır. Buna rağmen ağırlıklandırma kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyon sonucunda elde edilen optimum malzeme özellik değerleri, beklenen malzeme özelliklerine daha yakın elde edilmektedir.

Tablo 2.10 ϕ_1 optimum parametreleriyle elde edilen nümerik doğal frekans değerleri ve bunların deneysel doğal frekanslarla arasındaki hata değerleri

	ϕ_1 optimum frekansları [Hz]				ϕ_1 hata değerleri [%]			
	Ağırlıklandırma yok		Ağırlıklandırma var		Ağırlıklandırma yok		Ağırlıklandırma var	
	16	10	16	10	16	10	16	10
1	1037.2	1036.7	1028.6	1031.1	-0.27	-0.22	0.56	0.32
2	2112.2	2097.1	2087.8	2083.0	-2.38	-1.65	-1.20	-0.96
3	2321.9	2320.1	2302.4	2307.6	0.53	0.60	1.36	1.14
4	2606.2	2591.7	2578.0	2575.2	-0.70	-0.14	0.39	0.50
5	2895.5	2897.7	2873.5	2882.9	-2.88	-2.95	-2.09	-2.43
6	3115.2	3101.1	3083.1	3082.1	1.21	1.66	2.23	2.26
7	3766.4	3762.0	3734.1	3741.5	1.38	1.49	2.23	2.03
8	3894.7	3892.1	3862.1	3871.3	0.22	0.28	1.05	0.82
9	4907.4	4906.2	4867.5	4880.3	0.28	0.30	1.09	0.83
10	5293.4	5286.6	5247.6	5257.6	1.57	1.70	2.43	2.24
11	5984.4	5994.5	5941.7	5965.1	-2.52	-2.69	-1.79	-2.19
12	6867.0	6858.9	6808.1	6821.5	1.72	1.84	2.56	2.37
13	7615.1	7604.7	7548.9	7562.9	-0.45	-0.31	0.42	0.24
14	8481.8	8472.6	8409.2	8426.6	1.50	1.61	2.34	2.14
15	10074	10068	9990	10015	0.07	0.13	0.91	0.66
16	10137	10128	10052	10074	1.39	1.47	2.22	2.00
				SSE	0.0034	0.0035	0.0047	0.0044

Tablo 2.11 ϕ_2 optimum parametreleriyle elde edilen nümerik doğal frekans değerleri ve bunların deneysel doğal frekanslarla arasındaki hata değerleri

	ϕ_2 optimum frekansları [Hz]				ϕ_2 hata değerleri [%]			
	Ağırlıklandırma yok		Ağırlıklandırma var		Ağırlıklandırma yok		Ağırlıklandırma var	
	16	10	16	10	16	10	16	10
1	1036.8	1036.3	1028.3	1030.8	-0.23	-0.18	0.59	0.34
2	2111.9	2097.0	2087.4	2082.4	-2.36	-1.64	-1.18	-0.94
3	2321.1	2319.3	2301.6	2307.0	0.56	0.64	1.39	1.17
4	2605.7	2591.3	2577.5	2574.5	-0.68	-0.12	0.41	0.53
5	2894.4	2896.4	2872.3	2882.1	-2.84	-2.91	-2.06	-2.40
6	3114.4	3100.5	3082.3	3081.3	1.24	1.68	2.25	2.29
7	3765.1	3760.7	3732.8	3740.4	1.41	1.53	2.26	2.06
8	3893.4	3890.6	3860.8	3870.2	0.25	0.32	1.09	0.84
9	4905.7	4904.2	4865.7	4878.9	0.31	0.34	1.12	0.85
10	5291.7	5284.8	5245.9	5256.2	1.61	1.74	2.46	2.27
11	5981.9	5991.6	5939.3	5963.4	-2.47	-2.64	-1.74	-2.16
12	6864.7	6856.4	6805.8	6819.6	1.75	1.87	2.60	2.40
13	7612.6	7602.1	7546.4	7560.8	-0.42	-0.28	0.45	0.27
14	8479.0	8469.5	8406.4	8424.2	1.53	1.64	2.38	2.17
15	10071	10064	9987	10012	0.10	0.17	0.94	0.69
16	10134	10125	10048	10071	1.42	1.51	2.25	2.03
				SSE	0.0034	0.0036	0.0048	0.0044

Tablo 2.12 ϕ_3 optimum parametreleriyle elde edilen nümerik doğal frekans değerleri ve bunların deneysel doğal frekanslarla arasındaki hata değerleri

	ϕ_3 optimum frekansları [Hz]				ϕ_3 hata değerleri [%]			
	Ağırlıklandırma yok		Ağırlıklandırma var		Ağırlıklandırma yok		Ağırlıklandırma var	
	16	10	16	10	16	10	16	10
1	1039.6	1039.9	1027.4	1029.6	-0.50	-0.53	0.68	0.46
2	2171.2	2118.6	2127.6	2103.8	-5.24	-2.69	-3.12	-1.97
3	2331.5	2328.1	2302.5	2305.5	0.12	0.26	1.36	1.23
4	2669.0	2613.9	2617.7	2594.1	-3.13	-1.00	-1.14	-0.23
5	2888.9	2903.0	2859.5	2872.8	-2.65	-3.14	-1.60	-2.07
6	3183.0	3124.2	3123.2	3099.3	-0.94	0.93	0.96	1.72
7	3789.0	3776.6	3739.3	3740.6	0.79	1.11	2.09	2.06
8	3916.7	3905.1	3864.8	3867.3	-0.35	-0.05	0.98	0.92
9	4921.7	4920.4	4861.8	4871.7	-0.02	0.01	1.20	1.00
10	5330.1	5307.8	5258.2	5257.6	0.89	1.31	2.23	2.24
11	5942.9	5999.6	5892.5	5934.6	-1.80	-2.78	-0.94	-1.66
12	6824.9	6885.5	6766.7	6817.4	2.32	1.46	3.16	2.43
13	7668.2	7635.7	7565.0	7563.7	-1.15	-0.72	0.21	0.23
14	8537.1	8504.7	8422.6	8423.7	0.86	1.24	2.19	2.18
15	10156	10101	10009	10004	-0.74	-0.20	0.72	0.76
16	10196	10165	10062	10067	0.82	1.12	2.12	2.07
				SSE	0.0059	0.0035	0.0049	0.0042

Doğal frekanslardaki en büyük yüzde hata ve tüm frekanslardaki hata kareleri toplam değerlerinin maksimum olduğu durum, amaç fonksiyonu ϕ_3'ün kullanıldığı optimizasyondur. Bunun muhtemel sebebinin, amaç fonksiyonu ϕ_3'ün paydasında frekans değerinin bulunmaması olduğu düşünülmektedir. Yüksek frekanslarda

SEM ve deneysel doğal frekans değerleri arasındaki fark beklendiği üzere artmakta, fakat hata değerlerinin frekans değerine bölünmemesi sonucu hata değerleri normalize olmadığı için optimizasyon işlemi, yüksek frekanslı modlara daha fazla değer atfedilerek gerçekleşmektedir. Bunların sonucu olarak malzeme özellik değerleri ve bunlar kullanılarak bulunan SEM doğal frekans değerleri, gerçek değerlere göre daha yüksek yüzde hata ve hata kareleri toplamları ile elde edilmektedir [93], [97]. Buna çıkarımlara uygun olarak, ϕ_3 ile optimizasyonda 16 yerine 10 doğal frekansı kullanmak (daha dar bir frekans aralığında kalmak), hem ağırlıklandırılmış hem de ağırlıklandırılmamış optimizasyonda daha iyi optimum Poisson oranı ve Young modülü değerleri sağlamaktadır. Bu kısımdaki parça ve modal test için, optimizasyonda 10 veya daha az doğal frekans değeri kullanmak mümkündür. Fakat seyrek dağılmış modlara sahip bir parça için düşük frekans bandında kalmak, yetersiz doğal frekans sayısı ile optimizasyona sebep olacaktır. Öte yandan yeterli mod kullanmak için geniş frekans aralığı kullanmak da hata değerini kabul edilebilir sınırların üzerine çıkarabilecektir.

Genel olarak optimizasyon sürecinde, farklı noktalardan alınan deneysel doğal frekans sonuçları varyanslarının, 3 amaç fonksiyonunda da ağırlıklandırılmış olarak kullanılması, daha düşük Young modülü hatası sağlamaktadır. Fakat ağırlıklandırma, 10 modun kullanıldığı optimizasyonlardaki Poisson oranı hatalarını bir miktar arttırmıştır.

Bu kısımda özetle, SEM sonuçlarının modellenebilmesi için DoE kullanılmış, 11 faktör içeren bir yanıt yüzeyi lineer regresyon kullanılarak elde edilmiştir. Bu yanıt yüzeyi ve SEM doğal frekans sonuçları arasındaki hatalar analiz edilerek DoE'lerin örneklem içi doğrulukları ve kestirim güçleri irdelenmiştir. Ardından 3 farklı amaç fonksiyonu belirlenmiş ve bunlar; ağırlıklandırılmış ve ağrlıklandırılmamış; 10 ve 16 doğal frekans değeri (12 farklı kombinasyon) kullanılarak SQP optimizasyon algoritması yardımıyla minimize edilmiştir. Seçilen amaç fonksiyonları, yanıt yüzeyi ile deneysel doğal frekanslar arasındaki hatayı ifade ederken, bunların minimizasyonu sırasında malzeme parametreleri bağımsız değişkenler olarak optimizasyona katılmıştır. Ağırlıklandırma için her bir mod için, fren parçalarının farklı noktalarından toplanan ivme verilerinden elde edilen doğal frekans değerleri varyansları kullanılmıştır.

Sonuç olarak, düşük Young modülü ve Poisson oranı hatası sağlayan, ayrıca maksimum doğal frekans hatasını da minimum yapan, ağırlıklandırılmış ϕ_2 amaç fonksiyonunun, 10 doğal frekans değeriyle kullanılarak ulaşılan malzeme özellikleri ve güncellenmiş model benimsenmiştir.

2.3.2 Balata SEM Optimizasyonu

2.3.2.1 Balata SEM Optimizasyon Prosedürü

Ayrıntıları alt bölüm 2.2'de verilmiş olan balata SEM'nin; deney tasarımı, regresyon ve optimizasyonu için, diskte anlatılan yöntemler arasından, zaman maliyeti, optimum malzeme özellikleri ve güncellenmiş SEM doğal frekanslarının doğruluğu bakımından daha iyi sonuçlar veren, CCD deney tasarımı yöntemi, ϕ_2 amaç fonksiyonu, ağırlıklandırma ile birlikte kullanılmıştır.

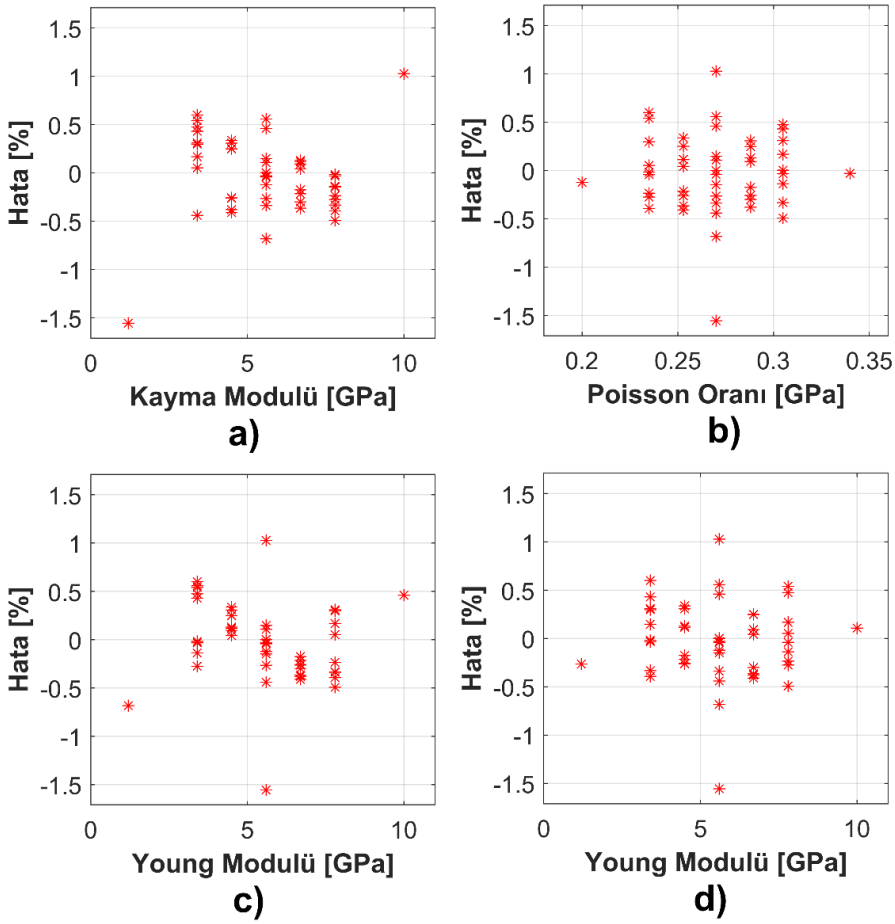
Balatanın destek plakası kısmının malzemesi yaygın kullanılan yapı çeliğidir ve bu malzemenin özellikleri, dökme demirinkilerin aksine literatürde çok daha hassas şekilde bilinmektedir [140],[141],[142],[143],[144],[145],[146]. Bu nedenle destek plakası izotropik malzeme özellikleri olan; 7850 kg/m^3 yoğunluk, 210 GPa Young modülü ve 0.3 Poisson oranı değerleri sabit kabul edilerek bağımsız değişkenler arasına alınmamış ve SEM bu sabit değerler üzerine kurulmuştur. Buna karşın, balatanın sürtünme yüzeyi kısmının malzemesinin, birçok inorganik ve organik içeriğe sahip kompozit yapıda olmasından dolayı, anizotropik olarak modellenmesi daha uygundur [89]. Dahası sektörde kullanılan ve literatürde bilinen malzeme özellikleri çok daha geniş skalada çeşitlilik göstermekte ve özellikler kolaylıkla tahmin edilememektedir. Bu nedenle öncelikle sürtünme yüzeyi kısmı ortotropik malzeme özelliklerine göre 3 boyutlu olarak modellenmiş ve kayma modülü, Poisson oranı, Young modülünün ise diskin dönme düzlemindeki (E_{xy}) ve buna dik doğrultudaki (E_z) değerleri ayrı ayrı bağımsız değişken kabul edilerek, optimizasyon bu dört parametreye göre gerçekleştirilmiştir.

Balata SEM modelinin deney tasarım uzayı, literatürden elde edilen sürtünme yüzeyi malzeme özellikleri [140], [141], [142], [144], [146], [147], [148], [149], [150], [151] dikkate alınarak sınırlanmıştır. Bu bağlamda deney tasarım uzayının sınırları için, sürtünme yüzeyine ait kayma modülü, x-y düzlemindeki Young

modülü ve z eksenindeki Young modülü değerleri 0.5–12 GPa aralığında sınırlanırken Poisson oranı ise 0.1–0.35 arasında sınırlanmıştır. Optimizasyon sırasında ise, diskte olduğu gibi bu sınırlardan daha geniş aralıklara izin verilmiştir.

2.3.2.2 Balata SEM Optimizasyon Sonuçları

Balatanın deney tasarımı noktalarından alınan simülasyon sonuçları ile 6 mod için meta modeller elde edilmiş ve en yüksek hataları içeren 4. moda ait doğal frekansın SEM ve meta modeli arasındaki hata değerler Şekil 2.22'de verilmiştir. Burada, diskte yapıldığı gibi, DoE'nin oluşturulduğu örneklem içi noktaların yanında, çapraz doğrulama için belirlenen ek noktalarda yapılan simülasyon sonuçları da karşılaştırmaya (hata analizine) dahil edilmiştir.

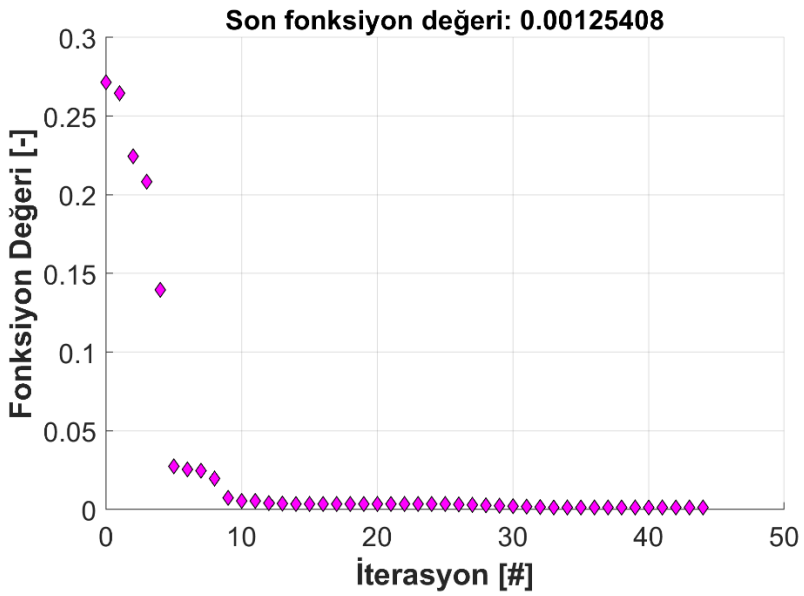


Şekil 2.22 Yanıt yüzeyinin a) kayma modülü (ρ) b) Poisson oranı (ν), c) x-y düzlemindeki Young modülü (E_{xy}) ve d) x-y düzlemindeki Young modülü (E_z) bağlı hata oranları

Şekil 2.22'den görüleceği üzere balataya ait bağımsız değişkenlere bağlı hata dağılımlarında bariz bir örüntü görülmemekte ve hata değerleri kabul edilebilir düzeylerdedir. Bu nedenle, kurulan meta modelin yeterli olduğu kanaatine varılmıştır.

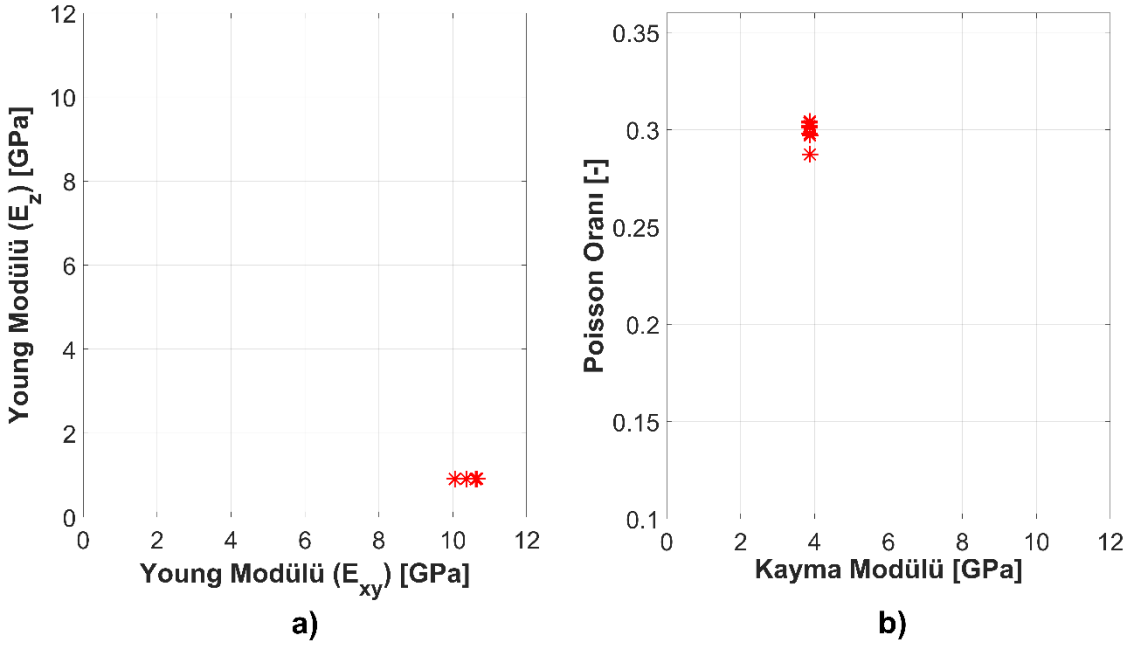
Meta modelin, deneysel doğal frekanslar ile optimizasyonu için kullanılan SQP optimizasyon algoritmasında, ağırlıklandırılmış amaç fonksiyonu ve 10^{-9} görece adım ve optimalite toleransları kullanılmıştır. Algoritma, LHS ile elde edilen 50 başlangıç tahminini toplamda 2226 iterasyon ve 12576 fonksiyon hesaplaması yaparak sonuçlandırmıştır.

Şekil 2.23'te (50 başlangıç noktası arasından) örnek bir başlangıç noktası ile gerçekleştirilen optimizasyona ait iterasyonlar ve her bir iterasyona ait amaç fonksiyonu (nümerik doğal frekanslar ile meta model frekansları arasındaki uyuşmazlığı niceleyen) değerleri gösterilmiştir.



Şekil 2.23 Bir başlangıç noktasından gerçekleştirilen optimizasyona ait iterasyon ve amaç fonksiyonu değerleri

Optimizasyon sonucunda, 50 başlangıç tahmini, 4 bağımsız değişken (malzeme özellikleri) uzayında optimum noktaya yakınsamış ve bu 50 nokta Şekil 2.24'te gösterilmiştir. Dört adet bağımsız değişken olması sebebiyle bu 50 nokta 2 farklı grafik ile sunulmuştur.



Şekil 2.24 Elde edilen optimum a) x-y ile z ekseni Young modülü değerleri ve b) kayma modülü, Poisson oranı değerleri

Şekil 2.24'te görüldüğü gibi, gerçekleştirilen optimizasyonlar sonucunda, kayma modülü, Poisson oranı, x-y eksenindeki Young modülü (E_{xy}) ve z eksenindeki Young modülü (E_z) parametreleri sırasıyla; 3886.82 MPa, 0.31, 10683.57 MPa ve 732.37 MPa değerlerine yakınsamıştır. Elde edilen optimum malzeme değerleri balata SEM modeline girilerek nihai nümerik doğal frekans (f_{opt}) değerleri elde edilmiş ve Tablo 2.6'daki deneysel modal analiz doğal frekans değerleriyle (f_{DMA}) karşılaştırmalı olarak Tablo 2.13'de verilmiştir.

Tablo 2.13 Balatanın optimum nümerik doğal frekans sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması

Mod [#]	1	2	3	4	5	6
f_{DMA} [Hz]	2124.5	3911.7	5745.8	–	9234.0	–
F_{opt} [Hz]	2091.6	3906.7	5567.5	7984.0	9036.6	10020.0
Hata [%]	1.6	0.1	3.1	–	2.1	–

Görüldüğü üzere nihai SEM modeli ile deneysel doğal frekanslar arasındaki hatalar kabul edilir düzeydedir.

Uygulanan prosedürde CCD yöntemi seçildiğinde, disk için toplam 32, balata için toplam 49 adet örneklem içi ve örneklem dışı deney tasarımı noktasında SEM simülasyonu gerektirmektedir. Bunların yanında ağ yapısı iyileştirmesi için ek simülasyonlara ve bazı ek adımlara ihtiyaç duyulmasına rağmen, uygulanan prosedür hesaplama ve zaman maliyetini önemli ölçüde düşürmektedir. Örneğin, disk için belirlenen malzeme özellik sınırları, ρ=7000, 7050, …, 7250, ν=0.2, 0.21, …, 0.3 ve E=110, 112, …, 138 şeklinde düzgün aralıklara bölünüp (yaklaşık %1–%5 arası adım aralığına denk gelmektedir) her nokta için SEM simülasyonu koşturularak optimum nokta aranabilir. Fakat bu yöntem, CCD yöntemiyle 32 adet SEM simülasyonunun 990'a çıkması anlamına gelmektedir. Balata için de incelenecek parametre uzayı, G,E_{xy},E_z=0.5, 1, …, 12 ve ν=0.10, 0.11, …, 0.35 şeklinde aralıklara bölünecek olursa, simülasyon ihtiyacı 49'dan 359,424'e yükselmektedir. Diğer bir alternatif ise, parametreler için bir başlangıç noktası seçilerek, ardışık olarak simülasyonların koşturulup, değişimlerin ve duyarlılıkların analiz edilmesiyle optimum noktanın aranması olabilir [99], [102]. Fakat bu yöntemde de hesaplama ve zaman maliyeti, seçilen başlangıç noktasına oldukça bağımlı olacak [99], malzeme özelliklerinin doğal frekanslara olan etkisinin geniş perspektiften görülüp yorumlanamamasına neden olacaktır.

Öte yandan uygulanan yöntemin bazı güçsüz yanları da bulunmaktadır. Örneğin, elde edilen meta modelin 2. dereceden bir yaklaşım olması ve parametreler ile doğal frekanslar arasında herhangi bir analitik ilişki içermemesi, modelin seçilen örneklem uzayı sınırları içinde veya yakınlarında yüksek kestirim gücüne sahip olup farklı noktalarda güvenilir tahminler yapamamasına neden olacaktır. Ayrıca prosedür, istatistiki yöntem ve ağırlıklandırmalar sayesinde rastlantısal hataları elimine edebilirken, SEM veya ölçüm kaynaklı deterministik hataları ayrıştıramayacaktır.

Bu bölümde açıklanan çalışmalarla ilgili elde edilen kazanımlar ve ulaşılan bulgular aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Kullanılan yöntem sayesinde çok az sayıda nümerik analiz yaparak malzeme özellikleri saptanmış ve deneysel veriler ile yüksek uyum gösteren SEM modelleri elde edilebilmiştir.

Doğrulanmış SEM modeli sayesinde, ölçüm noktalarının yeterince sık olmaması (ve bütün doğrultularda ölçüm alınmaması) nedeniyle geometrik olarak bütünüyle elde edilemeyen mod frekans ve şekillerinin sürekli görünümleri elde edilmiştir. Ayrıca gürültülü FRF verisi nedeniyle tespit edilemeyen rezonans frekansları ve mod şekilleri elde edilmiştir.

Gerekli olması durumunda, fren disk ve balata parçalarının modal modelleri, serbest sınır şartları dışında, sürtünme esnasındaki davranışlarını da gözlemlemek üzere modellenebilecek halde, doğrulanmış olarak elde edilmiştir.

Malzeme özelliklerinin doğal frekanslara olan etkileri örneklem sınırları içerisinde görülmüştür.

FFD yöntemine nazaran CCD DoE yöntemi, SEM sonuçlarının meta modellemesi için hem hesaplama maliyeti hem de kestirim gücü bakımından daha iyi sonuçlar vermiştir.

Regresyon faktörlerinin standardize katsayıları göz önüne alındığında, Poisson oranının 1. derece, 2. derece ve karşılıklı terimlerinin, parçanın doğal frekanslarına olan etkisinin düşük olduğu görülmektedir. Bu nedenle Poisson oranı da amaç fonksiyonu türü ve ağırlıklandırma değerlerindeki değişimlere daha duyarlıdır.

Duyarlılık değerleri ve minimizasyon sonuçları, yoğunluk ve Young modülü değerlerinin doğal frekanslar üzerindeki etkilerinin benzer karakteristiklerde fakat zıt yönde olduklarını göstermektedir.

Yoğunluk değişkeninin doğal frekanslar üzerindeki etkisini DoE ile modellerken, 2. derece faktörleri yeterli olurken; normal hata dağılımı elde etmek için Young modülünün 3. derece terimi gerekli olmuştur. Bunun sebebi, ROI'nin orta noktalarına göre oransal olarak Young modülünün (±11.3% (110-138)), yoğunluktan (±1.8% (7000-7250)) daha geniş bir aralıkta modellenmesidir.

Amaç fonksiyonu ϕ_1 ve ϕ_2 kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyonlar, benzer optimum elastik sabitler, dolayısı ile benzer SEM doğal frekans değerleri ile sonuçlanmıştır. Elastik sabitlerin en yüksek hata değerleri amaç fonksiyonu ϕ_3 ile elde edilmiştir.

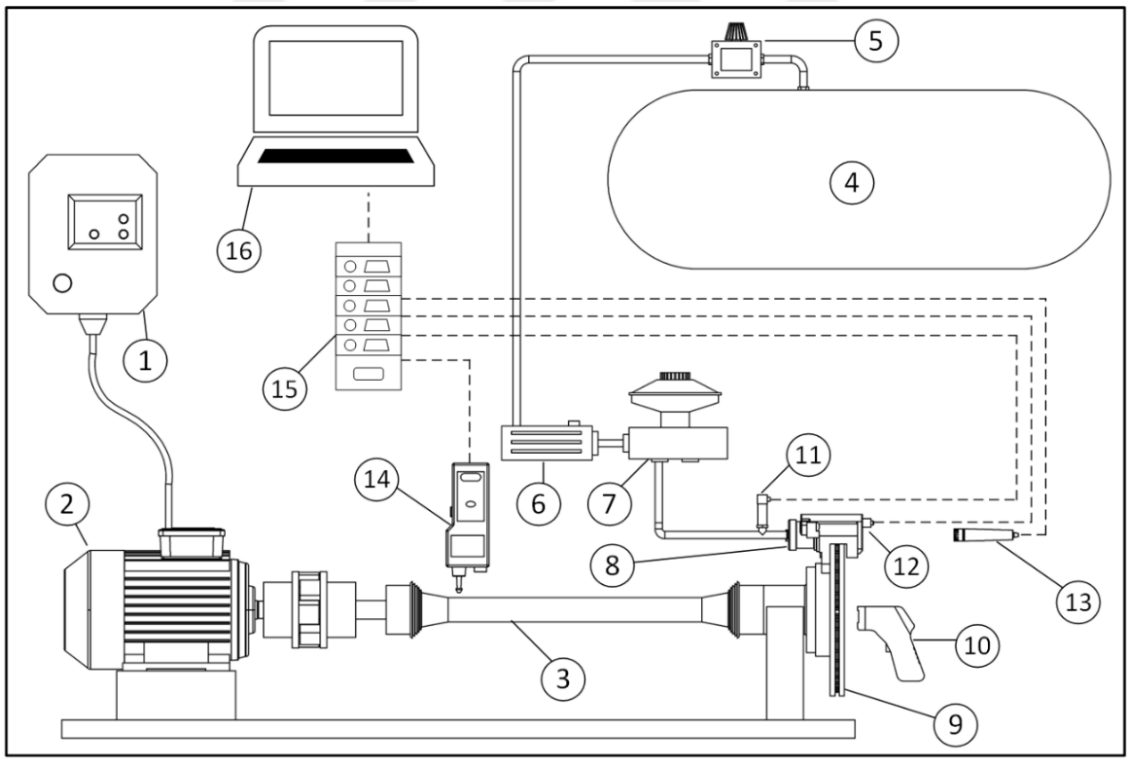
Amaç fonksiyonlarının, DMA doğal frekans sonuçlarının varyansları kullanılarak ağırlıklandırılmış minimizasyonu, ağırlıklandırılmamışlara göre genellikle daha iyi sonuçlar vermiştir.

Amaç fonksiyonu ϕ_3 ile gerçekleştirilen optimizasyonda, ivmeölçer sınırlarına yakın yüksek frekanslı modları kullanmak, özellikle Poisson oranı hatalarını arttırmıştır.

3
FREN GÜRÜLTÜ DENEYLERİ

3.1 Deney Düzeneği

Deneylerin gerçekleştirildiği deney düzeneği; fren diski devrini kontrol edebilmek için frekans kontrolcüsüne sahip bir elektrik motorundan hareketini almaktadır. Elektrik motor çıkışı bir kaplin yardımıyla aks milini döndürmekte, aks milinin diğer ucunda ise fren diski bağlı bulunmaktadır. Fren diski, kompresör yardımıyla basınçlandırılmış kaliper ve balatalar yardımıyla frenlenmektedir. Ayrıca sistem üzerinde, devir, basınç, sıcaklık, titreşim ve gürültü verisi alınacak olan sensörler ve veri toplama cihazları kullanılmıştır. Deney düzeneğinin şematiği Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1 Fren deney düzeneğinin şematiği; 1. elektrik motoru frekans kontrolcüsü, 2. elektrik motoru, 3. aks mili, 4. kompresör tankı, 5. basınç ayar valfi, 6. pnömatik silindir, 7. ana fren silindiri, 8. fren kaliperi, 9. fren diski, 10. kızılötesi sıcaklık sensörü, 11. basınç sensörü, 12. ivme ölçer, 13. mikrofon, 14 optik devir sensörü, 15. veri toplama için veri toplama cihazı, ve 16. son işlemler için bilgisayar

Fren deneylerinde frenlemeye karşı güç üretmek amacıyla, anma hızı 720 d/d olan, 11 kW çıkış gücüne (145.9 Nm momente) sahip, bir elektrik motoru kullanılmıştır. Frenleme ve ölçüm esnasında motor devri, frekans kontrolcüsü yardımıyla kontrol edilmiş ve planlanan devirlerde veri toplanmıştır. Açısal hız verisi, 5–200,000 d/d aralığında ölçüm yapabilen, %±0.01 doğruluğa sahip bir lazer takometre yardımıyla optik olarak ölçülmüştür. Cihazın, 3 ayağa monte edilerek sabit bir konumdan ölçüm alması sağlanmış ve ham veri, veri toplama cihazına gönderilmiştir.

Fren hidrolik sisteminde kalipere etki edecek olan basınç, 10 bar kapasiteye sahip kompresörle elde edilen basınçlı hava hattından sağlanmaktadır. Basınçlı hava, manuel olarak kontrol edilebilen basınç ayar valfinden geçtikten sonra pnömatik silindirde kuvvete dönüşmekte, oluşan bu kuvvet silindir kolu yardımıyla fren ana silindirine etki etmektedir. Fren basıncı ise hidrolik hat üzerinden basınç sensörü yardımıyla ölçülmüştür. Basınç ölçümünde, 0–16 bar aralığında ölçüm yapabilen, bu aralıkta 0.5–4.5 V gerilim çıkışı veren, %0.5 (FS) doğruluğa sahip bir piezo-rezistif basınç sensörü kullanılmıştır.

Fren titreşimi oluşumunda, belli bölgelerde neden olduğu şekil değiştirmeler (hot spots) ve sürtünme katsayısına etkisi dolayısıyla, sürtünme yüzeylerindeki sıcaklığın, titreşime belli oranda etkisi vardır. Bu nedenle, literatürdeki çalışmalarda da [152] kullanılan temassız tip termometre yardımıyla fren diski yüzeyinden çalışma esnasında sıcaklık verisi alınmıştır. Bahsedilen cihazın ölçüm aralığı -50–+500 °C iken deneylerde ölçüm aldığımız sıcaklık aralığında doğruluk değeri ±1.5 °C'dir. Uzaklık–ölçüm noktası boyutu oranı 12:1 olan cihazda, ölçüm esnasında hedeflenen nokta ile cihaz arasındaki uzaklık ve açı, tekrar edilebilirlik açısından önemlidir. Bu nedenle cihaz ölçümler sırasında ölçülecek hedefe yakın, sabit bir noktaya yerleştirilerek, tüm ölçümlerin aynı konumdan alınması sağlanmıştır.

Ses basıncı verisinin toplanmasında, 6.3–20,000 Hz frekans aralığına, 14.6–144 dB dinamik aralığa ve 50 mV/Pa hassasiyete sahip, serbest alan bir mikrofon kullanılmıştır. Mikrofondan alınan sinyalin yükseltilmesi amacıyla 20–50,000 Hz frekans aralığına sahip bir ön yükselteç kullanılmıştır. Mikrofon ve

ön yükselteç, 3 ayak kullanılarak, yaklaşık olarak Şekil 3.1'de de 13 ile gösterilen konuma, fren diskinin yaklaşık 50 cm [4], [153] uzağına yerleştirilmiş ve bütün deneyler aynı konumda gerçekleştirilmiştir.

Deneylerde ivme verisi, kaliper üzerine manyetik olarak yerleştirilmiş, 1.02 mV/(m/s^2) hassasiyete sahip 3 eksenli ivmeölçer yardımıyla alınmıştır. Kullanılan ivmeölçer ±5 hassasiyet toleransı içinde, y ve z ekseninde 2–10,000 Hz, x eksenindeyse 2–7,000 Hz frekans aralığına sahiptir. Çalışmanın konusu olan yüksek frekanslı gürültü problemi, 18 kHz frekans değerine kadar olan geniş bir frekans bandındaki titreşimleri kapsamaktadır [84], [154]. Fakat fren deneylerinde alınan mikrofon verisinin frekans tabanında, 3,700 Hz değerinin üzerinde, rezonans frekanslarının süper harmonikleri dışında herhangi bir tepe noktası gözlemlenmediği için bahsedilen aralıklar çalışılan fren sistemi için yeterli görülmüştür. İvmeölçer, modal testlerden de elde edilen öngörüyle, kaliperin çoğu modda titreşime katılarak deformasyona uğrayan, aynı zamanda rijitliği düşük olan, Şekil 3.1'de de 12 ile gösterilen kısmına yerleştirilmiştir.

Bahsedilen verilerin toplanıp bilgisayar ortamına aktarılması için 24 bit Sigma-Delta analog-dijital dönüştürücüye, 8 analog giriş ve her giriş için 200 kS/s örnekleme kapasitesine sahip bir USB veri toplama sistemi kullanılmıştır.

3.2 Fren Deneyleri Prosedürü

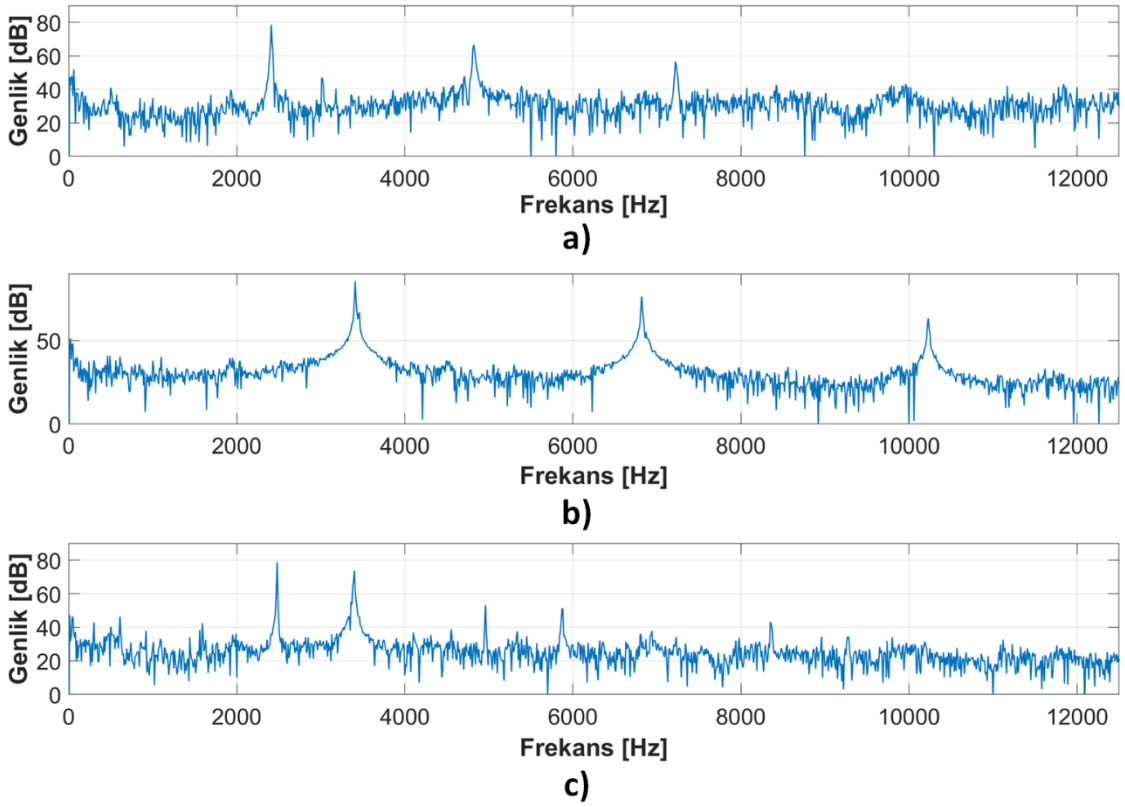
Fren gürültü deneyleri, hız, basınç ve sıcaklık parametreleri değiştirilerek titreşim ve gürültü verilerinin toplanmasıyla gerçekleştirilmiştir. Fren diski hızı ve fren basıncı değerleri kontrollü olarak ayarlanabilirken, sıcaklık değerleri sürtünme kaynaklı açığa çıkan ısıyla değişmekte ve istenen değerlere geldiğinde ölçümler alınmıştır. Basınç, fren diski hızı ve sıcaklık parametreleri sırasıyla 0.5–5.4 bar, 20–300 d/d ve 27–110 °C aralıklarında değiştirilerek, 396 adet deney gerçekleştirilmiştir. Deney noktalarındaki minimum hız değerleri, elektrik motorunun fren esnasında stabil çalışabildiği en düşük hızla sınırlı olup bu hız yüksek basınçlarda bir miktar artmaktadır. Ayrıca en yüksek basınç değeri de elektrik motorunun gücüyle sınırlandırılmış bulunmaktadır. Çıkılabilen maksimum sıcaklık değerleri ise kaliper üzerinde konumlandırılmış olan

ivmeölçerin zarar görmesini engellemek amacıyla, en yüksek çalışma sıcaklıklarına (123 ºC) uygun olarak belirlenmiştir.

Fren gürültüsü ölçümleri basınç, hız ve sıcaklık örneklem uzayının her bir ölçüm noktası için durağan şartlar sağlandıktan sonra 10 saniye boyunca alınmıştır. Basınç, ivmeölçer, mikrofon verileri için, veri toplama cihazı yardımıyla saniyede 50,000 örneklem alınarak gerçekleştirilmiştir. Açısal hız verisi de veri toplama cihazı yardımıyla toplanmış fakat her devirde bir atım yapacak şekilde kurgulanmış ve hız bir devir boyunca sabit kabul edilmiştir. Hızın frekans kontrolcüsü yardımıyla hassas bir şekilde kontrol edilebildiği ve ölçüm boyunca değişiminin ihmal edilebilir olduğu gözlenmiştir. Sıcaklık verisi ise her bir ölçüm esnasında, fren diski yüzeyinden, tüm deneyler boyunca sabit konumlandırılmış temassız tip termometre ile elde edilmiştir.

3.3 Fren Deney Sonuçları

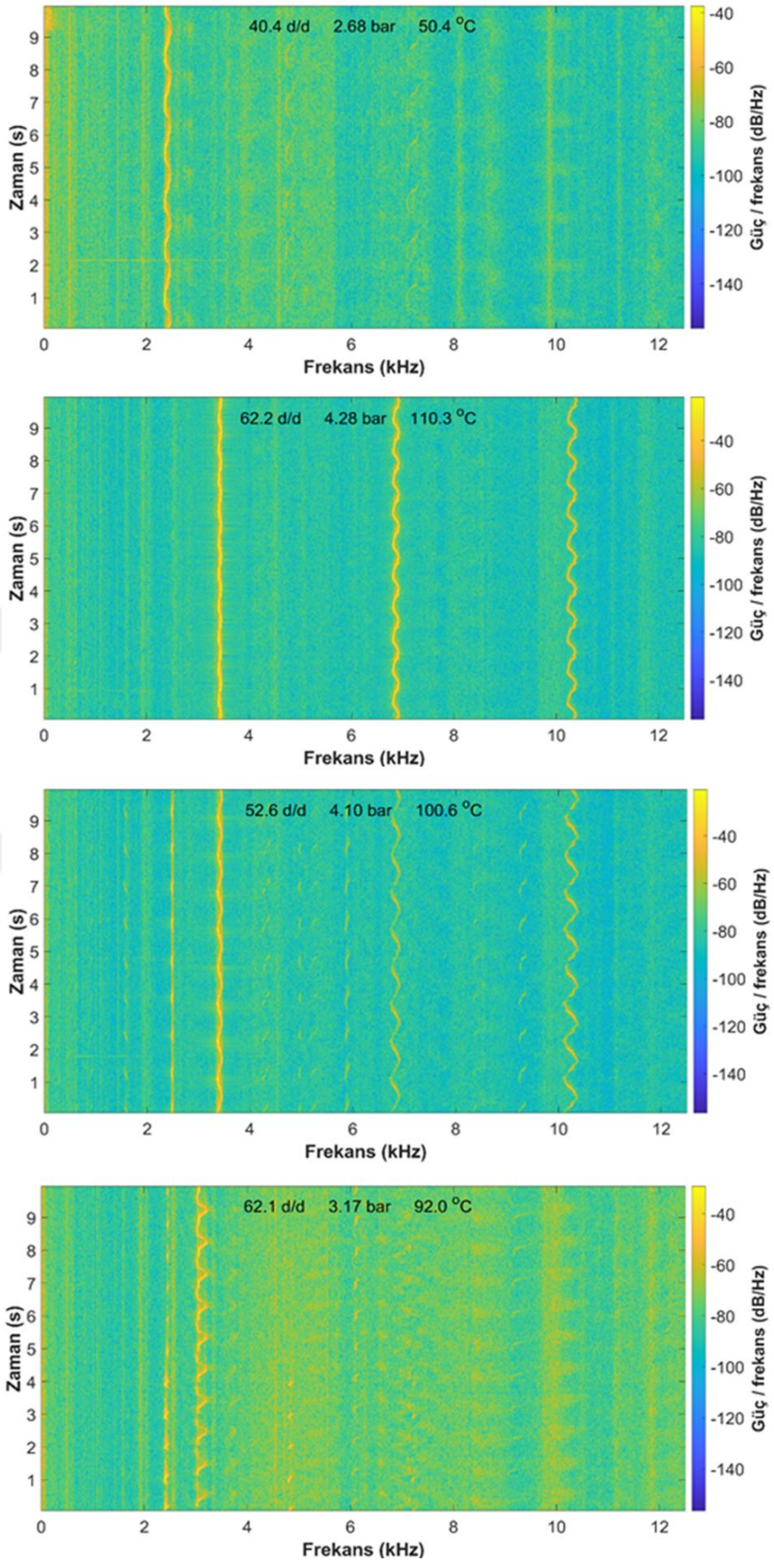
Toplanan gürültü verilerinin, Fourier dönüşümüyle elde edilen frekans tabanındaki grafikleri incelendiğinde, yüksek frekanslı gürültüye neden olan iki adet baskın frekansın olduğu görülmüştür. Ölçümden ölçüme farklılık göstermekle birlikte, bu frekanslardan ilki genellikle 2450 Hz civarlarında gözlemlenirken, ikincisi genellikle 3300 Hz etrafında görülmektedir. Şekil 3.2'de bu iki frekansta (ve bunların süper harmoniklerinde) yüksek genlikli gürültünün görüldüğü mikrofon verilerinden elde edilmiş bazı frekans spektrumları örnek olarak verilmiştir. Mikrofon verisi frekans spektrumlarından da görüldüğü üzere, bahsedilen iki baskın frekans ve harmonikleri, tek başlarına ya da birlikte görülebilmektedir.



Şekil 3.2 a) 1. gürültü frekansı, b) 2. gürültü frekansı ve c) 1 ve 2. gürültü frekanslarının görüldüğü ses basıncı frekans spektrumları

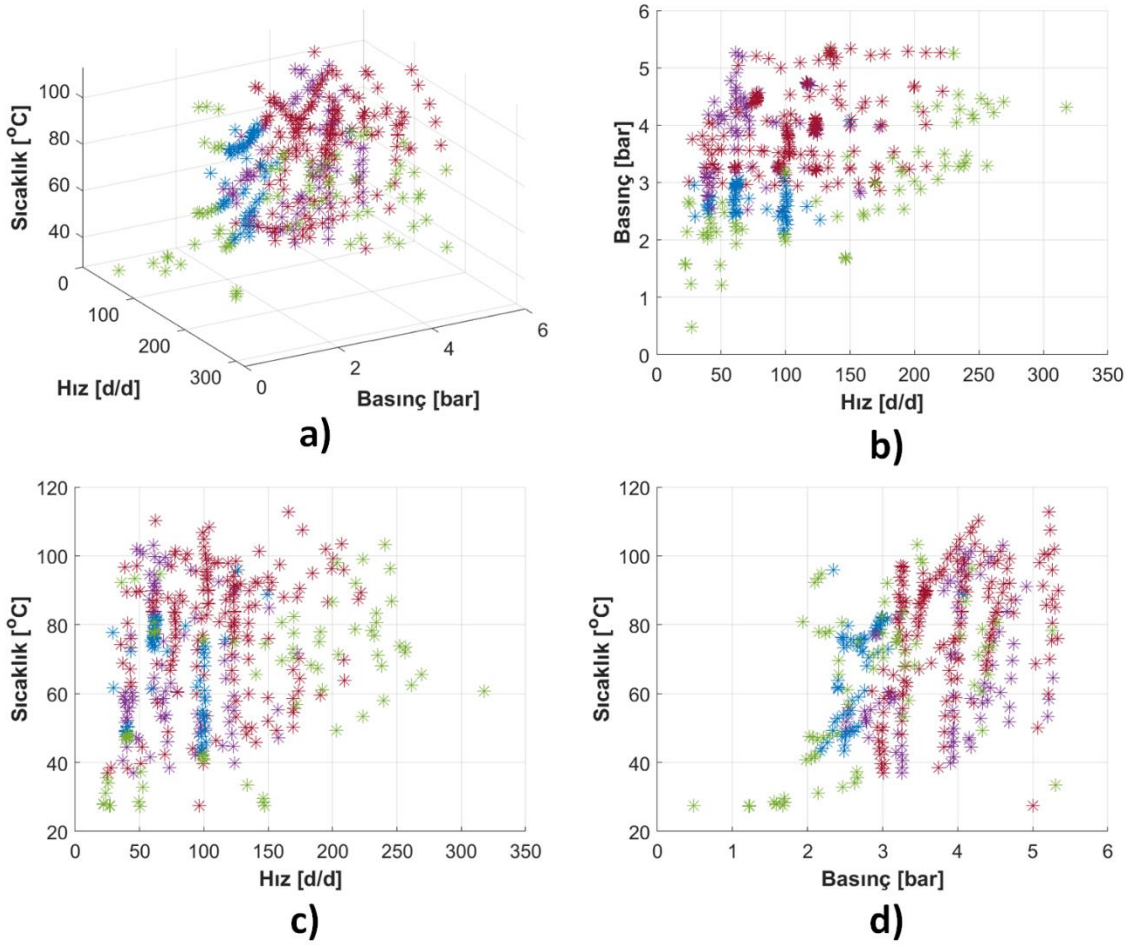
Mikrofon verisinin belirli bir anından elde edilen frekans tabanındaki gösterimlerin yanında, zaman tabanındaki bütün veri boyunca kısa süreli, ardışık Fourier dönüşümlerinin alınmasıyla elde edilen, ses basıncının zaman ve frekans tabanı gösterimi olan spektrogramlar da Şekil 3.3'te görülmektedir. Deney süresi olan 10 saniyelik verilerin spektogramları da incelendiğinde bahsedilen iki frekanslardaki (Şekil 3.2'de görülen) benzer durum Şekil 3.3'te de görülebilmektedir.

Şekil 3.2'de görülemeyen fakat Şekil 3.3'teki spektrogramlar incelendiğinde görüleceği üzere, ses basıncı verilerinin bahsedilen iki frekanstaki genlikleri (renk değeri) zamanla (düşey yönde ilerlendikçe) periyodik olarak azalıp artmakta, ayrıca maksimum genliğin görüldüğü frekans değeri de (frekans eksenindeki konumu) aynı periyotla dalgalanmaktadır. Ayrıca Şekil 3.3.c ve Şekil 3.3.d incelendiğinde, basıncın azalmasıyla, ilk tepe noktasının görüldüğü frekans değerinin az miktarda, ikinci frekans değerinin görece yüksek miktarda azaldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 3.3 Farklı işletme şartlarında 1 ve 2. gürültü frekanslarının ve frekans dalgalanmalarının görüldüğü ses basıncı spektrogramları

Şekil 3.4'te, gerçekleştirilen deneylerin hız, basınç ve sıcaklık değerleri 3 boyutlu (Şekil 3.4.a) ve 2 boyutlu (Şekil 3.4.b, Şekil 3.4.c, Şekil 3.4.d) grafiklerle verilmiştir. Bahsedilen 396 adet deney sonucunun frekans spektrumları incelenerek, herhangi bir tepe noktasının (gürültünün) oluşmadığı, yalnızca birinci frekansta tepe noktasının oluştuğu, yalnızca ikinci frekansta tepe noktasının oluştuğu ve her iki frekansta da tepe noktalarının gözlemlendiği dört gruba ayrılmıştır. Şekil 3.4'teki grafiklerde, bahsedilen dört grup sırasıyla yeşil, mavi, kırmızı ve mor renkleriyle ifade edilmiştir.



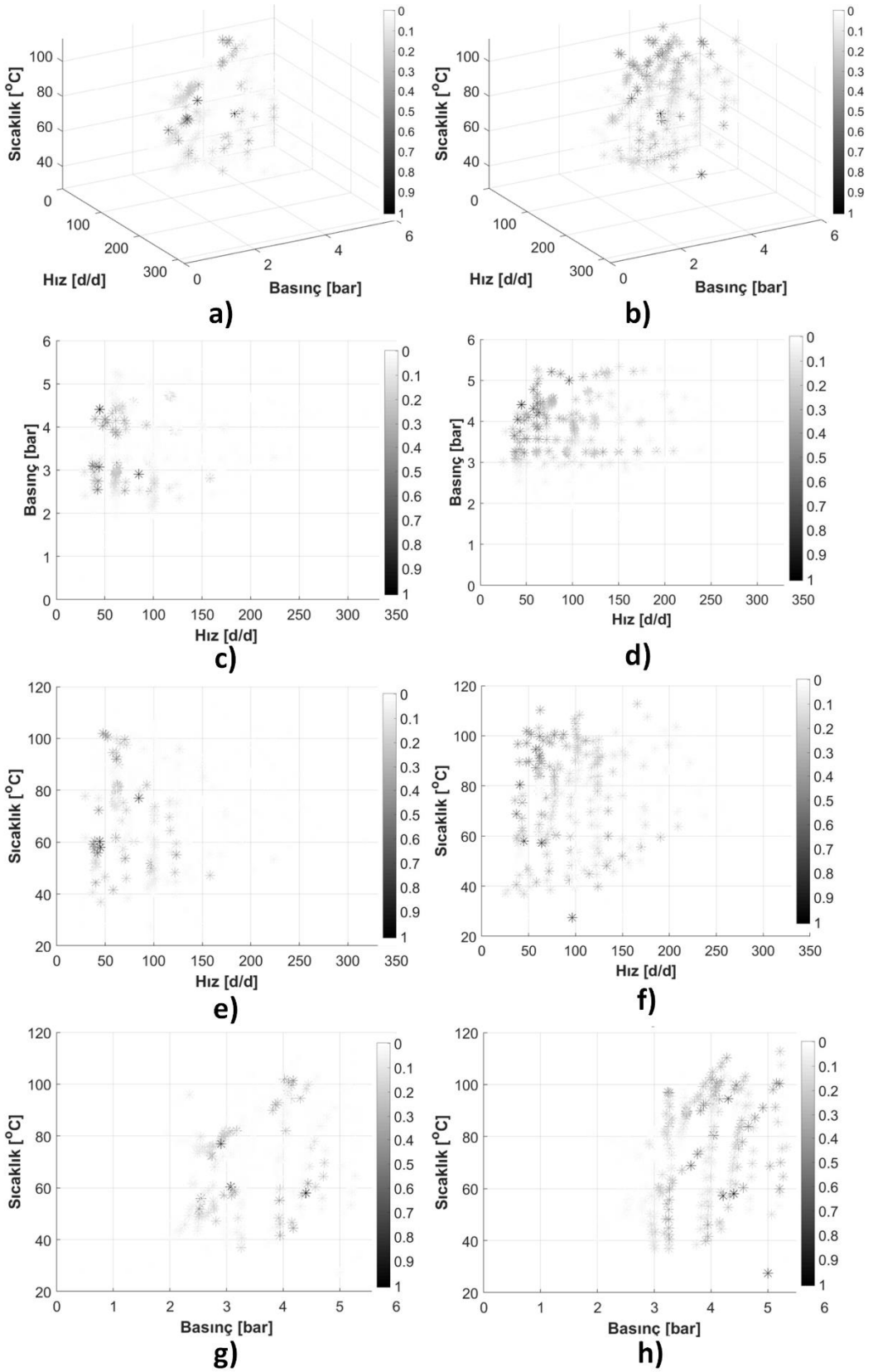
Şekil 3.4 Ölçüm noktalarının a) 3 boyutlu, b) hız-basınç düzleminde, c) hız-sıcaklık düzleminde ve d) basınç-sıcaklık düzleminde görünümleri

Grafiklerden de anlaşılacağı üzere, yüksek frekanslı gürültü oluşma durumu, yani sistemin kararlılık hali, fren basıncı ve hız değerlerine yüksek oranda duyarlıdır. Basınç değeri 2 barın altındayken yüksek frekanslı gürültü meydana gelmezken, yüksek basınçlarda da hız 230 d/d değerinin üzerine çıktığında gürültü ortadan kalkmaktadır. Ayrıca gürültünün ortadan kalktığı bu hız değeri, daha düşük

basınçlarda azalmaktadır. Örneğin 3 bar basınç koşullarında 175 d/d hızın üzerinde herhangi bir yüksek frekanslı gürültü olayı gözlemlenememiştir. Sıcaklık parametresinin ise yüksek frekanslı gürültünün tetiklenmesiyle doğrudan bir bağlantısı gözlemlenememiştir.

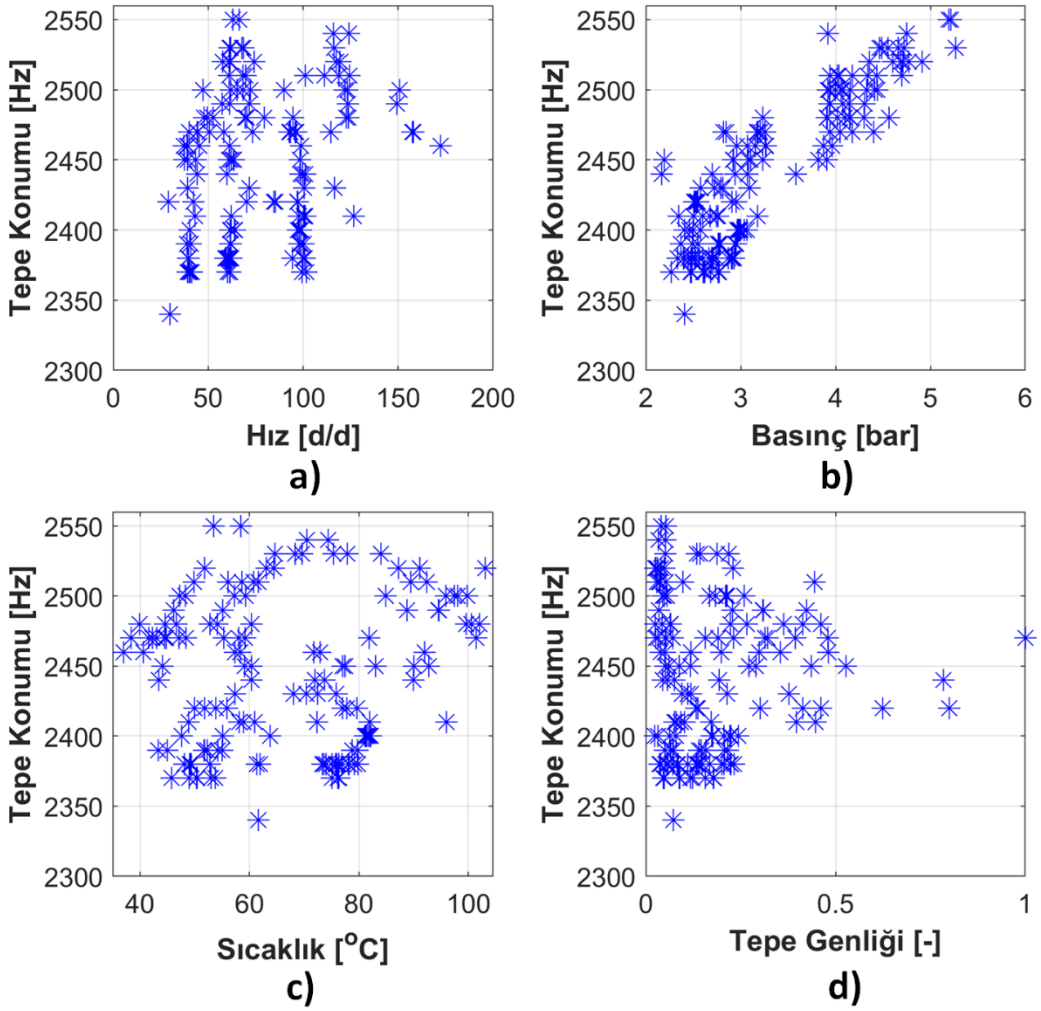
Deney sonuçlarının yüksek frekanslı gürültü olayının gözlemlenip gözlemlenememesi olarak değerlendirilmesi dışında, frekans tabanındaki sonuçlarında bahsedilen iki gürültü frekansında gözlemlenen pik genliklerinin büyüklükleri de, Şekil 3.5'teki ölçüm noktalarının renkleriyle ifade edilmiştir. Grafiklerdeki koyu renkler bahsi geçen frekanslarda yüksek genliği simgelerken, daha açık renkler düşük genliği ifade etmektedir.

Şekil 3.5.c ve Şekil 3.5.d'de görüldüğü üzere 1. gürültü frekansı 100 d/d hızın altında gözlemlenirken, 2. gürültü frekansı çok daha yüksek hızlara kadar gözlemlenebilmektedir. Yüksek frekanslı gürültü gözlemlenen basınç verilerine bakıldığındaysa 1. gürültü frekansı, 2.1 bar gibi düşük basınçlarda ortaya çıkarken, 2. gürültü frekansı 3 barın altındaki değerlerde oluşmamaktadır. Ayrıca 1. gürültü frekansı, basıncın yükselmesiyle 2. gürültü frekansının ortaya çıktığı bölgelerde kesintiye uğrayıp ortadan kalkmakta, basıncın artmaya devam etmesiyle tekrar oluşup, 1 ve 2. gürültü frekansının birlikte gözlemlenmesine neden olmaktadır.



Şekil 3.5 1. gürültü frekansı genliklerinin a) 3 boyutlu, c) hız-basınç düzleminde, e) hız-sıcaklık düzleminde, g) basınç-sıcaklık düzleminde ve 2. gürültü frekansı genliklerinin b) 3 boyutlu, d) hız-basınç düzleminde, f) hız-sıcaklık düzleminde, h) basınç-sıcaklık düzleminde genlik değeri için renk ölçeğiyle görünümleri

Ölçüm alınan 396 noktadan, 1. gürültü frekansında belirgin tepe noktası gözlemlenmeyen veriler ayrılarak, gürültü gözlemlenen noktalardaki tepe noktası frekanslarının değerleri; hız, basınç, sıcaklık ve tepe noktasının genliği değerlerine göre grafikler oluşturulmuş. Bu grafikler yardımıyla, 1. gürültü frekans değeri (frekans tabanındaki tepe konumu) ile bahsedilen parametreler arasında bir ilişkinin bulunup bulunmadığı incelenmiştir. Parametrelere bağlı gürültü frekans değerleri değişimleri, Şekil 3.6'da verilmiştir.

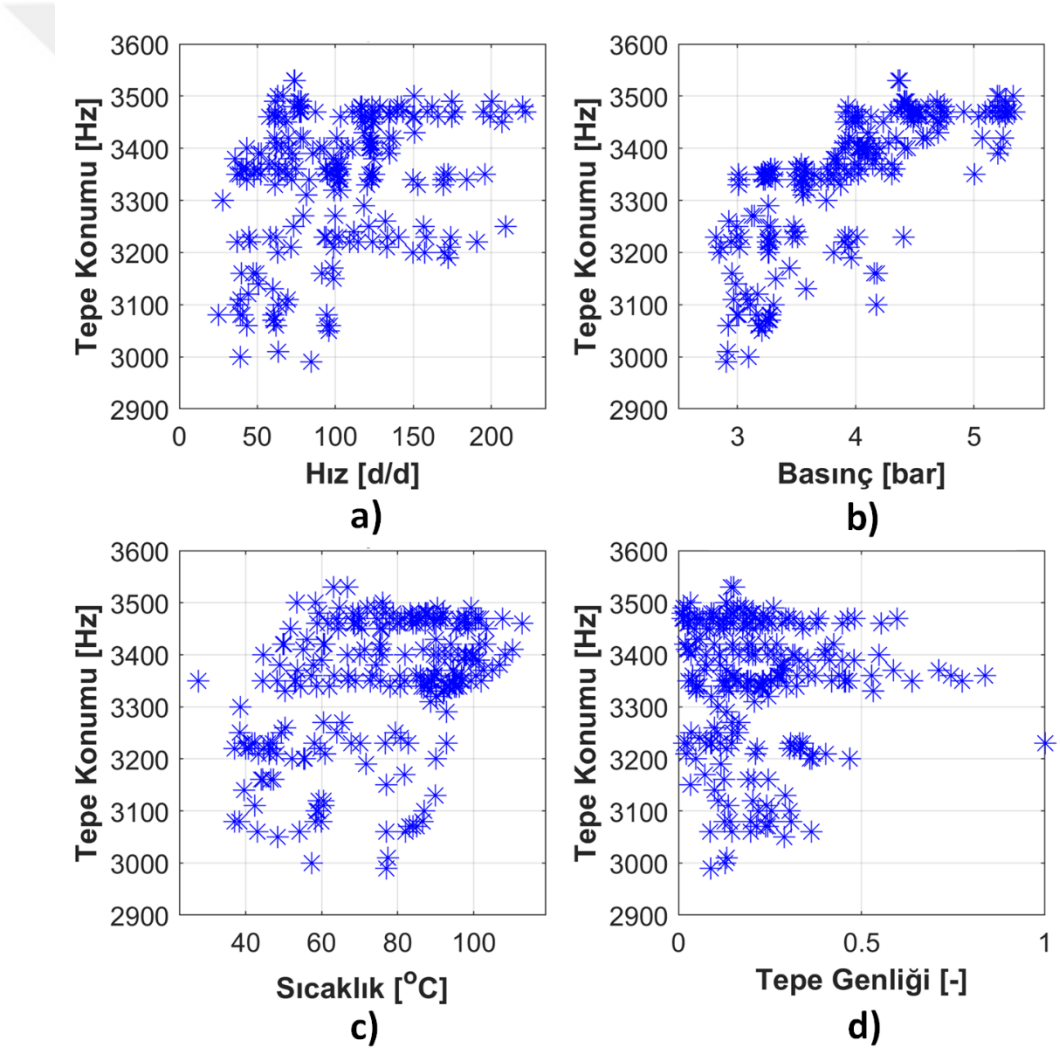


Şekil 3.6 1. gürültü frekansında gözlemlenen tepe noktaları konumlarının, a) hız, b) basınç, c sıcaklık ve d) tepe noktasının genliği parametrelerine göre değişimi

Şekil 3.6.a ve Şekil 3.6.c'den görüldüğü üzere, 1. gürültü frekans değeri ile fren diski devri veya sıcaklık değerleri arasında belirgin bir ilişki gözlemlenememiştir. Fakat basınç değeri ile gürültü frekansı arasında neredeyse lineer bir doğru orantı gözlemlenmektedir (Şekil 3.6.b). Bunun sebebinin, artan basınç, dolayısıyla disk-

balata ve balata-kaliper arasındaki artan kuvvet ve ön gerilmeler sonucu, sistemdeki temas yüzeyi katılık değerlerinin artması olduğu öngörülmektedir [155]. Bu sonuç, literatürdeki benzer çalışmalarla da örtüşmektedir [156], [157], [158], [159], [160]. Ayrıca, basınç parametresine benzer şekilde olmasa da gürültü frekansı ve genlik değerleri arasında da (Şekil 3.6.d) bir örüntü göze çarpmakta, yüksek genlikli gürültü frekansının düşük genliklilere göre daha dar bir frekans bandında görüldüğü göze çarpmaktadır.

Birinci gürültü frekansı için yapılana benzer şekilde, 2. gürültü frekansında gürültü gözlemlenen veriler de hız, basınç, sıcaklık ve tepe noktasının genliği eksenlerinde incelenmiş ve grafikler Şekil 3.7'de gösterilmiştir.

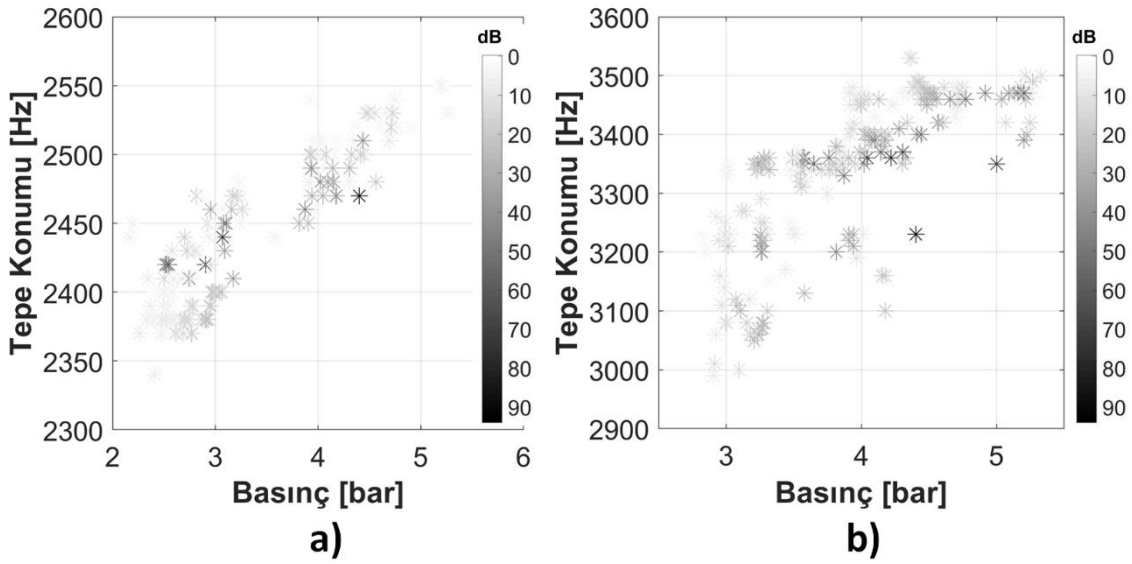


Şekil 3.7 2. gürültü frekansında gözlemlenen tepe noktaları konumlarının, a) hız, b) basınç, c) sıcaklık ve d) tepe noktasının genliği parametrelerine göre değişimi

Şekil 3.7.a, Şekil 3.7.c ve Şekil 3.7.b'de görüldüğü üzere; 1. gürültü frekansı incelemesine benzer şekilde, gürültü frekans değeri ile hız ve sıcaklık arasında belirgin bir ilişki gözlemlenemezken, basınç değeri ile gürültü frekansı arasında, Şekil 3.6.c'deki kadar belirgin olmasa da yine lineere yakın bir ilişki görülmüştür. Şekil 3.7.d'den ise yüksek genlikli gürültünün yüksek frekanslarda (Şekil 3.7.b dolayısı ile yüksek basınçlarda) görüldüğü anlaşılmaktadır.

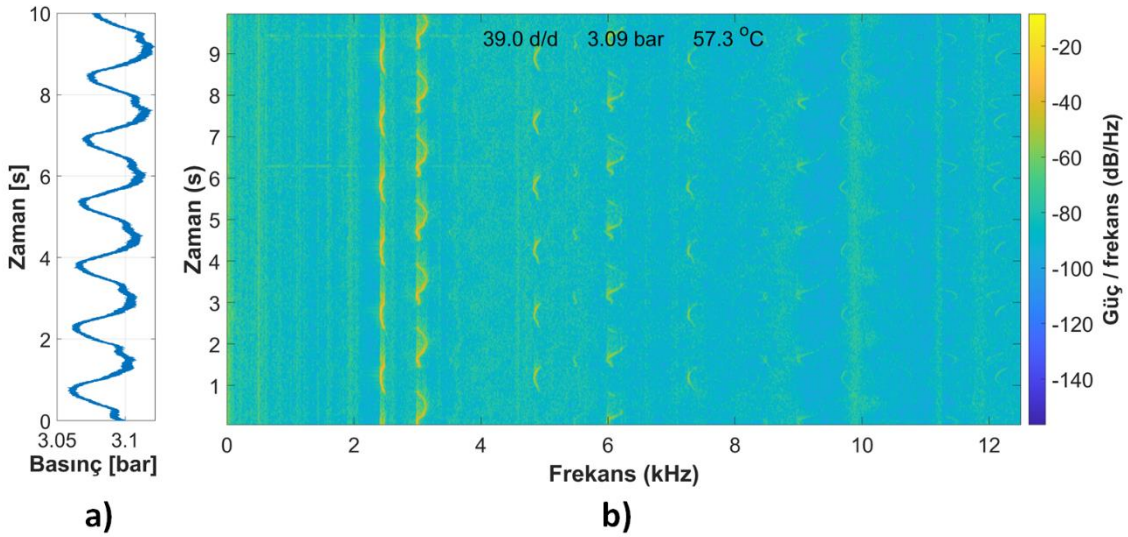
Ayrıca, Şekil 3.7'deki 4 grafikte de fark edilebileceği üzere, 3300 Hz civarındaki dar bir frekans aralığında, gürültü oluşumu kesintiye uğramakta ve bu seviyede yatayda bir boşluk gözlemlenmektedir. Bunun yanında Şekil 3.7.b'deki grafikteki frekans değerleri, basınca bağlı olarak, Şekil 3.6.b'deki gibi tam olarak lineer biçimde değişmemekte, bu bahsedilen frekans değerinde bir kırılmaya uğramaktadır. Ayrıca Şekil 3.7.a'da bu frekans değerinin altındaki gürültülerin, daha dar bir hız aralığında ortaya çıktığı görülmektedir. Bu bulgular ışığında, 3300 Hz değerinin altında ve üstünde gözlemlenen gürültülerin, farklı dinamiklere sahip, fren elemanlarının farklı modlarının tetiklenmesiyle oluşan, iki farklı gürültü olabileceği öngörülmektedir.

Ayrıca bahsedilen 3300 Hz değerinin altında kalan gürültü içeren verilerin, ses basınç değerlerinin, 3300 Hz değerinin üstündekilere göre, genel olarak daha düşük olduğu da Şekil 3.7.d'den ve Şekil 3.8.b'de gözlemlenebilmektedir.



Şekil 3.8 a) 1. ve b) 2. gürültü frekanslarında gözlemlenen tepe noktaları konumlarının basınç parametresine göre değişimi ve genlik değeri için renk ölçeğiyle görünümü

Şekil 3.3'te verilen örnek spektrogramların yanında, Şekil 3.5.c ve Şekil 3.5.d'de görülebilen, iki gürültü frekansı arasındaki geçiş sınırına çok yakın olan 3 bar basınç civarında gerçekleştirilen bir ölçümün basınç verisi Şekil 3.9.a'da, ses basınç verisinin frekans ve zaman tabanlarındaki spektrogramı ise Şekil 3.9.b'de görülmektedir.



Şekil 3.9 a) Basınç verisi ve b) mikrofon verisi spektrogramı

Şekil 3.9'dan görüleceği üzere diskin dönüşü esnasında, her bir devirde basınç verisi, ortalama basınç değerinin etrafında, çok küçük değerlerde de olsa dalgalanmaktadır. Bahsedildiği gibi, iki farklı fren gürültüsünün oluştuğu basınç eksenindeki (birinin kararsızlık durumunun başlayıp diğerininkinin sonlandığı) sınır değerinden alınan bu veride basıncın azalıp artmasıyla, alınan veri boyunca iki frekansta ardışık olarak, gürültünün oluşup sonlandığı görülmektedir. Bu sonuç, yüksek frekanslı fren gürültüsünün tetiklenmesinin, fren basıncı değerine büyük oranda bağlı olduğunu da açıkça göstermektedir.

Fren gürültüsü sırasında, sistemdeki parçaların bütün halinde yakın frekanslara sahip modlarında (birleşik) titreşim sergilediği konusunda uzlaşılan birçok çalışma mevcuttur [5], [30], [33], [43], [44]. Bu çalışmadaki fren sistemin ana bileşenleri olan fren diski, balata, kaliper ve braket parçalarının doğal frekans değerleri de, önceki çalışmalardan [90] bilinmektedir. Fren deneylerinde ortaya çıkan gürültü frekanslarının, sistem elemanlarının doğal frekanslarıyla ilişkisini irdelemek amacıyla, deneylerde kullanılan fren sistemi elemanlarının, serbest sınır

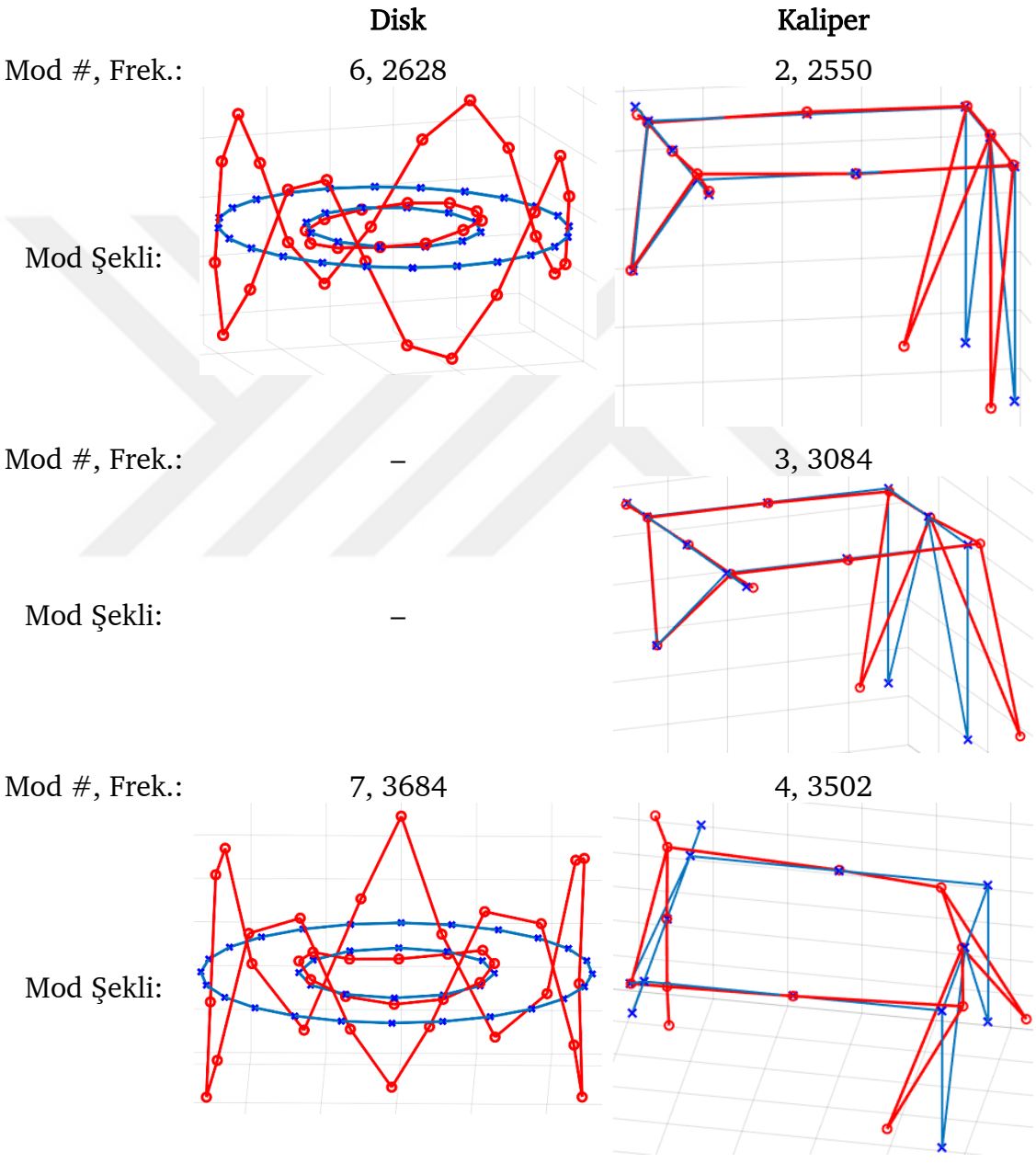
şartları altında, ilgilendiğimiz frekans aralığındaki doğal frekans değerleri Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Fren sistemi bileşenleri deneysel doğal frekans değerleri [90]

Mod [#]	Disk [Hz]	Balata [Hz]	Kaliper [Hz]	Braket [Hz]
1	926	3716	1728	1006
2	1508	5572	**2550**	1054
3	1778	7738	**3084**	1438
4	2014		**3502**	1648
5	2336			2632
6	**2628**			2904
7	**3684**			3478
8	4456			4328
9	4920			4996
10	5590			5716
11	6280			5946
12				6814

Daha önceden de bahsedildiği gibi disk ve balata arasındaki dinamikler fren gürültüsü açısından oldukça önemlidir [5], [15], [38], [43], [44]. Bunun yanında genellikle, bu dinamikler sonucu yüksek genlikli titreşimler sergileyebilen, geniş yüzey alanıyla havada duyulabilir ses basınç dalgalanmalarına [30] ve diğer elemanların da yüksek genlikte titreşimine sebep olan [8] eleman fren diskidir. Bu nedenle fren deneylerinde elde edilen gürültü frekansları ile fren diski doğal frekanslarının örtüşüp örtüşmediği öncelikle gözlemlenmiş ve örtüşen frekans değerlerinin fren gürültüsü sırasında titreşime katıldığı öngörülmüştür. Sonrasında ise birbiri ile örtüşen fren gürültüsü frekansları ve disk doğal frekanslarının, diskle sürtünme yüzeyi bulunan balata ile doğrudan temas eden kaliperin doğal frekans değerleri karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda; Tablo 3.1'de görüldüğü üzere, fren deneylerinde ortaya çıkan gürültü

frekansları, diskin 6 ve 7. (nodal çapa sahip (n,m)=(0,4), (0,5)) modları ve kaliperin, tırnak kısımlarının, disk mod şekillerine uygun biçimde sürtünme düzlemine dik yer değiştirmeye uğradığı 2, 3 ve 4. mod frekanslarıyla örtüşmektedir. Bu frekans değerleri Tablo 3.1'de altı çizili olarak gösterilmişlerdir. Bahsedilen mod frekans ve şekilleri de yakın değerlere sahip olanlar eşleştirilmiş halde Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10 Üç baskın fren gürültüsünün gözlendiği baskın frekanslarla örtüşen disk ve kaliper doğal frekansları

Literatürde de burada öngörüldüğü ve kısmen gözlemlendiği gibi fren gürültülerinin, diskin sürtünme düzlemine dik yer değiştirmelerinin yüksek olduğu ve eğilme hareketi yaptığı nodal çap içeren modlarında gerçekleştiğini, gerçek fren deneyleriyle gösteren çalışmalar mevcuttur [43]. Ayrıca, fren gürültüsü sırasında ortaya çıkan ses basınç frekanslarının, diskin doğal frekans değerlerinin bir miktar altında ortaya çıktığı görüşü literatürde hakimdir [38]. Şekil 3.8'deki frekans değerleri ile Tablo 3.1'de fren gürültüsüne sebep olduğu öngörülen disk doğal frekansları karşılaştırıldığında, elde edilen sonuçların literatür ile uyumlu olduğu görülmektedir.

3.3.1 Deneysel Sonuçlar Üzerine Ek Gözlemler

Deneysel veriler üzerinde yapılan incelemede, bu kısma kadar bahsedilen ve Şekil 3.2'de verilen frekans spektrumlarında görülen üç farklı gürültü frekansı, gürültü tespit edilen deneylerin çok büyük çoğunluğunda gözlemlenen frekanslardır. Fakat sistemde var olan birçok lineer olmayan etki ve yüksek frekanslı gürültünün kaotik yapısı sebebiyle [38], bazı ölçümlerde farklı frekans değerlerinde de düşük genlikli de olsa gürültü tespit edilmiştir.

Deneylerin tam ve kapsamlı bir incelemesinin yapılmış olması amacıyla, sonraki kısımlarda ele alınmayacak olan, bahsi geçen tekil ve çok az sayıda karşılaşılan farklı gürültü frekansları bu kısımda verilmiş ve olası sebepleri hakkında yorum yapılmıştır.

Bütün deney sonuçları, her bir ölçüm verisinin sık aralıklarla frekans spektrumları elde edilerek incelenmiş ve gürültü gözlemlenen bütün frekans aralıkları, sıklıkları, maksimum genlikleri ve bu frekanslara yakın değerdeki fren sistem elemanlarının doğal frekans değerleri Tablo 3.2'de sunulmuştur. Tabloda altı çizili olarak verilen hücreler, incelemesi yapılan, 3 adet baskın fren gürültü frekanslarına ait verilerdir.

Tablo 3.2 Gözlemlenen bütün gürültü frekansları ve doğal frekans değerleriyle eşleştirilmesi

Gürültü frekansı [Hz]	Görülme sıklığı [adet]	Maksimum genlik [dB]	Disk [Hz]	Balata [Hz]	Kaliper [Hz]
880-950	1	60.00	926	–	–
1530-1610	5	54.81	1508	–	–
1780-1860	2	47.96	1778	–	1728
2350-2550	146	86.46	2628	–	2550
2990-3230	57	91.92	–	–	3084
3300-3530	209	93.46	3684	3716	3502
3890-4080	5	62.92	–	–	–
4250-4420	7	68.30	4456	–	–
5560-5670	7	69.83	5590	5572	–
5880-5950	5	75.49	–	–	–

Tablo 3.2'den de görüleceği üzere daha detaylı incelenecek olan üç baskın frekansın dışında görülen gürültü frekansları hem sayıca çok az gözlemlenmiş, hem de genlik olarak belirgin şekilde daha düşük ses basıncına sahiptirler. Bahsedilen bu gürültü frekanslarının çoğu da fren diskinin nodal çapa sahip mod frekansları (926 (0,2), 1508 (1,0), 1778 (0,3), 4456 (0,3), 5590 (0,6)) ile örtüşmektedir Tablo 3.2'de yer alan fren sistemi elemanlarının mod şekilleri bölüm B'de verilmiştir.

Çalışmanın ilerleyen kısmında oluşturulacak olan matematiksel model de bahsedilen, en baskın görülen üç gürültü frekansı ve dinamiklerini açıklamak amacıyla kurulacaktır.

Literatürde, bütün fren sistemi elemanlarının sistem titreşimine olan etkileri incelenmiş ve kabul edilmiş olsa da disk ve balatanın birlikte titreşiminden, diğer sistem elemanlarına nazaran daha sık bahsedilmektedir. Buna karşın bu çalışmadan elde edilen deneysel sonuçlar incelendiğinde, kaliperin, özellikle

tırnak kısımlarının disk ile uyumlu şekilde (sürtünme düzlemine dik) hareket ettiği mod şekilleri ve frekanslarının, fren gürültüsünde oldukça kritik öneme sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

4
MATEMATİKSEL MODELLEME

4.1 Deney Sonuçlarının Model Açısından Yorumlanması

Fren deneyleri ve modal analiz sonuçlarının birlikte incelenmesi neticesinde, kaliper tırnaklarının ve diskin nodal çap içeren modlarının titreşime birlikte katılmasının, havada yüksek genlikli ses basıncı yaratabilecek titreşim oluşumu açısından kritik olduğu kanaatine varılmıştır. Dolayısıyla bu iki eleman arasında bulunan, ayrıca titreşimi asıl tetikleyecek olan sürtünme kuvvetini oluşturan balata ile disk arasındaki dinamiklerin önemi oldukça büyüktür. Buradan hareketle matematiksel model, balatanın sürtünme kuvveti etkisiyle rijit olarak hareket ederek, disk ve kaliper titreşimlerini tetiklediği öngörüsüyle kurgulanacaktır.

Deney sonuçlarında belirgin bir şekilde gözlemlendiği gibi fren basınç artışı, tespit edilen bütün gürültü frekans değerlerinde artışa sebep olmaktadır. Bunun sebebinin, sistemdeki elemanlar arasındaki kuvvetin, dolayısıyla da katılık değerlerinin artması olduğu bilinmektedir. Bu etkinin de model sonuçlarına yansıtılabilmesi için disk-balata temas yüzeyinin değişken katılığa sahip şekilde modellenmesi gerektiği açıktır. Bu nedenle lineer olmayan model kısmında lineer katılık sabitine ek olarak kübik katılık terimi kullanılacaktır. Ayrıca bu terim, sisteme etkiyen ve titreşim oluşumuna birincil katkısı olan sürtünme kuvvetinde oluşturacağı lineer olmayan etkiyle, sistemin belirli durumlarda kararsızlık durumuna geçmesine neden olacaktır.

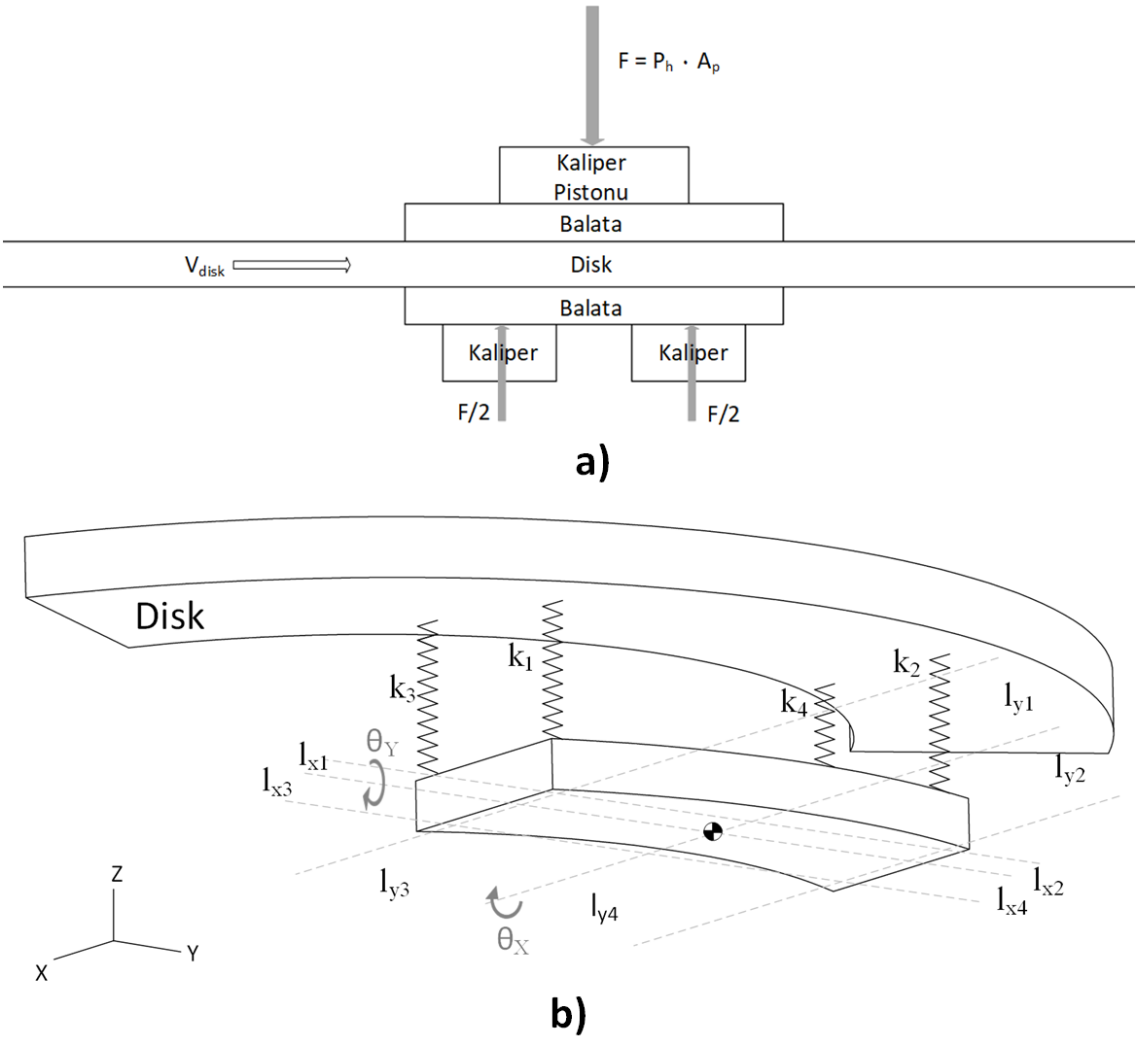
Daha önceden de bahsedildiği gibi, yüksek frekanslı titreşimin kararsızlık halindeki dinamikleri oldukça kaotik ve incelenmesi güçtür [38]. Literatürde de araştırmacıların büyük çoğunluğu, özellikle analitik incelemelerde, titreşimin tetiklenme ve kararsızlık durumuna girip girmemesini araştırmakta, dolayısıyla titreşim oluşum mekanizmaları ve önlenmesi üzerine yoğunlaşmaktadır. Bu çalışmada da disk ve balata arasında bulunan temas yüzeyindeki dinamikler ve

yüksek frekanslı titreşim oluşumuna etkileri incelenmiş fakat disk ve balata malzemeleri rijit kabul edilmiştir. Dolayısıyla bu dinamikler, titreşim oluşumuna olan eğilimi açıklamaya elverişli olacak fakat yüksek genlikli titreşimlerin başladığı ve fren elemanlarının yapısal olarak titreşime katılıp şekil değiştirdiği durumlar hakkında detaylı fikir vermeyecektir. Bu durumlar için temel yorumlamalar, deneysel ve nümerik modal analizlerden elde edilen mod şekil ve frekansları göz önünde bulundurularak yapılmıştır.

Bu kısımda fren diski ve balata etkileşimleri önce lineer olarak modellenmiş, ardından sistemin homojen çözümü ile öz değer ve öz vektörler elde edilerek, lineer modelin doğal frekansları ve ilgili mod şekillerine ulaşılmıştır. Sonrasında temas yüzeyi katılığı fren basıncına bağlı lineer olarak değiştirilerek lineer ve homojen çözümler tekrarlanmıştır. Lineer modelin yay katılığına bağlı doğal frekans değişimlerinin, fren deneyleri gürültü frekanslarının değişimi ile uyumlu olduğu, dolayısı ile değişken yay katsayısının fiziksel sistemdeki gürültü oluşumunu modellemeye uygun olabileceği gösterilmiştir. Ayrıca lineer model kullanılarak temas yüzeyinin katılık değeri hakkında öngörü elde edilmiştir. Sonraki kısımda da üçüncü dereceden (kübik) temas yüzey katılığı [85] lineer modele eklenerek lineer olmayan bir matematiksel model kurulmuş, zaman ve frekans tabanındaki cevapları, fren deneyleriyle karşılaştırılmıştır. Ardından sistemin, basınç ve hız parametrelerine bağlı dinamikleri irdelenmiştir.

4.2 Lineer Matematiksel Model

Daha önceden de bahsedildiği gibi, yüksek frekanslı fren gürültüsü oluşumunda en etkin rolü oynayan mekanizma, birbirine göre hareketli ve sürtünen yüzeyler içeren disk ve balata elemanları arasındaki dinamiklerdir [5], [15], [38], [43], [44]. Bu nedenle fren gürültüsünü anlamada bu iki eleman ve arasındaki etkileşimin modellenmesi ve incelenmesi büyük öneme sahiptir. Bu kısımda da balatanın öncü ve artçı kenarlarında ikişer adet yayla, temas yüzeyi katılığı modellenmiştir. Şekil 4.1'de disk ve balatadan oluşan lineer model görünümü ve balatanın serbest cisim diyagramı görülmektedir.



Şekil 4.1 a)Lineer disk-balata model görünümü ve b) balata serbest cisim diyagramı

Şekil 4.1.a'da diskin üst kısmında kaliper pistonu tarafındaki balata görülmekte ve üzerine piston vasıtasıyla, fren hidrolik hat basıncı (P_h) ve piston yüzey alanına (A_p) bağlı bir F kuvveti etkidiği görülmektedir. Dış kısımdaki balataya da kaliper parmakları tarafından toplamda aynı kuvvetin etkidiği varsayılmıştır. Bu kuvvetlerin iki balata için de sabit ve eşit dağılmış bir yayılı yük olarak modellenmiştir.

Burada fren diski rijit ve herhangi bir serbestliği bulunmayacak şekilde modellenmiştir. Yalnızca sürtünme düzlemine paralel ve doğrusal olduğu varsayılan hareketiyle, disk ve balata arasında y ekseni doğrultusunda bir sürtünme kuvveti yarattığı varsayılmıştır.

Balatanın, braket tarafından sınırlandırılmış, sürtünme yüzeyi düzlemini oluşturan x-y doğrultularındaki hareketleri modele dahil edilmemiş ve sadece sürtünme düzlemine dik z doğrultusundaki doğrusal yer değiştirmesi modellenmiştir. Ayrıca balata x ve y doğrultularında açısal hareket etmektedir. Sonuç olarak 3 serbestlik dereceli model elde edilmiştir.

Üç serbestlik dereceli lineer modelin zorlanmamış ve sönümsüz hareket denklemleri Denklem 4.1'deki gibi elde edilmiştir.

$$m\ddot{z} + k_1 z + k_2 z + k_3 z + k_4 z - k_1 l_{y1}\theta_x + k_2 l_{y2}\theta_x - k_3 l_{y3}\theta_x + k_4 l_{y4}\theta_x - k_1 l_{x1}\theta_y - k_2 l_{x2}\theta_y + k_3 l_{x3}\theta_y + k_4 l_{x4}\theta_y = 0 \quad (4.1.a)$$

$$I_x\ddot{\theta}_x - k_1 l_{y1} z + k_2 l_{y2} z - k_3 l_{y3} z + k_4 l_{y4} z + k_1 {l_{y1}}^2\theta_x + k_2 {l_{y2}}^2\theta_x + k_3 {l_{y3}}^2\theta_x + k_4 {l_{y4}}^2\theta_x + k_1 l_{x1} l_{y1}\theta_y - k_2 l_{x2} l_{y2}\theta_y - k_3 l_{x3} l_{y3}\theta_y + k_4 l_{x4} l_{y4}\theta_y = 0 \quad (4.1.b)$$

$$I_y\ddot{\theta}_y - k_1 l_{x1} z - k_2 l_{x2} z + k_3 l_{x3} z + k_4 l_{x4} z + k_1 l_{x1} l_{y1}\theta_x - k_2 l_{x2} l_{y2}\theta_x - k_3 l_{x3} l_{y3}\theta_x + k_4 l_{x4} l_{y4}\theta_x + k_1 {l_{x1}}^2\theta_y + k_2 {l_{x2}}^2\theta_y + k_3 {l_{x3}}^2\theta_y + k_4 {l_{x4}}^2\theta_y = 0 \quad (4.1.c)$$

Burada, I_x, I_y ve m sırasıyla balatanın kütle merkezinden geçen x ve y eksen doğrultuları etrafındaki eylemsizlik momentleri ve balata kütlesidir. Ayrıca θ_x, θ_y ve z sırasıyla, denge konumlarına göre, x ve y eksenleri etrafındaki açısal yer değiştirmeler ve düşey (sürtünme düzlemine dik) doğrultudaki doğrusal yer değiştirmedir. Balatanın öncü ve artçı kenarlarında bulunan ikişer adet yaylara ait sabit yay katsayıları ise k_1, k_2, k_3 ve k_4 ile gösterilmektedir. Balatanın dört köşesindeki yayların, kütle merkezine, x ekseni doğrultusundaki uzaklıkları l_{x1}, l_{x2}, l_{x3} ve l_{x4} ile gösterilirken, y ekseni doğrultusundaki uzaklıkları ise l_{y1}, l_{y2}, l_{y3} ve l_{y4} ile gösterilmiştir.

Buradaki sistemin hareket denklemleri, Denklem 4.2'deki gibi matris formunda gösterilebilir.

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{z}} + \mathbf{K}\boldsymbol{z} = \mathbf{0} \quad (4.2)$$

Burada, $\mathbf{M}$, $\mathbf{K}$ ve $\mathbf{z}$ sırasıyla kütle matrisi, katılık matrisi ve konum vektörünü ifade etmektedir.

Denklem 4.2'de gözüken kütle matrisi, katılık matrisi ve konum vektörü Denklem 4.3'teki gibi elde edilmiştir.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix} \tag{4.3.a}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + .. + k_4 & -k_1 l_{y1} + .. + k_4 l_{y4} & -k_1 l_{x1} - .. + k_4 l_{x4} \\ -k_1 l_{y1} + .. + k_4 l_{y4} & k_1 {l_{y1}}^2 + .. + k_4 {l_{y4}}^2 & k_1 l_{x1} l_{y1} - .. + k_4 l_{x4} l_{y4} \\ -k_1 l_{x1} - .. + k_4 l_{x4} & k_1 l_{x1} l_{y1} - .. k_4 l_{x4} l_{y4} & k_1 {l_{x1}}^2 + .. + k_4 {l_{x4}}^2 \end{bmatrix} \tag{4.3.b}$$

$$\boldsymbol{z} = \begin{bmatrix} z \\ \theta_x \\ \theta_y \end{bmatrix} \tag{4.3.c}$$

4.2.1 Lineer Model Parametreleri

Verilen hareket denklemlerindeki uzaklık ve sabitler farklı isimlendirilerek denklemler en genel haliyle verilmiştir. Fakat lineer modeldeki yay katsayıları birbirine eşit olacak şekilde modellenmiştir. Ayrıca balatanın x eksenine göre simetrik yapısı nedeniyle l_y uzunlukları da birbirine eşittir. Buna karşın, balatanın diske uyumlu, dairesel yapısı nedeniyle kütle merkezi diskin dış tarafında doğru bir miktar daha yakındır. Bu nedenle $l_{x1}=l_{x2}$ uzunlukları $l_{x3}=l_{x4}$ uzunlukları birbirlerinden farklıdır.

Kütle merkezinin konumu, atalet momentleri ve bahsedilen uzunluklar; 3 boyutlu katı model ve tespit edilen destek plakası ve sürtünme yüzeyi malzeme yoğunlukları kullanılarak elde edilmiştir.

4.2.2 Lineer Temas Yüzeyi Katılığı

Bazı araştırmacılar [161], balata ve disk arasındaki temas yüzeyi katılığını, balata sürtünme malzemesinin gerilme-gerinim testlerinden elde ettikleri, Denklem 4.4'te görülen bağıntı ile modellemişlerdir.

$$k_{ty} = A_{ty} E / h \tag{4.4}$$

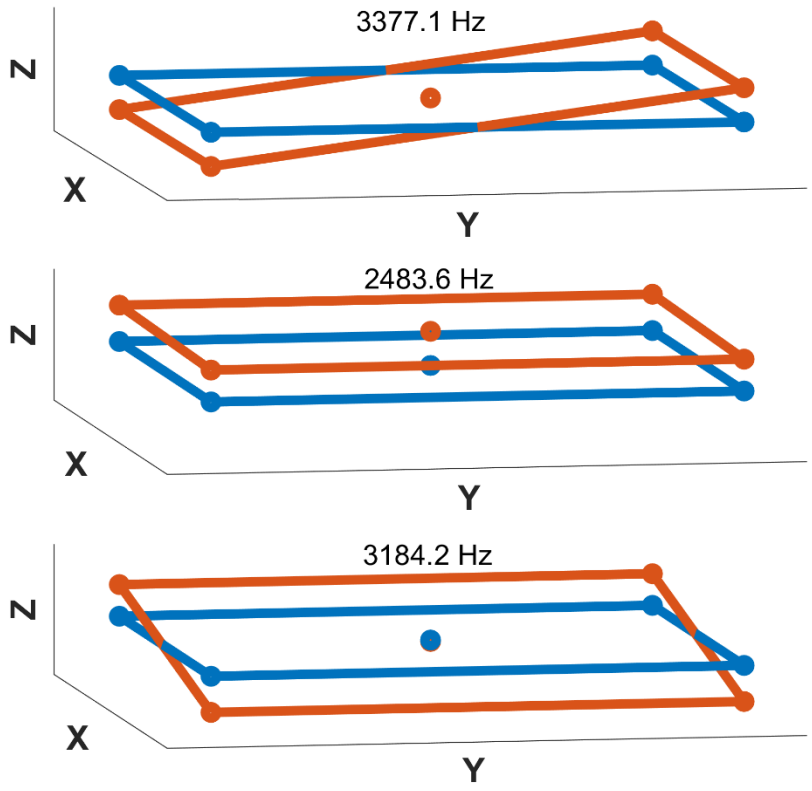
Burada k_{ty} ve A_{ty}, disk ve balata arasındaki temas yüzeyinin toplam katılığı ve yüzey alanını ifade ederken, E balata sürtünme malzemesinin Young modülünü, h ise balatanın sürtünme düzlemine dik doğrultudaki yüksekliğini ifade etmektedir. Buradaki temel eksiklik, yüzey katılığının fren basıncı ve dolayısıyla

normal kuvvetten bağımsız olması [159] ve önceden de bahsedildiği gibi, birçok çalışmada gösterilen, basınçla artan gürültü frekansı değişimini modelleyemiyor oluşudur. Buna karşın bazı araştırmacılar [160], dinamik temas yüzeyi katılık değerinin basınçla değişimini, deneysel gürültü frekansları ile en iyi örtüşecek şekilde tespit etmek için basit yöntemleri uygun bulmuşlardır. Bu çalışmada da bu yöntem benimsenmiştir.

Normalde temas yüzey katılığı, düzgün dağılmayan normal yük, yüzeyler arası pürüzler, gözenekler ve bunların farklı basınçlar altında farklı davranması nedeniyle tam olarak lineer değişmediği bilinmekte olsa da [160], yine de lineere yakın bir modellemeyle temsil edilebilmektedir [162]. Ayrıca sürtünen iki yüzey arasındaki bölgenin iki yanına indirgenmiş yayların katılığı değiştirilerek hareket denklem sonuçları deneysel olanlarla eşleştirilerek temas yüzey katılığı modellenebilir [163]. Lineer model kısmında katılık değerleri basınçla doğrusal olarak arttırılarak, deneylerden elde edilen basınç ve gürültü frekans değişim ilişkisini açıklayabilen katılık değerleri ve basınçla değişim miktarı hakkında çıkarım yapılacaktır. Ayrıca öz vektörlerin elde edilmesiyle incelenecek olan frekanslardaki mod şekilleri elde edilecektir. Sonraki kısımda bu katılık değer ve değişimlerine benzer sonuçlar veren 1. ve 3. derece yay katılık terimleri elde edilecektir.

4.2.3 Lineer Model Sonuçları

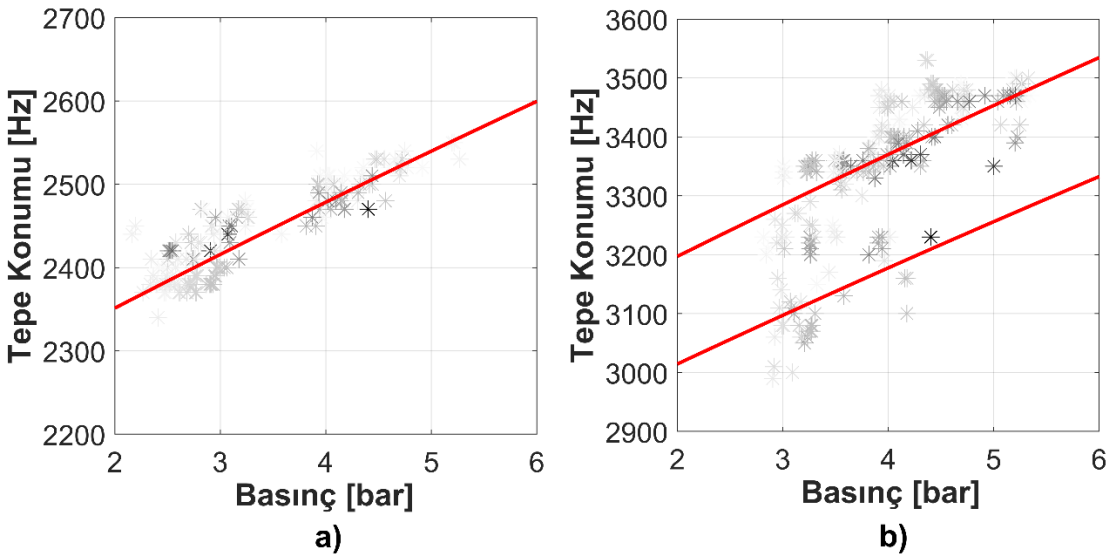
Elde edilen lineer model hareket denklemlerine ait öz değer ve öz vektörler hesaplanarak, balatanın doğal frekans değerleri ve karşılık gelen mod şekillerine ulaşılmıştır. Öz değer analizi ve mod şekillerinin elde edilmesi, Matlab yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Mod şekilleri ve ilgili doğal frekanslar Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2 Lineer matematiksel modelin doğal frekansları ve ilgili mod şekilleri; burada temas yüzeyi katılık değeri $30 \cdot 10^6$ olarak alınmıştır

Şekil 4.2'de görülen 3 mod yukarıdan aşağı sırasıyla, x'e paralel eksen etrafında açısal yer değiştirmenin, düşey doğrultuda doğrusal yer değiştirmenin ve y'e paralel eksen etrafında açısal yer değiştirmenin baskın görüldüğü modlardır. Bahsedildiği gibi, kütle merkezinin, yay konumlarına, x ekseni doğrultusundaki uzaklıklarının bir miktar farklı olması nedeniyle her 3 modda da diğer birer eksende, çok daha düşük miktarda yer değiştirme olduğu öz vektörlerden görülmüştür.

Fren deneylerinden elde edilen, basınca bağlı gürültü frekansındaki değişime uygun olacak şekilde; basınç artışıyla yay sabiti lineer olarak değiştirilerek, yukarıdaki öz değer analizi ardışık olarak tekrarlanmıştır. Elde edilen doğal frekansların, ilgilenilen basınç aralığındaki fren basıncına bağlı değişimleri Şekil 4.3'te görülmektedir.



Şekil 4.3 Lineer model doğal frekanslarının farklı temas yüzeyi katılık değerlerine göre değişimi

Burada gri tonlarındaki yıldızlar, fren deneylerinde gürültü tespit edilen ölçümlerin basınç ve gürültü frekansı eksenlerinde, elde edilen genliği renk skalasıyla ifade etmektedir (düşük genlikten yüksek genliğe, beyazdan siyaha). Çizgi ise basınca bağlı lineer değişen yay sabitleri kullanılarak matematiksel modelden elde edilen doğal frekans değerleri değişimini göstermektedir. Burada düşey doğrultudaki harekete bağlı değişken bir yay katsayısı modellenmemiş, yalnızca sabit yay katsayısı farklı fren basınç değerleri için değiştirilerek ardışık olarak doğal frekans değerleri elde edilmiştir.

Bu sayede lineer olmayan (analitik olarak çözülemeyecek olan) modelde kullanılacak yay katsayısı (temas yüzey katılığı) ve bunun basınca bağlı değişimi için bilgi elde edilmiştir. Elde edilen gürültü frekansı değişiminin, özellikle ilk gürültü frekansı için, fren deneylerinden elde edilen frekans değerleri ile yüksek oranda örtüştüğü görülmektedir.

4.3 Lineer Olmayan Matematiksel Model

Bu kısımda, bölüm 4.1'de bahsedilen lineer matematiksel modele, yay elemanları için üçüncü dereceden (kübik) katılık terimleri eklenerek lineer olmayan matematiksel bir model oluşturulmuştur. Fren gürültü deneylerinden elde edilmiş ses basıncı verileri lineer olmayan modelden elde edilen nümerik sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Matematiksel modelde bulunan 4 adet yayın bağlantı noktalarının konumlarına bağlı olarak türetilen, üç serbestlik dereceli hareket denklemlerinden elde edilen ivme değerleri, Denklem 4.5'te verilmiştir. Bahsedildiği gibi burada lineer modelden farklı olarak yay elemanlarının katılıkları, 3. dereceden, doğrusal olmayan terimlerle ifade edilmiştir.

$$\ddot{z} = \left[N + \left(-(k_c z_1 + k_v {z_1}^3) - (k_c z_2 + k_v {z_2}^3) - (k_c z_3 + k_v {z_3}^3) - (k_c z_4 + k_v {z_4}^3)\right)\right]/m \quad (4.5.a)$$

$$\ddot{\theta}_x = \left[F_s h + \left((k_c z_1 + k_v {z_1}^3) l_{y1} - (k_c z_2 + k_v {z_2}^3) l_{y2} + (k_c z_3 + k_v {z_3}^3) l_{y3} - (k_c z_4 + k_v {z_4}^3) l_{y3}\right)\right]/I_x \quad (4.5.b)$$

$$\ddot{\theta}_y = [0 + ((k_c z_1 + k_v {z_1}^3) l_{x1} + (k_c z_2 + k_v {z_2}^3) l_{x2} - (k_c z_3 + k_v {z_3}^3) l_{x3} - (k_c z_4 + k_v {z_4}^3) l_{x4})]/I_y \quad (4.5.c)$$

Burada *N*, fren hattı basıncından kaynaklanan, disk balata arasındaki normal kuvveti ifade ederken, k_c ve k_v terimleri sırasıyla her bir eşdeğer yayın sabit ve 3. dereceden katılık katsayılarını ifade etmektedir. Yay bağlantı noktalarındaki doğrusal yer değiştirme miktarları, z_1, z_2, z_3, z_4 ile ifade edilmiştir. Ayrıca F_s sürtünme kuvvetini, *h* ise, balata elemanına moment oluşturacak olan sürtünme düzlemi ile yay bağlantı noktaları arasındaki mesafeyi temsil etmektedir.

Denklem 4.5'te görülen sürtünme kuvveti ve normal kuvvet bağıntıları, sırasıyla Denklem 4.6 ve Denklem 4.7'de verilmiştir. Denklem 4.8'de ise kütle merkezi ile yay elemanları arasındaki (x ve y doğrultusundaki) uzaklık değerleri ilişkileri verilmiştir.

$$F_s = \mu\left((k_c z_1 + k_v {z_1}^3) + (k_c z_2 + k_v {z_2}^3) + (k_c z_3 + k_v {z_3}^3) + (k_c z_4 + k_v {z_4}^3)\right) \quad (4.6)$$

$$N = P_h A_p \quad (4.7)$$

$$l_{y1} = l_{y2} = l_{y3} = l_{y4} = l_y \quad (4.8.a)$$

$$l_{x1} = l_{x2} = l_{x12} \quad (4.8.b)$$

$$l_{x3} = l_{x4} = l_{x34} \quad (4.8.c)$$

Burada μ, balata sürtünme malzeme yüzeyi ve fren disk yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Bu çalışmada sürtünme katsayısı hız ve basınç parametrelerinden bağımsız, sabit olarak ele alınmıştır.

Denklem 4.6, Denklem 4.7 ve Denklem 4.8'de görülen sürtünme kuvveti, normal kuvvet ve uzaklık bağıntıları, Denklem 4.5'te yerine koyulup denklemler yeniden düzenlendiğinde, Denklem 4.9'da görülen, 3 serbestlik derecesindeki ivme değerleri, yay bağlantı noktalarının konumlarına bağlı bağıntıları elde edilmektedir.

$$\ddot{z} = \left[A_p P_h + \left(k_c(-z_1 - z_2 - z_3 - z_4) + k_v(-{z_1}^3 - {z_2}^3 - {z_3}^3 - {z_4}^3)\right)\right]/m \quad (4.9.a)$$

$$\ddot{\theta}_x = \left[\left(\mu h\left(k_c(z_1 + z_2 + z_3 + z_4) + k_v({z_1}^3 + {z_2}^3 + {z_3}^3 + {z_4}^3)\right)\right) + \left(k_c l_y(z_1 - z_2 + z_3 - z_4) + k_v l_y({z_1}^3 - {z_2}^3 + {z_3}^3 - {z_4}^3)\right)\right] /I_x \quad (4.9.b)$$

$$\ddot{\theta}_y = [k_c(l_{x12}z_1 + l_{x12}z_2 - l_{x34}z_3 - l_{x34}z_4) + k_v(l_{x12}{z_1}^3 + l_{x12}{z_2}^3 - l_{x34}{z_3}^3 - l_{x34}{z_4}^3)]/I_y \quad (4.9.c)$$

Buradaki bağıntıların, kütle merkezindeki doğrusal ve açısal konumlar cinsinden elde edilmesi gerekmektedir.

Yay bağlantı noktalarının konumlarının, kütle merkezinin 3 serbestlik derecesindeki konumları cinsinden ifade edilmiş halleri Denklem 4.10'da görülmektedir.

$$z_1 = z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y \quad (4.10.a)$$

$$z_2 = z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y \quad (4.10.b)$$

$$z_3 = z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y \quad (4.10.c)$$

$$z_4 = z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y \quad (4.10.d)$$

Denklem 4.10'da verilen bağıntılar, Denklem 4.9'daki ivme değerleri bağıntılarında yerine konulduğunda, Denklem 4.11'de görülen nihai hareket denklemleri elde edilmektedir.

$$\ddot{z} = \left[A_p P_h + \left(k_c\left(-\left(z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y\right) - \left(z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y\right) - \left(z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y\right) - \left(z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y\right)\right) + k_v\left(-\left(z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y\right)^3 - \left(z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y\right)^3 - \left(z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y\right)^3 - \left(z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y\right)^3\right)\right]/m \quad (4.11.a)$$

$$\ddot{\theta}_x = \Big[\Big(\mu h\Big(k_c\Big((z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y) + (z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y) + (z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y) + (z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)\Big) + k_v\Big((z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y)^3 + (z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y)^3 + (z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)^3 + (z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)^3\Big)\Big)\Big) + \Big(k_c l_y\Big((z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y) - (z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y) + (z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y) - (z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)\Big) + k_v l_y\Big((z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y)^3 - (z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y)^3 + (z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)^3 - (z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)^3\Big)\Big)\Big] / I_x \tag{4.11.b}$$

$$\ddot{\theta}_y = \Big[k_c\Big(l_{x12}\Big((z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y) + (z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y)\Big) - l_{x34}\Big((z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y) + (z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)\Big)\Big) + k_v\Big(l_{x12}\Big((z - l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y)^3 + (z + l_y\theta_x - l_{x12}\theta_y)^3\Big) - l_{x34}\Big((z - l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)^3 + (z + l_y\theta_x + l_{x34}\theta_y)^3\Big)\Big)\Big] / I_y \tag{4.11.c}$$

Bu çalışmada lineer olmayan disk balata dinamik modeli, nümerik yöntemlerle çözülerek, deneysel verilerle karşılaştırılacak olan sonuçlar elde edilmiştir. Nümerik çözümün elde edilebilmesi amacıyla Denklem 4.11'de verilen hareket denklemleri, durum uzay formuna dönüştürülerek 1. dereceden diferansiyel denklemler şeklinde ifade edilmişlerdir. Bu formdaki durum değişkenleri Denklem 4.12'deki gibi yeniden tanımlanmışlardır.

$$u = P_h \tag{4.12.a}$$

$$q_1 = z, \qquad q_2 = \theta_x, \qquad q_3 = \theta_y \tag{4.12.b}$$

$$q_4 = \dot{z}, \qquad q_5 = \dot{\theta}_x, \qquad q_6 = \dot{\theta}_y \tag{4.12.c}$$

Denklem 4.12.a'da görülen *u*, durum uzay formundaki girdiyi ifade etmekte ve bu girdi, fren basıncı (P_h) değerleri kullanılarak sisteme uygulanmaktadır.

Denklem 4.12'de verilmiş olan durum değişkenleri, Denklem 4.11'de yerin konduğunda, Denklem 4.13'te görülen durum uzay formu bağıntıları elde edilmektedir.

$$\dot{q}_1 = q_4 \tag{4.13.a}$$

$$\dot{q}_2 = q_5 \tag{4.13.b}$$

$$\dot{q}_3 = q_6 \tag{4.13.c}$$

$$\begin{aligned}\dot{q}_4 = \Big[A_p u + \Big(k_c \big(-(q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3) - (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3) \\ - (q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3) - (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)\big) \\ + k_v \big(-(q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3 - (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3 \\ - (q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3 - (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3\big)\Big)\Big]/m\end{aligned} \tag{4.13.d}$$

$$\begin{aligned}\dot{q}_5 = \Big[\Big(\mu h \Big(k_c \big((q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3) + (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3) \\ + (q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3) + (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)\big) \\ + k_v \big((q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3 + (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3 \\ + (q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3 + (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3\big)\Big)\Big) \\ + \Big(k_c l_y \big((q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3) - (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3) \\ + (q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3) - (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)\big) \\ + k_v l_y \big((q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3 - (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3 \\ + (q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3 - (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3\big)\Big)\Big]/I_x\end{aligned} \tag{4.13.e}$$

$$\begin{aligned}\dot{q}_6 = \Big[k_c \Big(l_{x12} \big((q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3) + (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3)\big) \\ - l_{x34} \big((q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3) + (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)\big)\Big) \\ + k_v \Big(l_{x12} \big((q_1 - l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3 + (q_1 + l_y q_2 - l_{x12} q_3)^3\big) \\ - l_{x34} \big((q_1 - l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3 + (q_1 + l_y q_2 + l_{x34} q_3)^3\big)\Big)\Big] \\ /I_y\end{aligned} \tag{4.13.f}$$

Denklem 4.13'te elde edilen nihai durum uzay formu bağıntıları, Matlab yazılımında geliştirilmiş olan kod yardımıyla, yüksek katılığa sahip, lineer olmayan yapıdaki, dinamik problemlerin yaklaşık çözümü için kullanılan ve literatürde sıkça yer alan Runge-Kutta nümerik çözüm yöntemi kullanılarak çözülmüştü. Sayısal çözümler, fren deneylerinin gerçekleştirildiği şartlar altında elde edilmiştir.

4.3.1 Lineer Olmayan Temas Yüzeyi Katılığı

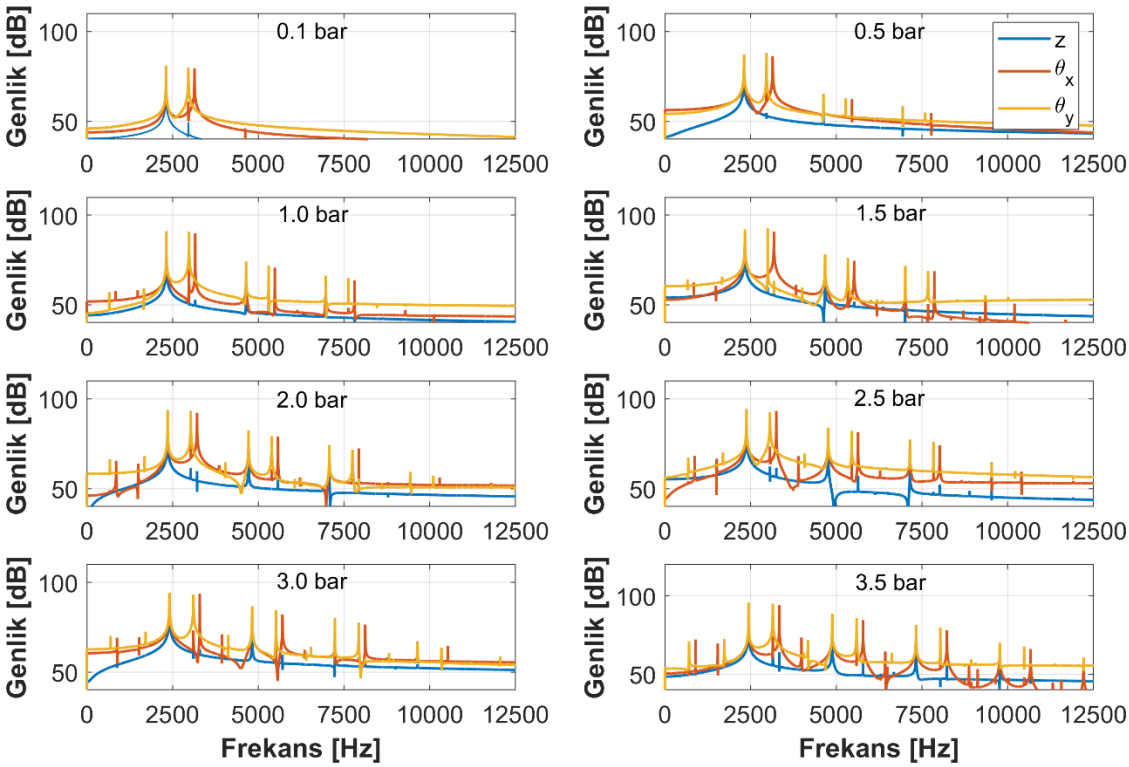
Lineer model kısmında da bahsedildiği gibi, temas yüzeyi katılıkları, normal kuvvetle (fren basıncı) lineere yakın bir ilişki sergilese de gerçekte lineer olmayan bir yapıdadır. Deformasyona bağlı yay kuvvetlerinin modellenmesi açısından, deformasyon miktarına üçüncü dereceden bağlı katılık değerleri, gerçek sistemleri daha iyi ifade edebilmektedir [164], [165], [166]. Bu nedenle bu kısımda lineer modeldeki temas yüzeyi katılığına, 3. derece terim eklenmiştir.

Temas yüzeyi katılığının, lineer ve lineer olmayan terimleri, lineer modelden elde edilen sonuçlar da göz önünde bulundurularak, deneysel verilerdeki basınç-gürültü frekans değeri ilişkisini doğru yansıtacak şekilde belirlenmiştir.

4.3.2 Lineer Olmayan Model Sonuçları

Bu kısımda, elde edilen matematiksel modelin, adım (step) fonksiyonu şeklinde sisteme etkiyen sabit basınç girdisine cevabı incelenmiştir. Daha sonra, fren gürültü deneylerinden elde edilmiş gerçek fren basıncı verisi modele girdi olarak verilmiş ve sonuçlar elde edilmiştir. Bu sayısal sonuçlar, basınç verisinin ait olduğu ölçümün gürültü verileriyle karşılaştırılmıştır. Lineer olmayan matematiksel modelin durum uzay denklemleri, Matlab yazılım ortamında hazırlanan bir kod yardımıyla, Runge-Kutta yöntemi kullanılarak sayısal olarak çözdürülmüştür.

İlk aşamada, kurulan matematiksel modelde, balata kütle merkezinin kuvvet uygulanmadığı konumda, nötral pozisyonları olarak kabul edilen 0 değerleri durum değişkenlerinin başlangıç koşulları olarak verilmiştir. Ardından belirlenen sabit bir basınç değeri sisteme, başlangıç anında adım girdisi olarak verilerek zaman tabanında çözüm elde edilmiştir. Bu sırada sisteme sürtünme kuvveti etki etmeye devam etmektedir. İşlem farklı basınç değerleri için tekrarlanmıştır. Elde edilen çözümler frekans tabanına dönüştürülerek sayısal çözümün frekans tabanındaki, pik noktalarının bulunduğu frekans değerleri, genlikleri ve bunların basınçla değişimi gözlemlenmiştir. Basınç değerleri 0.1 ile 5.5 bar arasında değişen sayısal çözümlerin frekans tabanındaki cevapları Şekil 4.4'te verilmiştir.

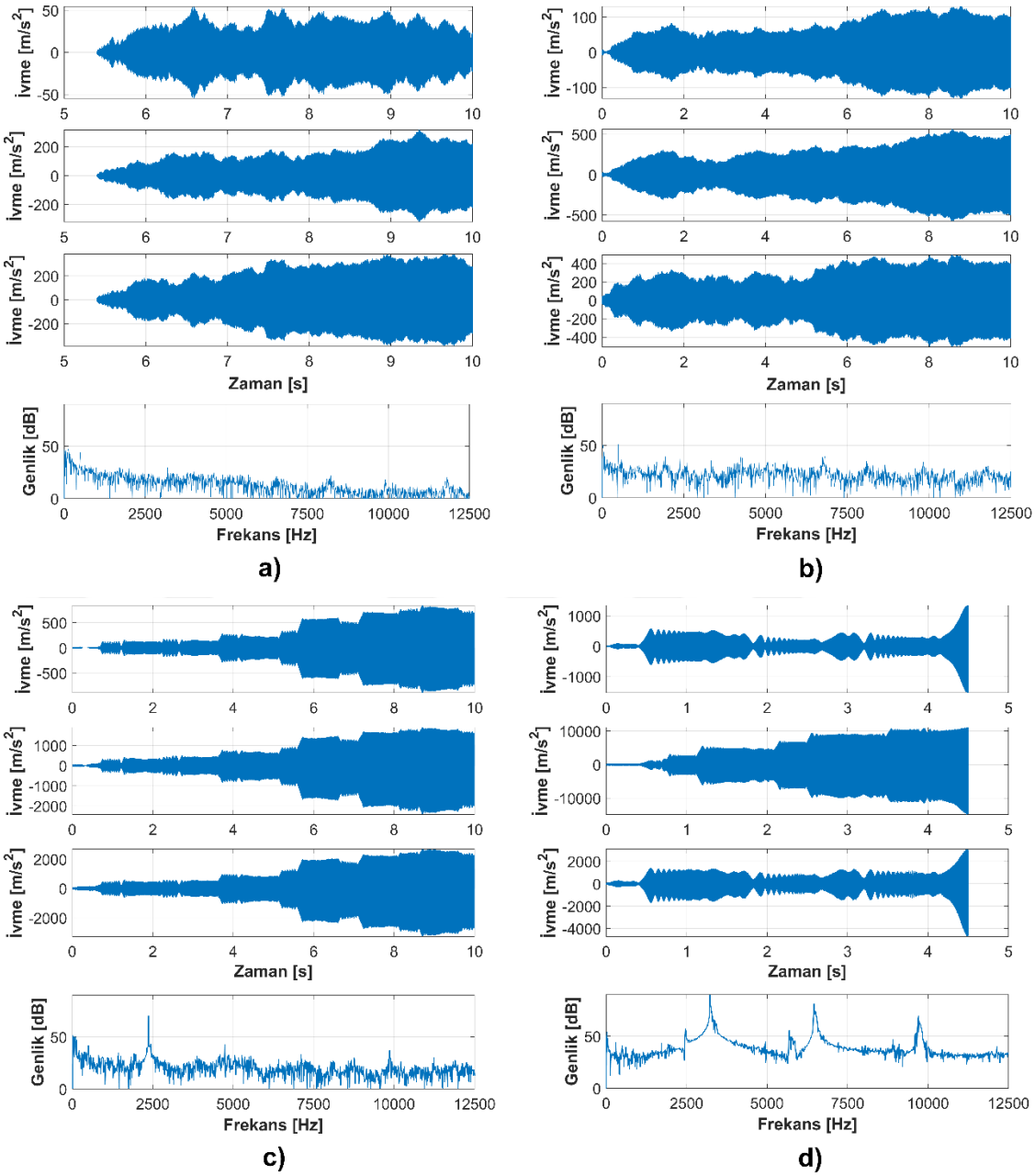


Şekil 4.4 Lineer olmayan sistemin farklı değerlerdeki adım girdisine frekans tabanı cevapları

Şekil 4.4'ten görülebileceği üzere, girilen basınç değeri arttıkça, tepe noktalarının frekans değerleri de giderek artmıştır. Bunun yanında en düşük basınç cevabında görülemeyen ve sistemdeki nonlineerliğin arttığına işaret eden [167], süper harmonik ve alt harmonikler belirmeye başlamış ve basınç artışıyla giderek baskın hale gelmişlerdir.

Bu bölümün devamında, matematiksel model ve gerçek sistemin frenleme esnasında verdikleri yanıtlar karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçların, deneysel verilerle daha gerçekçi bir şekilde kıyaslanabilmesi amacıyla, modele girdi olarak, farklı ortalama basınç değerlerine sahip deneylerden alınan gerçek basınç verisi uygulanmış ve sistem yanıtları elde edilmiştir. Alınan sonuçlar ivme değerlerine dönüştürülerek, ivme karakteristiklerinin kararlılık durumları açısından yorumlanması amaçlanmıştır.

Modele ait sayısal çözümün ivme değerleri ve kullanılan basınç girdisinin ait olduğu fren deneyi frekans cevapları Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5 Ortalama a) 1.58, b) 2.14, c) 2.68 ve d) 4.40 bar fren basıncı altında, zaman tabanında model çözümleri ve frekans tabanında deneysel veriler

Şekil 4.45te görülen ivme değerleri, yukarıdan aşağı sırasıyla balata kütle merkezinin düşeydeki doğrusal yer değiştirmesi, x ekseni etrafındaki ve y ekseni etrafındaki açısal yer değiştirmelerini göstermektedir. Matematiksel modelin sayısal çözümlerinden elde edilen ivme değerlerinin genlikleri, modelde basitleştirmeler yapılmış ve özellikle sönümün dahil edilmemiş olması sebebiyle gerçek ivme karakteristikleriyle tam olarak örtüşmesi beklenmemektedir. Fakat sönümsüz sitemdeki genliklerin artış eğilimleri ile frekans tabanındaki deneysel sonuçlardaki gürültü miktarları birbirleriyle kıyaslanabilmektedir. Titreşim

genliklerinde artış eğilimine sebep olan enerji, gerçek sistemdeki sönüm tarafından sistemden alınarak gürültü oluşumu bastırılabilir, fakat genlik artışına olan bu eğilim, sönümün etkisinin üzerine çıktığında, sistemdeki titreşim genlikleri artıp duyulabilir ses basıncına dönüşerek gürültü sorununu meydana getirebilir. Dolayısıyla, sönümsüz sistemde gözlemlenen genlik artış miktarı, sönümlü sistemde de yüksek frekanslı gürültü oluşum eğiliminin bir göstergesi sayılabilir. Şekil 4.5.a ve Şekil 4.5.b'de, frekans tabanındaki deneysel sistem cevabından da görüleceği üzere, gürültü gözlemlenmeyen deneylere ait veri kullanılmış ve matematiksel model sonuçları elde edilmiştir. Bahsedildiği gibi sistemde sönüm bulunmamasından dolayı ivme genliklerinde bir miktar artış eğilimi gözlemlenmektedir. Bu iki sayısal çözüm sonuçlarındaki genlik artış miktarları birbirine oldukça yakındır (toplam simülasyon süreleri birbirinden farklıdır). Öte yandan, basıncın artmasıyla birlikte fren sisteminde gürültü oluşumunun başladığı bir deneyden alınan veriler (Şekil 4.5.c) model çözümünde girdi olarak kullanıldığında, model sonuçlarındaki ivme genlik artışları çok daha belirgin hale gelmiştir. Şekil 4.5.d'de görülen, çok daha yüksek genlikli titreşimlerin gözlemlendiği deneysel veri kullanıldığındaysa, model ivme yanıtları, çok daha kısa sürede çok daha yüksek genliklere ulaşmıştır. Bu gözlemler sonucunda, basınç artışının, deney düzeneğinde olduğu gibi, kurulan lineer olmayan matematiksel modelin de kararsızlık durumunu arttırdığı ve bu açıdan gerçek sistemi uygun şekilde modelleyebildiği sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca bu son model cevabında en hızlı artış gösteren ivme değerleri, 3300 Hz civarındaki gürültüye tekabül eden ve sürtünme kuvveti tarafından direkt tahrik edilen, x ekseni etrafındaki açısal hareketi olduğu görülmektedir. Modelden bağımsız olarak basınç artışıyla, deneysel verilerin frekans tabanındaki genliklerinde, lineer olmayan etkilerle birlikte, kararsızlığın arttığının göstergesi olabilen [167], gürültü frekanslarının süper harmoniklerinin de belirgin hale geldikleri görülebilmektedir.

Matematiksel model ve deneysel veriler arasında yapılan kıyaslamaların sonucu olarak; lineer olmayan matematiksel model, gerçek sistemde görülen en baskın frekansların değerlerini ve basınç artışıyla gürültü frekanslarının artışlarını yeterli ölçüde yansıtabilmiştir. Basınç artışıyla sistemdeki kararsızlık eğilimin artışı

açısından da deneysel sistem ve matematiksel model arasında paralellikler gözlemlenmiştir.

5
SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada öncelikle fren diski, kaliper, braket ve balatadan oluşan sistem elemanlarının modal testleri gerçekleştirilmiştir. Gürültü açısından kritik öneme sahip, sürtünen elemanlar olan fren disk ve balatası, sonlu elemanlar yöntemiyle modellenmiştir. Sonrasında bu iki nümerik model, modal test sonuçları ile yüksek uyum gösterecek şekilde, malzeme özellik parametrelerinin tespit edilebilmesiyle güncellenmiştir. Bu güncelleştirmeler, deney tasarımı, lineer regresyon, ve optimizasyon yöntemleri ve ağırlıklandırılmasıyla geliştirilen bir süreç kullanılarak hızlı ve düşük hata ile elde edilmiştir. Sonraki kısımda fren deneyleri, laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiştir. Çok sayıda deney, farklı hız, fren basıncı ve sıcaklık şartları altında gerçekleştirilmiştir. Sonrasında, deneylerde gözlemlenen gürültü oluşumunu açıklamaya yönelik, balata ve disk arasındaki dinamiklere odaklanan, 3 serbestlik dereceli lineer model kurularak temas yüzey katılıklarının basınca bağlı değişimi incelenmiş ve değişken katılık değerleri modele eklenerek lineer olmayan bir matematiksel model elde edilmiştir. Modelin lineer olmayan dinamikleri, hareket denklemleri ve durum uzay formunun sayısal çözümü kullanılarak incelenmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, kurulan matematiksel model, deney sonuçlarıyla uyum göstermiştir.

Fren gürültüsü frekansının ve dinamiğinin, fren basıncı dolayısıyla değişen temas yüzeyi sertliğinden etkilendiği, ayrıca frenleme sırasında meydana gelen gürültü oluşumunun kaliper ve disk doğal frekansları ile yakından bağlantılı olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır.

5.1 Sonuçlar

Çalışmanın temel çıktıları aşağıdaki gibi maddelenebilir:

Deney tasarımı, regresyon, meta modelleme ve optimizasyon yöntemleri kullanılarak, fren sistemi bileşenleri sonlu eleman modellerinin, modal test

sonuçlarına uygun şekilde güncellenmesine yönelik hızlı ve hassas bir prosedür geliştirilmiştir.

Bu sayede bilinmeyen malzeme özelliklerinin tespit edilmesi ve daha detaylı bir nümerik modelin kurulmasında kullanılmak üzere, fren sistemi bileşenlerinin hassas şekilde güncellenmiş nümerik modellere ve modal testlerde elde edilemeyen mod şekli ve frekanslarına ulaşılmıştır.

Bunun yanında, oluşturulan malzeme özellikleri uzayında, parametre değerleri değişimlerinin farklı modların doğal frekans değerlerine olan etkileri nümerik olarak incelenebilmektedir. Poisson oranının doğal frekanslara etkisinin, malzemenin diğer elastik özellikleri ve yoğunluğuna nazaran çok daha düşük olduğu ve bu etkinin diğer özelliklerin aksine farklı modlar için ters yönlerde görülebilmektedir.

Hız, basınç ve sıcaklık parametreleri uzayında geniş ölçekli deneyler gerçekleştirilmiş ve toplanan veriler detaylı şekilde irdelenerek fren basıncının gürültü frekanslarıyla olan lineere yakın ilişkisi gözlemlenmiştir.

Deney uzayında görülen frekanslardaki duyulabilir gürültünün, düşük basınçlarda görülmezken belirli basınçların üzerinde ortaya çıktığı, bunun tersine düşük hızlarda gözükürken belirli hızların üzerinde kaybolduğu görülmüştür.

Fren basıncı ve gürültü frekansları arasındaki belirgin doğru orantının, disk balata yüzeyleri arasındaki kuvvet, dolayısıyla basınç artışının, temas yüzeyi katılığını arttırması olduğu öngörülmüştür. Lineer modelin öz değer analizi, farklı fren basınçları için farklı sertlik değerleri tayin edilip tekrarlanarak, basınç-frekans arasındaki ilişkinin, sistemdeki katılıkların artmasından kaynaklanabileceği lineer model ile açıklanmıştır.

Temas yüzeyi katılığı, rijit modellenen balatanın diske göre konumuna bağlı 3. derecen bir bağıntıyla ifade edilip lineer modele eklenerek, lineer olmayan bir model elde edilmiştir.

Kurulan matematiksel model sayesinde, deney düzeneğinde gözlemlenen baskın gürültü frekansları, balatanın üç serbestlik derecesindeki hareketleriyle açıklanmıştır.

Bunun yanında, kararsız durumdaki sistemde görülen tepe noktalarının frekans tabanındaki değerlerinin, fren basıncına bağlı değişimi matematiksel model yardımıyla açıklanmıştır.

Modelin, deneysel basınç verileri girdisi altında sayısal olarak çözülmesiyle elde edilen cevapları yardımıyla, kararsızlık eğiliminin, artan basınçla yükselmesi, deneysel verilerle paralel olarak yorumlanabilmiştir.

Fren deneylerindeki gürültü frekanslarının, disk modal testlerindeki doğal frekanslarla uyuştuğu ve fren gürültüsünün, diskin nodal çap içeren modlarında titreşime katılmasıyla oluştuğu sonucuna varılmıştır.

Literatürde çoğunlukla fren gürültüsü sebebi olarak disk ve balataya atıfta bulunulmaktadır fakat bu çalışmada; kaliperin, özellikle sürtünme düzlemine dik doğrultudaki hareketlere karşı katılığı düşük olan tırnakların titreşime katıldığı modların da, yüksek frekanslı fren gürültüsü açısından büyük önem taşıdığı sonucuna varılmıştır.

Basınç ve hıza nazaran, sıcaklık parametresinin, yüksek frekanslı fren gürültüsünün genliği ya da frekans değerleri üzerinde belirgin bir etkisi gözlemlenmemiştir.

5.2 Gelecek Çalışma Önerileri

Bu çalışmada kullanılan süreç ve yöntemler, birçok geçmiş çalışma tarafından yaygın kabul görmüş ve bu çalışmada elde edilen deneysel sonuçlar ile istenen uyumu göstermiş olsalar bile, deneysel, nümerik veya analitik süreçlerin basitleştirilmesi adına bazı varsayımlara dayanarak ve bazı parametreler ihmal edilerek oluşturulmuştur. İhmal edilen bu parametreler hesaba katılarak, gerçeğe daha uygun sonuçlar elde edilebilecek ve bunların incelenen problem üzerindeki etkileri hakkında yorum yapılabilecektir. Bunların başlıcaları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

Disk kaliper ve braket için ihmal edilebilir derecede olsa da sönüm, balatanın sürtünme yüzeyi için etkin değerlere ulaşabilmektedir. Kurulan matematiksel modellerde sönüm de hesaba katılarak gerçeğe daha yakın sonuçlara ulaşabileceği düşünülmektedir.

Bu çalışmada değişken temas yüzeyi sertliğiyle sürtünme kuvvetinin buna bağlı değişimi hesaba katılmıştır. Fakat sürtünme katsayısı karakteristiği kuvveti hem hız hem sıcaklık değerlerine bağlı değişebilen bir parametredir. Bunun tespiti için, deney düzeneğine eklenecek bir yük hücresiyle frenleme esnasında fren momenti verileri elde edilerek sürtünme katsayısının bahsedilen parametrelere bağlı değişimi saptanabilir. Elde edilen bu bağıntıların matematiksel modele eklenmesi de gürültü oluşum dinamiğinin anlaşılması açısından faydalı olacaktır.

Fren basıncının, piston veya kaliper tırnakları tarafında uygulandığı alanlar, balatanın esnek yapısı ve buna eklenen yataydaki sürtünme kuvveti etkisiyle, düzgün olmayan bir normal yük dağılımına sebep olmaktadır. Matematiksel modellemede; birkaç noktaya indirgenmiş yayların kullanıldığı durumda bu dağılım, farklı yaylar için aynı düşey konumda farklı temas yüzeyi katılıkları kullanılarak daha doğru şekilde modellenebilir.

Hassas şekilde elde ettiğimiz disk ve balata sonlu elemanlar modelleri, temas yüzeyi de modele eklenerek, işletme şartlarında temas yüzeyindeki sürtünme kuvveti ve basıncın dahil olduğu etkileşim; nümerik olarak hassas şekilde modellenerek frenleme esnasındaki durum simüle edilebilir ve yüksek frekanslı fren gürültüsü hakkında daha detaylı bir öngörü elde edilebilir.

KAYNAKÇA

[1] J. Grochowicz, J. Ruymen, H. Abendroth, K. Augsburg, and M. Votteler, "Mojacar brake wear and NVH: Dyno simulation concept," presented at the SAE 25th Annual Brake Colloquium, Orlando Florida, United States, Oct. 7-10, 2007-01-3959, 2007, https://doi.org/10.4271/2007-01-3959.

[2] D. Weiss, "Brake Test Systems," HORIBA Technical Journal, Readout, Kyoto, Japan, 2010.

[3] F. Chen, M. K. Abdelhamid, P. Blaschke and J. Swayze, "On automotive disc brake squeal part III test and evaluation ," presented at the SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition, Orlando Florida, United States, 2003-01-1622, 2003, https://doi.org/10.4271/2003-01-1622.

[4] S. Oberst and J. C. S. Lai, "Chaos in brake squeal noise," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, no. 5, pp. 955–975, 2011.

[5] R. P. Jarvis and B. Mills, "Vibrations induced by dry friction," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol.178, no.1, pp. 847–857, 1963.

[6] E. Lindberg, N.E. Hörlin and P. Göransson, "An experimental study of interior vehicle roughness noise from disc brake systems," *Applied Acoustics*, vol. 74, no. 3, pp. 396–406, 2013.

[7] H. R. Mills, "Brake squeak," Institution of Automobile Engineers, London, England, Technical Report 9000 B, 1938.

[8] R. A. C. Fosberry and Z. Holubecki, *Disc brake squeal, its mechanism and suppression*. Motor Industry Research Association, Lindley 1961.

[9] N. Kado, N. Sato, C. Tadokoro, A. Skarolek and K. Nakano, "Effect of yaw angle misalignment on brake noise and brake time in a pad-on-disc-type apparatus with unidirectional compliance for pad support," *Tribology International*, vol. 78, pp. 41–46, 2014.

[10] N. Kado and K. Nakano, "Stabilizing effect of in-plane angular misalignment in 2DOF sliding system with in-plane anisotropic stiffness," *Mechanics Research Communications*, vol. 84, pp. 14–19, 2017.

[11] K. Popp, "Modelling and control of friction-induced vibrations," *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, vol. 11, no. 3, pp. 345–369, 2005.

[12] Y. Ichiba and Y. Nagasawa, "Experimental study on disc brake squeal," SAE Technical Paper, Art no. 930802, 1993.

[13] K. Popp, M. Rudolph, M. Kroger, and M. Lindner, "Mechanisms to generate and to avoid friction induced vibrations," *VDI BERICHTE*, vol. 1736, pp. 1–16, 2002.

[14] S. Schlagner, S. and U. von Wagner, “Fast characterization of brake squeal behavior,” *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, vol. 2, pp. 1–9, 2009, Art no. 2009-01-3006.

[15] S. Schlagner and U. von Wagner, “Characterization of disk brake noise behavior via measurement of friction forces,” *PAMM: Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 9, no. 1, pp. 59–62, Berlin: WILEY-VCH Verlag, December 2009.

[16] S. K. Rhee, P. H. S. Tsang, and Y. S. Wang, “Friction-induced noise and vibration of disc brakes,” *Wear*, vol. 133, no. 1, pp. 39–45, 1989.

[17] M. Eriksson and S. Jacobson, “Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 215, no. 12, pp. 1245–1256, 2001.

[18] G. X. Chen, Z. R. Zhou, P. Kapsa, and L. Vincent, “Experimental investigation into squeal under reciprocating sliding,” *Tribology International*, vol. 36, part. 12, pp. 961–971, 2003.

[19] J. Hultén and J. Flint, “An assumed modes method approach to disc brake squeal analysis,” SAE Technical Paper, Art no. 1999-01-1335, 1999.

[20] K. Ono, T. Maeno and T. Ebihara, “A Study on Mechanical Interface between Head and Media in Flexible Disk Drive: 2nd Report, Dynamic Response Characteristics Due to a Concentrated Force,” *Bulletin of JSME*, vol. 29 no. 255, pp. 3109–3115, 1986.

[21] K. Ono, J. S. Chen and D. B. Bogy, “Stability analysis for the head-disk interface in a flexible disk drive,” *Journal of Applied Mechanics*, vol. 58, no. 4, pp 1005–1014, 1991.

[22] J. E. Mottershead and S. N. Chan, “Flutter instability of circular discs with frictional follower loads,” *Journal of vibration and acoustics*, vol. 117, no. 1, pp. 161–163, 1995.

[23] J. G. Tseng and J. A. Wickert, “Nonconservative stability of a friction loaded disk,” *Journal of vibration and acoustics*, vol. 120, no. 4, pp. 922–929, 1998.

[24] H. Ouyang and J. E. Mottershead, “Unstable travelling waves in the friction-induced vibration of discs,” *Journal of Sound Vibration*, vol. 248, no. 4, pp. 768–779, 2001.

[25] F. P. Bowden and L. Leben, “The nature of sliding and the analysis of friction,” *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. 169, no. 938, pp. 371–391, 1939.

[26] A. Schallamach, “How does rubber slide?,” *Wear*, vol. 17, no. 4, pp. 301–312, 1971.

[27] J. Behrendt, C. Weiss and N. P. Hoffmann, “A numerical study on stick–slip motion of a brake pad in steady sliding,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, no. 4, pp. 636–651, 2011.

[28] R. T. Spurr, “A theory of brake squeal,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, vol. 15, no. 1, pp. 33–52, 1961.

[29] J. D. C. Crisp, R. A. C. Fosberry, Z. Holubecki, V. E. Gough, F. D. Hales, G. H. Lanchester, ... and A. J. Wilson, “Communications on Jarvis and Mills’ paper,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 178, no. 32, pp. 857–864, 1963.

[30] A. Felske, G. Hoppe and H. Matthäi, “Oscillations in squealing disk brakes-analysis of vibration modes by holographic interferometry,” *SAE Transactions*, vol. 87, no. 2, pp. 1576–1595, 1978.

[31]S. W. E. Earles and C. K. Lee, “Instabilities arising from the frictional interaction of a pin-disk system resulting in noise generation,” *Journal of Engineering for Industry*, vol. 98, no. 1, pp. 81–86, 1976.

[32] S. W. E. Earles, “A mechanism of disc-brake squeal “ SAE Technical Paper, Art no. 770181, 1977.

[33] H. Murakami, N. Tsunada and T. Kitamura, “A study concerned with a mechanism of disc-brake squeal,” *SAE transactions*, vol. 93, no. 5, pp. 604–616, 1984.

[34] F. Bergman, M. Eriksson and S. Jacobson, “Influence of disc topography on generation of brake squeal,” *Wear*, vol. 225, pp. 621–628, 1999.

[35] F. Samie and D. C. Sheridan, “Contact analysis for a passenger car disc brake,” *SAE transactions*, vol. 99, no. 6, pp. 9–15, 1990.

[36] H. Abendroth, “A new approach to brake testing ,” SAE Technical Paper, Art no. 850080, 1985.

[37] F. Chen, “Disc brake squeal: an overview ,” SAE Technical Paper, Art no. 2007-01-0587, 2007.

[38] N. M. Kinkaid, O. M. O'Reilly and P. Papadopoulos, “Automotive disc brake squeal,” *Journal of sound and vibration*, vol. 267, no. 1, pp. 105–166, 2003.

[39] O. Zarraga, I. Ulacia, J. M. Abete and H. Ouyang, “Receptance based structural modification in a simple brake-clutch model for squeal noise suppression,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 90, pp. 222–233, 2017.

[40] N. Hoffmann, M. Fischer, R. Allgaier and L. Gaul, “A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations,”*Mechanics Research Communications*, vol. 29, no. 4, pp. 197–205, 2002.

[41] H. Ouyang, J. E. Mottershead, D. J. Brookfield, S. James, M. P. Cartmell, T. Kaster, ... and R. Allen, “Dynamic instabilities in a simple model of a car disc brake ,” SAE Technical Paper, Art no. 1999-01-3409, 1999.

[42] A. Bajer, V. Belsky and L. J. Zeng, “Combining a nonlinear static analysis and complex eigenvalue extraction in brake squeal simulation,” SAE Technical Paper, Art no. 2003-01-3349, 2003.

[43] J. D. Fieldhouse and P. Newcomb, “The application of holographic interferometry to the study of disc brake noise ,” SAE Technical Paper, Art no. 930805, 1993.

[44] K. Shin, M. J. Brennan, J. E. Oh and C. J. Harris, “Analysis of disc brake noise using a two-degree-of-freedom model,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 254, no. 5, pp. 837–848, 2002.

[45] U. von Wagner, D. Hochlenert and P. Hagedorn, “Minimal models for disk brake squeal,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 302, no. 3, pp. 527–539, 2007.

[46] A. A. Alifov and K. V. Frolov “Autoparametric oscillations in a system with dry friction and with restricted excitation,” *Mechanics of Solids*, vol. 12, no. 4, pp. 57–65, 1977.

[47] K. Nakano, C. Tadokoro and N. Kado, “Yawing angular misalignment provides positive damping to suppress frictional vibration: basic applicability to disc brake systems,” *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, vol. 6, pp. 1493–1498, 2013, Art no. 2013-01-2069.

[48] J. Benad, K. Nakano, V. L. Popov and M. Popov, “Active control of friction by transverse oscillations,” *Friction*, vol. 7, no. 1, pp. 74–85 2019.

[49] M. Neubauer and R. Oleskiewicz, “Brake squeal control with shunted piezoceramics—efficient modelling and experiments,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 222, no. 7, pp. 1141–1151, 2008.

[50] B. Hervé, J. J. Sinou, H. Mahé and L. Jezequel, “Analysis of squeal noise and mode coupling instabilities including damping and gyroscopic effects,” *European Journal of Mechanics-A/Solids*, vol. 27, no. 2, pp. 141–160, 2008.

[51] E. Brommundt, E. “Ein Reibschwinger mit Selbsterregung ohne fallende Reibkennlinie,” *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, vol. 75, no. 12, pp. 811–820, 1995.

[52] M. R. North, “Disc brake squeal, braking of road vehicles,” Automobile Division of the Institution of Mechanical Engineers, pp. 169–176, 1976.

[53] S. N. Chan, J. E. Mottershead and M. P. Cartmell, “Instabilities at subcritical speeds in discs with rotating frictional follower loads,” *Journal of vibration and acoustics*, vol. 117, no. 2, pp. 240–242, 1995.

[54] H. Ouyang, J. E. Mottershead, M. P. Cartmell and M. I. Friswell, “Friction-induced parametric resonances in discs: effect of a negative friction–velocity relationship,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 209, no. 2, pp. 251–264, 1998.

[55] S. W. E. Earles and M. N. M. Badi, “Oscillatory Instabilities Generated in a Double-Pin and Disc Undamped System: A Mechanism of Disc-cbrake Squeal,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 198, no. 1, pp. 43–50, 1984.

[56] S. W. E. Earles and P. W. Chambers, “Disc brake squeal noise generation: predicting its dependency on system parameters including damping,” *International Journal of Vehicle Design*, vol. 8, no. 4-6, pp. 538–552, 1987.

[57] K. Lee and J. R. Barber, “Frictionally excited thermoelastic instability in automotive disk brakes,” *Journal of tribology*, vol. 115, no. 4, pp. 607–614, 1993.

[58] Y. B. Yi, S. Du, J. R. Barber and J. W. Fash, “Effect of geometry on thermoelastic instability in disk brakes and clutches,” *Journal of tribology*, vol. 121, no. 4, pp. 661–666, 1999.

[59] Y. B. Yi, J. R. Barber and D. L. Hartsock, “Thermoelastic instabilities in automotive disc brakes—finite element analysis and experimental verification,” In *Contact Mechanics*, Springer, Dordrecht, pp. 187–202.

[60] H. Ouyang, J. E. Mottershead, D. J. Brookfield, S. James, and M. P. Cartmell, “A methodology for the determination of dynamic instabilities in a car disc brake,” *International Journal of Vehicle Design*, vol. 23, no. 3-4, pp. 241–262, 2000.

[61] H. Ouyang, Q. Cao, J. E. Mottershead and T. Treyde, “Vibration and squeal of a disc brake: modelling and experimental results,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 217, no. 10, pp. 867–875, 2003.

[62] A. Karamoozian, C. A. Tan and L. Wang, “Squeal analysis of thin-walled lattice brake disc structure,” *Materials & Design*, vol. 149, pp. 1–14, 2018.

[63] H. Baba, T. Wada and T Takagi, “Study on reduction of brake squeal caused by in-plane vibration on rotor ,” SAE Technical Paper, Art no. 2001-01-3158, 2001.

[64] L. Hammerström and S. Jacobson, “Surface modification of brake discs to reduce squeal problems,” *Wear*, vol. 261, no. 1, pp. 53–57, 2006.

[65] J. K. Thompson and E. Denys, “A New SAE Recommended Practice for Brake Natural Frequency and Damping Measurements ,” SAE Technical Paper, Art no. 2005-01-2315, 2005.

[66] U. Von Wagner, D. Hochlenert, T. Jearsiripongkul and P. Hagedorn, “Active Control of Brake Squeal Via" Smart Pads",” *SAE transactions*, vol. 113, no. 6, pp. 1186–1192, 2004.

[67] M. Kchaou, A. M. Lazim, M. A. Hamid and A. A. Bakar, “Experimental studies of friction-induced brake squeal: influence of environmental sand particles in the interface brake pad-disc,” *Tribology International*, vol. 110, pp. 307–317, 2017.

[68] M. Eriksson, F. Bergman and S. Jacobson, “Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions,” *Wear*, vol. *232*, no. 2, pp. 163–167, 1999.

[69] J. C. Poletto, P. D. Neis, N. F. Ferreira, D. Masotti and L. T. Matozo, “An experimental analysis of the methods for brake squeal quantification,” *Applied Acoustics*, vol. 122, pp. 107–112, 2017.

[70] J. R. Barber, “Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids,” *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. *312*, no. 1510, pp. 381–394, 1969.

[71] H. Abendroth, “Advances/progress in NVH brake test technology ,” SAE Technical Paper, Art no. 982241, 1998.

[72] Y. I. Ostrovsky, V. P. Shchepinov and V. V. Yakovlev, *Holographic interferometry in experimental mechanics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2013.

[73] R. Krupka, T. Walz, and A. Ettemeyer, “New techniques and applications for 3D-brake vibration analysis,” SAE Technical Paper, Art no. 2000-01-2772, 2000.

[74] C. Y. Teoh and Z. MohdRipin, “Dither effect on drum brake squeal,” *Journal of Vibration and Control*, vol. 23, no. 7, pp. 1057–1072, 2017.

[75] J. J. Thomsen, “Using fast vibrations to quench friction-induced oscillations,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 228, no. 5, pp. 1079–1102, 1999.

[76] T. M. Lewis and P. Shah, “Analysis and control of brake noise ,” SAE Technical Paper, Art no. 872240, 1987.

[77] C. T. Hoffman, “Damper design and development for use on disc brake shoe and lining assemblies,” *SAE Transactions*, vol. 97, no. 4, pp. 256–260, 1988.

[78] A. E. Anderson and R. A. Knapp, “Hot spotting in automotive friction systems,” *Wear*, vol. 135, no. 2, pp. 319–337, 1990.

[79] R. A. Ibrahim, “Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos—part I: mechanics of contact and friction,” *Applied Mechanics Reviews*, vol. 47, no. 7, pp. 209–226, 1994.

[80] R. A. Ibrahim, “Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos—part II: dynamics and modeling.,” *Applied Mechanics Reviews*, vol. 47, no. 7, pp. 227–253, 1994.

[81] S. Yang, and R. F. Gibson, “Brake vibration and noise: reviews, comments, and proposals,” *International Journal of Materials and Product Technology*, vol. 12, no. 4–6, pp. 496–513, 1997.

[82] A. Papinniemi, J. C. Lai, J. Zhao and L. Loader, “Brake squeal: a literature review,” *Applied acoustics*, vol. 63, no. 4, pp. 391–400, 2002.

[83] A. Akay, “Acoustics of friction,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 111, no. 4, pp. 1525–1548, 2002.

[84] N. M. Ghazaly, M. El-Sharkawy and I. Ahmed, “A review of automotive brake squeal mechanisms,” *J. Mech. Des. Vib.*, vol. 1, no. 1, pp. 5–9, 2014.

[85] D. J. Ewins, *Modal testing: theory and practice*. Letchworth: Research studies press, 1984.

[86] X. Pei, L. Chen, J. Li, Y. Tang and K. Chen, “Effect of damage on the vibration modal of a novel three-dimensional and four-directional braided composite T-beam,” *Composites Part B: Engineering*, vol. 86, pp. 108–119, 2016.

[87] S. Gade, H. Herlufsen and H. Konstantin-Hansen, “How to determine the modal parameters of simple structures,” *Sound & Vibrations,* vol. 36, no. 1, pp. 72–73, 2002.

[88] M. C. Porcu, D. M. Patteri, S. Melis and F. Aymerich, “Effectiveness of the FRF curvature technique for structural health monitoring,” *Construction and Building Materials,* vol. 226, pp. 173–187, 2019.

[89] Ö. A. Tozkoparan, “Development of acoustic simulation method for brake squeal based on experiments in the test bench,” M.S. thesis, Dept. Mech. Eng., Türk-Alman University, Istanbul, Turkey, 2017.

[90] O. T. Sen and R. Singh, “Case study: Identification of brake squeal source mechanism through experimental and computational approaches,” *Noise Control Engineering Journal*, vol. 68, no. 1, pp. 21–37, 2020.

[91] Y. K. Rong, S. Huang, Z. Hou, “Fixturing Stiffness Analysis,” in *Advanced computer-aided fixture design,* Academic Press, 2005, pp. 259–343, doi.org/10.1016/B978-012594751-0/50006-5.

[92] *ANSYS Modeling and Meshing Guide*, ANSYS Release 9.0., ANSYS, Inc., Canonsburg, USA, November 2004.

[93] C. H. Liu, C. Zang, F. Li and E. P. Petrov, “High Frequency Modal Testing of the Multiblade Packets Using a Noncontact Measurement and Excitation System,” *Shock and Vibration,* vol. 2020, Art no. 8740941, 2020 doi.org/10.1155/2020/8740941.

[94] A. Belhocine and N. M. Ghazaly, “Effects of material properties on generation of brake squeal noise using finite element method,” *Latin American Journal of Solids and Structures*, vol. 12, pp. 1432–1447, 2015, doi.org/10.1590/1679-78251520.

[95] M. Radovic, E. Lara-Curzio and L. Riester, “Comparison of different experimental techniques for determination of elastic properties of solids,” *Materials Science and Engineering: A*, vol. 368, no. 1-2, pp. 56–70, 2004, doi.org/10.1016/j.msea.2003.09.080.

[96] R. F. Gibson, “Modal vibration response measurements for characterization of composite materials and structures,” *Composites science and technology,* vol. 60, no. 15, pp. 2769–2780, 2000, doi.org/10.1016/S0266-3538(00)00092-0.

[97] R. Rikards, H. Abramovich, T. Green, J. Auzins and A. Chate, “Identification of elastic properties of composite laminates,” *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 10, no. 4, pp. 335–52, 2003, doi.org/10.1080/10759410306755.

[98] C. M. Soares, M.M. De Freitas, A. L. Araújo and P. Pedersen, “Identification of material properties of composite plate specimens,” *Composite Structures,*

vol. 25, no. 1-4, pp. 277–85, 1993, doi.org/10.1016/0263-8223(93)90174-O.

[99] W. Sun, Z. Wang, X. Yan and M. Zhu, “Inverse identification of the frequency-dependent mechanical parameters of viscoelastic materials based on the measured FRFs,” *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 98, pp. 816–833, 2018, doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.05.031.

[100] R. Rikards, A. Chate and G. Gailis, “Identification of elastic properties of laminates based on experiment design,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 38, no. 30-31, pp. 5097–5115, 2001, https://doi.org/10.1016/S0020-7683(00)00349-8

[101] J. E. Mottershead, C. Mares, S. James and M. I. Friswell, “Stochastic model updating: part 2—application to a set of physical structures,” *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 20, no. 8, pp. 2171–2185, 2006, https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2005.06.007.

[102] A. K. Mishra and S. Chakraborty, “Inverse detection of constituent level elastic parameters of FRP composite panels with elastic boundaries using finite element model updating,” *Ocean Engineering,* vol. 111, pp. 358–368, 2016, https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.11.003.

[103] Y. C. Ni and F. L. Zhang “Fast Bayesian frequency domain modal identification from seismic response data,” *Computers & Structures,* vol. 212, pp. 225–235, 2019, https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2018.08.018.

[104] B. Chen, Y. Zeng, H. Wang and E. Li, “Approximate Bayesian assisted inverse method for identification of parameters of variable stiffness composite laminates,” *Composite Structures*, vol. 267, pp. 113853, 2021, doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.113853.

[105] E. Adeli, B. Rosić, H. G. Matthies, S. Reinstädler and D. Dinkler, “Comparison of Bayesian methods on parameter identification for a viscoplastic model with damage,” *Metals*, vol. 10, no. 7, pp. 876, 2020, doi.org/10.1016/j.probengmech.2020.103083.

[106] J. H. Yang and H. F. Lam, “An innovative Bayesian system identification method using autoregressive model,” *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 133, pp. 106289, 2019, doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106289.

[107] Y. C. Ni and F. L. Zhang, “Uncertainty quantification in fast Bayesian modal identification using forced vibration data considering the ambient effect,” *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 148, pp. 107078, 2021, https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107078.

[108] J. E. Kim, Z. Li, Y. Ito, C. D. Huber, A. M. Shih, A. W. Eberhardt, K. H. Yang, A. I. King and B. K. Soni, “Finite element model development of a child pelvis with optimization-based material identification,” *Journal of biomechanics,* vol. 42, no. 13, pp. 2191–2195, 2009, doi.org/10.1016/j.jbiomech.2009.06.010.

[109] Y. Govers and M. Link, “Stochastic model updating—Covariance matrix adjustment from uncertain experimental modal data,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, no. 3, pp. 696–706, 2010, https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.10.006.

[110] G. Canbaloğlu and H. N. Özgüven, “Model updating of nonlinear structures from measured FRFs,” *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 80, pp. 282–301, 2016, doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.05.00.

[111] J. E. Mottershead, M. Link and M. I. Friswell, “The sensitivity method in finite element model updating: A tutorial,” *Mechanical systems and signal processing*, vol. 25, no. 7, pp 2275–2296, 2011, doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.10.012.

[112] M. Friswell and J. E. Mottershead, *Finite element model updating in structural Dynamics*. Springer: Science & Business Media, 1995, doi.org/10.1007/978-94-015-8508-8.

[113] J. E. Mottershead and M. I. Friswell, “Model updating in structural dynamics: a survey,” *Journal of sound and vibration,* vol. 167, no. 2, pp. 347–375, 1993, doi.org/10.1006/jsvi.1993.1340.

[114] L. R. Deobald and R. F. Gibson, “Determination of elastic constants of orthotropic plates by a modal analysis/Rayleigh-Ritz technique,” *Journal of Sound and Vibration,* vol. 12, no. 2, pp. 269–283, 1988, doi.org/10.1016/S0022-460X(88)80187-1.

[115] M. Rébillat and X. Boutillon, “Measurement of relevant elastic and damping material properties in sandwich thick plates,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, no. 25, pp. 6098–6121, 2011, doi.org/10.1016/j.jsv.2011.07.015.

[116] T. Lauwagie, H. Sol, G. Roebben, W. Heylen and Y. Shi “Validation of the Resonalyser method: an inverse method for material identification," *Proceedings of ISMA2002*, vol. 2, pp. 687–695, 2002.

[117] M. Cuadrado, J. Pernas-Sánchez, J. A. Artero-Guerrero and D. Varas, “Model updating of uncertain parameters of carbon/epoxy composite plates using digital image correlation for full-field vibration measurement,” *Measurement,* vol. 159, pp. 107783, 2020, doi.org/10.1016/j.measurement.2020.107783.

[118] T. Lauwagie, H. Sol, W. Heylen and G. Roebben, “Determination of the in-plane elastic properties of the different layers of laminated plates by means of vibration testing and model updating,” *Journal of Sound and Vibration,* vol. 274, no. 3-5, pp. 529–546, 2004, doi.org/10.1016/j.jsv.2003.05.023.

[119] M. Cuadrado, J. A. Artero-Guerrero, J. Pernas-Sánchez and D. Varas D, “Model updating of uncertain parameters of carbon/epoxy composite plates from experimental modal data,” *Journal of Sound and Vibration,* vol. 455, pp. 380–401, 2019, doi.org/10.1016/j.jsv.2019.05.007.

[120] P. T. Boggs and J. W. Tolle, “Sequential quadratic programming,” in *Acta numerica*. Vol. 4, 1995, pp.1–51, doi.org/10.1017/S0962492900002518.

[121] Y. H. Dai and K. Schittkowski, “A sequential quadratic programming algorithm with non-monotone line search,” *Pacific Journal of Optimization*, vol. 4, no. 2, pp. 335–351, 2008.

[122] P. Sahoo and T. K. Barman, “ANN modelling of fractal dimension in machining.” In *Mechatronics and manufacturing engineering*, Woodhead Publishing, 2012, pp.159–226. doi.org/10.1533/9780857095893.159.

[123] G. T. Knofczynski and D. Mundfrom, “Sample sizes when using multiple linear regression for prediction,” *Educational and psychological measurement*, vol. 68, no. 3, pp. 431–532, 2008, https://doi.org/10.1177/0013164407310131.

[124] N. K. Kharate and S. S. Chaudhari, “Effect of Material Properties On Disc Brake Squeal And Performance Using FEM and EMA Approac,” *Materials Today: Proceedings,* vol. 5, no. 2, pp. 4986–4894, 2018, doi.org/10.1016/j.matpr.2017.12.076.

[125] M. H. Dakhil, A. K. Rai, P. R. Reddy and A. A. Jabbar, “Design and structural analysis of disc brake in automobiles,” *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development,* vol. 4, pp. 95–112, 2014.

[126] A. Belhocine, A. R. Abu Bakar and O. I. Abdullah, “Structural and contact analysis of disc brake assembly during single stop braking event,” *Transactions of the Indian Institute of Metals*, vol. 68, no. 3, pp. 403–410, 2015, doi.org/10.1007/s12666-014-0468-6.

[127] T. V. Manjunath and P. M. Suresh, “Structural and thermal analysis of rotor disc of disc brake,” *International journal of innovative research in science, Engineering and Technology*, vol. 2, no. 12, pp. 7741–7749, 2013.

[128] B. Ait-Amir, P. Pougnet and A. El Hami, “Meta-model development,” in *Embedded Mechatronic Systems 2*, 2nd ed., ISTE Press-Elsevier, 2020, pp.157–187, eBook ISBN: 9780081019566.

[129] Jr. F. E. Harrell, K. L. Lee and D. B. Mark, “Multivariable prognostic models: issues in developing models, evaluating assumptions and adequacy, and measuring and reducing errors,” *Statistics in medicine,* vol. 15, no. 4, pp. 361–387, 1996, doi.org/10.1002/0470023678.ch2b(i).

[130] J. C. Helton, “Uncertainty and sensitivity analysis techniques for use in performance assessment for radioactive waste disposal,” *Reliability Engineering & System Safety,* vol. 42, no. 2-3, pp. 327–367, 1993, doi.org/10.1016/0951-8320(93)90097-I.

[131] J. P. Kleijnen and J. C. Helton, “Statistical analyses of scatterplots to identify important factors in large-scale simulations, 2: robustness of techniques,” *Reliability Engineering & System Safety,* vol. 65, no. 2, pp. 187–197, 1999, doi.org/10.1016/S0951-8320(98)00090-8.

[132] T. O’Connor, X. Yang, G. Tian, S. Chatterjee and S. Lee, “Quality risk management for pharmaceutical manufacturing: The role of process modeling and simulations,” in *Predictive Modeling of Pharmaceutical Unit*

Operations, Woodhead Publishing, 2017, pp.15–37. dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-100154-7.00002-8.

[133] P. S. Frederiksen, "Application of an improved model for the identification of material parameters," *Mechanics Of Composite Materials And Structures An International Journal*, vol. 4, no. 4, pp. 297–316, 1997, doi.org/10.1080/10759419708945886.

[134] A. K. Bledzki, A. Kessler, R. Rikards and A. Chate, "Determination of elastic constants of glass/epoxy unidirectional laminates by the vibration testing of plates," *Composites Science and Technology,* vol. 59, no. 13, pp. 2015–2024, 1999, doi.org/10.1016/S0266-3538(99)00059-7.

[135] R. Rikards, A. Chate, W. Steinchen, A. Kessler and A. K. Bledzki, "Method for identification of elastic properties of laminates based on experiment design," *Composites Part B: Engineering*, vol. 30 no. 3, pp. 279–289, 1999, doi.org/10.1016/S1359-8368(98)00059-6.

[136] T. Strutz, "Weights and Outliers," In: *Data fitting and uncertainty. A practical introduction to weighted least squares and beyond*. 1st ed. Germany: Springer Vieweg+Teubner Verlag, 2011, pp.47–105.

[137] J. Nocedal and S. J. Wright, "Sequential quadratic programming," in *Numerical optimization*, New York: Springer, 2006, pp.529–562, doi.org/10.1007/978-0-387-40065-5_18.

[138] N. M. Ghazaly, "Study on Automotive Disc Brake Squeal Using Finite Element Analysis and Design of Experiments," Doctoral dissertation, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Anna University, India, 2011.

[139] A. Schwartz, *Calculus and Analytic Geometry*. 3rd ed. New York: Holt, Rinehart, and Winston, 1974, ISBN-13: 978-0030847462, ISBN-10: 003084746X.

[140] A. Söderberg and S. Andersson, "Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software," *Wear,* vol. 267, no. 12, pp. 2243–2251, 2009.

[141] N. M. Ghazaly, S. Mohammed and A. Abd-El-Tawwab, "Understanding mode-coupling mechanism of brake squeal using finite element analysis," *International Journal of Engineering Research and Application,* vol. 2, no. 1, pp. 241–250, 2012.

[142] A. Belhocine and N. M. Ghazaly, "Effects of Young's modulus on disc brake squeal using finite element analysis," *International Journal of Acoustics and Vibration,* vol. 31, no. 3, pp. 292–300, 2016.

[143] M. Nouby and K. Srinivasan, "Disc brake squeal reduction through pad structural modifications," In *International conference on recent and emerging advanced technologies in engineering (ICREATE 2009)*, Malaysia, vol. 1, no. 8, 2009.

[144] D. Li, Z. Zheng, Y. Gao, P. Shan, W. Luo, F. Liu, ... and Q. Lv, "Finite Element Analysis on the Influence of the Change of Characteristic Parameters of Brake Pad on Structural Modal," In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, IOP Publishing vol. 446, no. 5, pp. 1–8, Feb 2020.

[145] P. Liu, H. Zheng, C. Cai, Y. Y. Wang, C. Lu, K. H. Ang and G. R. Liu, "Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method," *Applied Acoustics,* vol. 68, no. 6, pp. 603–615, 2007.

[146] M. Tirovic and A. J. Day, "Disc brake interface pressure distributions," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering,* vol. 205, no. 2, pp. 137–146, 1991.

[147] N. K. Kharate and S. S. Chaudhari, "Effect of Material Properties On Disc Brake Squeal And Performance Using FEM and EMA Approach," *Materials Today: Proceedings,* vol. 5, no. 2, pp. 4986–4994, 2018.

[148] M. Nouby, J. Abdo, D. Mathivanan and K. Srinivasan, "Evaluation of disc brake materials for squeal reduction," *Tribology Transactions,* vol. 54, no. 4, pp. 644–656, 2011.

[149] L. Baillet, V. Linck, S. D'Errico, B. Laulagnet and Y. Berthier, "Finite element simulation of dynamic instabilities in frictional sliding contact," *J. Trib.,* vol. 127, no. 3, pp. 652–657, 2005.

[150] A. Belhocine and W. Z. W. Omar, "Three-dimensional finite element modeling and analysis of the mechanical behavior of dry contact slipping between the disc and the brake pads," *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology,* vol. 88, no. 1, pp. 1035–1051, 2017, DOI 10.1007/s00170-016-8822-y.

[151] M. Z. Hassan, P. C. Brooks and D. C. Barton, "A predictive tool to evaluate disk brake squeal using a fully coupled thermo-mechanical finite element model," *International Journal of Vehicle Design,* vol. 51, no. 1-2, pp. 124–142, 2009.

[152] A. J. Day, *Braking of road vehicles*. Butterworth: Heinemann, 2014.

[153] *Surface vehicle recommended practice, disc and drum brake dynamometer squeal noise matrix*, SAE Standard, SAEJ2521 _201304, 2006.

[154] J. K. Thompson, *Brake NVH: Testing and Measurements. SAE International*, Warrendale, USA, 2011.

[155] N. Millner, "An analysis of disc brake squeal," *SAE Transactions*, vol. 87, no. 2, pp. 1565–1575, 1978.

[156] H. Ding, Q. Zhu and H. Lyu, "Identification of Contact Stiffness between Brake Disc and Brake Pads Using Modal Frequency Analysis," *Journal of Engineering & Technological Sciences*, vol. 52, no. 4, pp. 468–480, 2020.

[157] X. Shi and A. A. Polycarpou, "Measurement and modeling of normal contact stiffness and contact damping at the meso scale," *J. Vib. Acoust.*, vol. 127, no. 1, pp. 52–60, 2005.

[158] Y. Oura, Y. Kurita, Y. Matsumura and Y. Nishizawa, “Influence of distributed stiffness in contact surface on disk brake squeal,” SAE Technical Paper, Art no. 2008-01-2584, 2008.

[159] Z. B. M. Ripin, Z. B. M. “Analysis of disc brake squeal using the finite element method,” Ph.D. Thesis, University of Leeds, England 1995.

[160] H. A. Sherif, J. Blouet, J. F. Cretegny, R. Gras, R. and S Vialard, “Experimental investigation of self-excited squeal,” *SAE transactions*, vol. 98, no. 6, pp. 1855–1863, 1989.

[161] M. Nishiwaki, “Generalized theory of brake noise,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 207, no. 3, pp. 195–202, 1993.

[162] A. H. Dweib and A. F. D'Souza, “Self-excited vibrations induced by dry friction, part 1: experimental study,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 137, no. 2, pp. 163–175, 1990.

[163] K. Ragulskis and A. Yurkauskas, *Vibration of bearings*. CRC Press, 1989.

[164] Z. Zhang, S. Oberst and J. C. Lai, “On the potential of uncertainty analysis for prediction of brake squeal propensity,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 377, pp. 123–132, 2016.

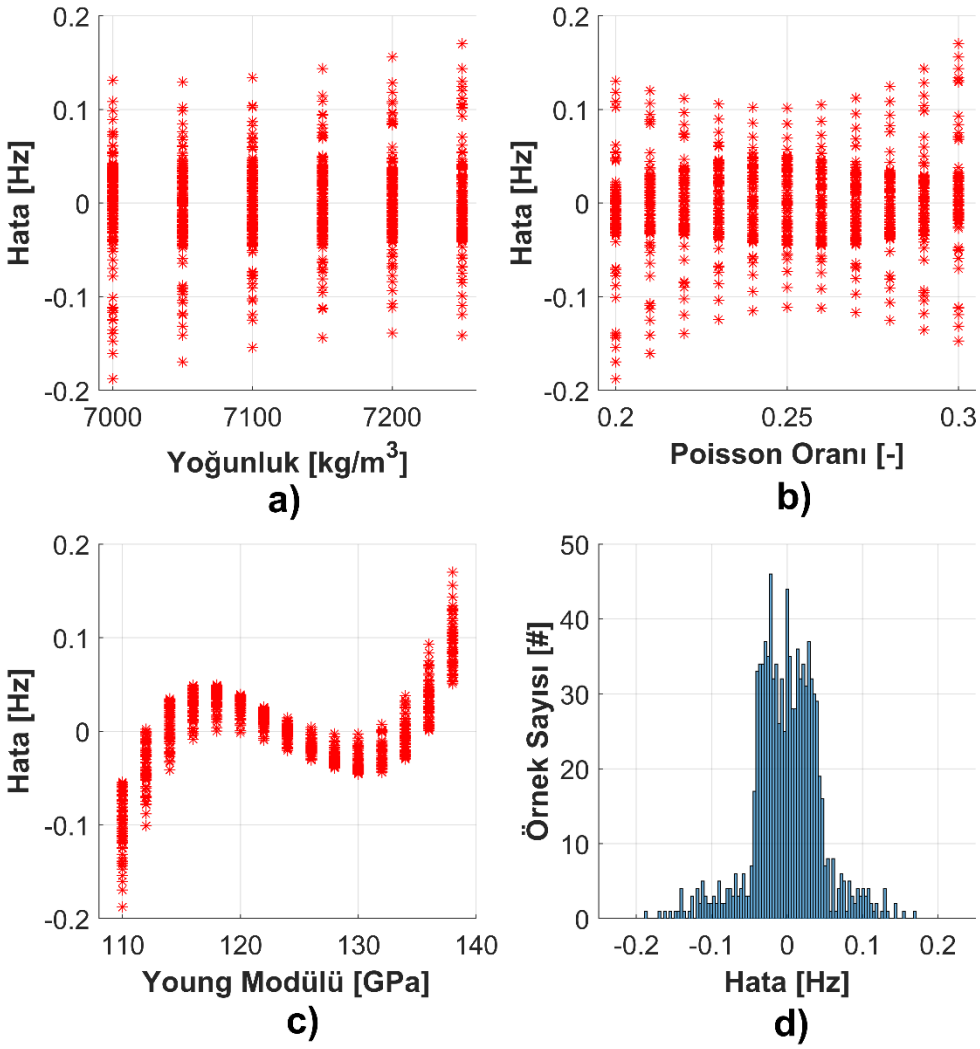
[165] J. J. Sinou, “Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake squeal–on the need to consider both stability and non-linear analysis,” *Mechanics Research Communications*, vol. 37, no. 1, pp. 96–105, 2010.

[166] M. Rusli, M. H. Fesa, H. Dahlan and M. Bur, “Squeal noise analysis using a combination of nonlinear friction contact model,” *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 3, pp. 8160–8167, 2020.

[167] I. Y. Solodov, N. Krohn and G. Busse, “CAN: an example of nonclassical acoustic nonlinearity in solids,” *Ultrasonics*, vol. 40, no. 1-8, pp. 621–625, 2002.

A
META MODEL NORMAL DAĞILIMLARI VE ÖRNEK DENKLEMLERİ

Şekil A.1'de, fren diskinin 3. mod şeklinin, 990 adet SEM simülasyonu doğal frekans değerleri ve bunun meta modeli arasındaki hataların, malzeme özelliklerine bağlı değerleri ve hata dağılımı verilmiştir.

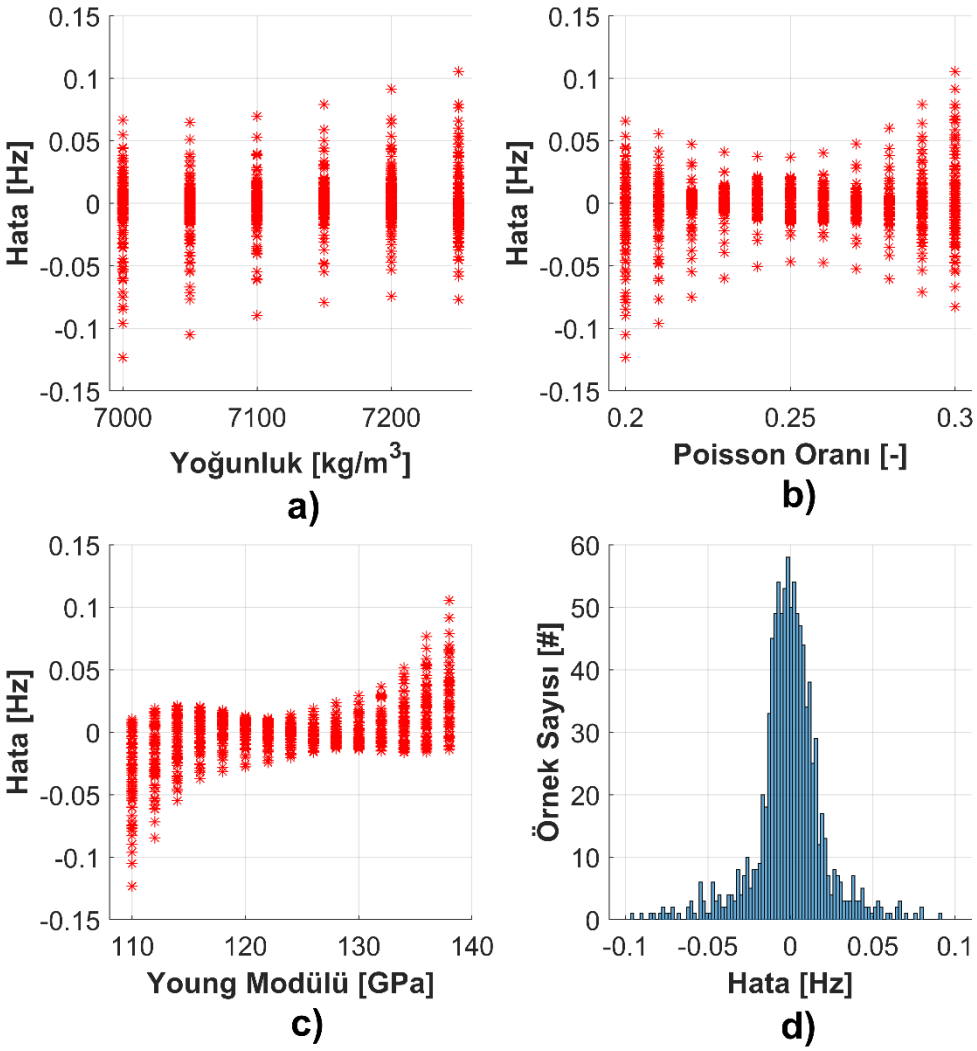


Şekil A.1 10 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri ve d) hata dağılımı

Maksimum görece hata değerleri çok küçük olmasına rağmen (yaklaşık ±0.2 Hz/1034 Hz), Young modülüne bağlı, rastgele olmayan bir hata dağılım

biçimi görülmektedir. Bahsedilen örüntüden dolayı, Şekil A.1.d'de görülen hata dağılımı normale yakın olmasına rağmen, sıfır yakınlarındaki yoğunluk, normale göre düşük görülmektedir. Bu örüntü, Young modülünün daha yüksek dereceli bir teriminin eksikliğini işaret edebilmektedir [129]. Bu nedenle E'nin 3. derece terimi, lineer regresyon sürecine ek bir faktör olarak ilave edilmiş ve güncel yanıt yüzeyi tekrar elde edilmiştir.

Güncellenmiş yaklaşım için her bir bağımsız değişkene ait hata değerleri ve hata dağılım grafiği Şekil A.1.2'de verilmiştir.



Şekil A.2 Güncellenmiş 11 faktörlü yanıt yüzeyinin a) yoğunluk (ρ) b) Poisson oranı (ν) ve c) Young modülüne (E) bağlı hata değerleri ve d) hata dağılımı

Şekil A.2.c'de görülen güncellenmiş modelin Young modülüne bağlı hataları, daha az yoğun bir örüntüye sahip ve dolayısıyla Şekil A.2.d'de görülen dağılım da normal dağılıma çok daha yakındır.

Denklem A.1'de, 2. bölümde elde edilen, bazı modların doğal frekans meta model bağıntıları örnek olarak verilmiştir.

$$\hat{f}(\beta,x) = 983.2 - 0.14\rho - 137.1\nu + 9.49E + 0.0044\rho\nu - 0.00028\rho E - 0.25\nu E + 7.5\,10^{-6}\rho^2 + 147.7\nu^2 - 0.018E^2 + 2.7\,10^{-5}E^3 \quad \text{(A.1.a)}$$

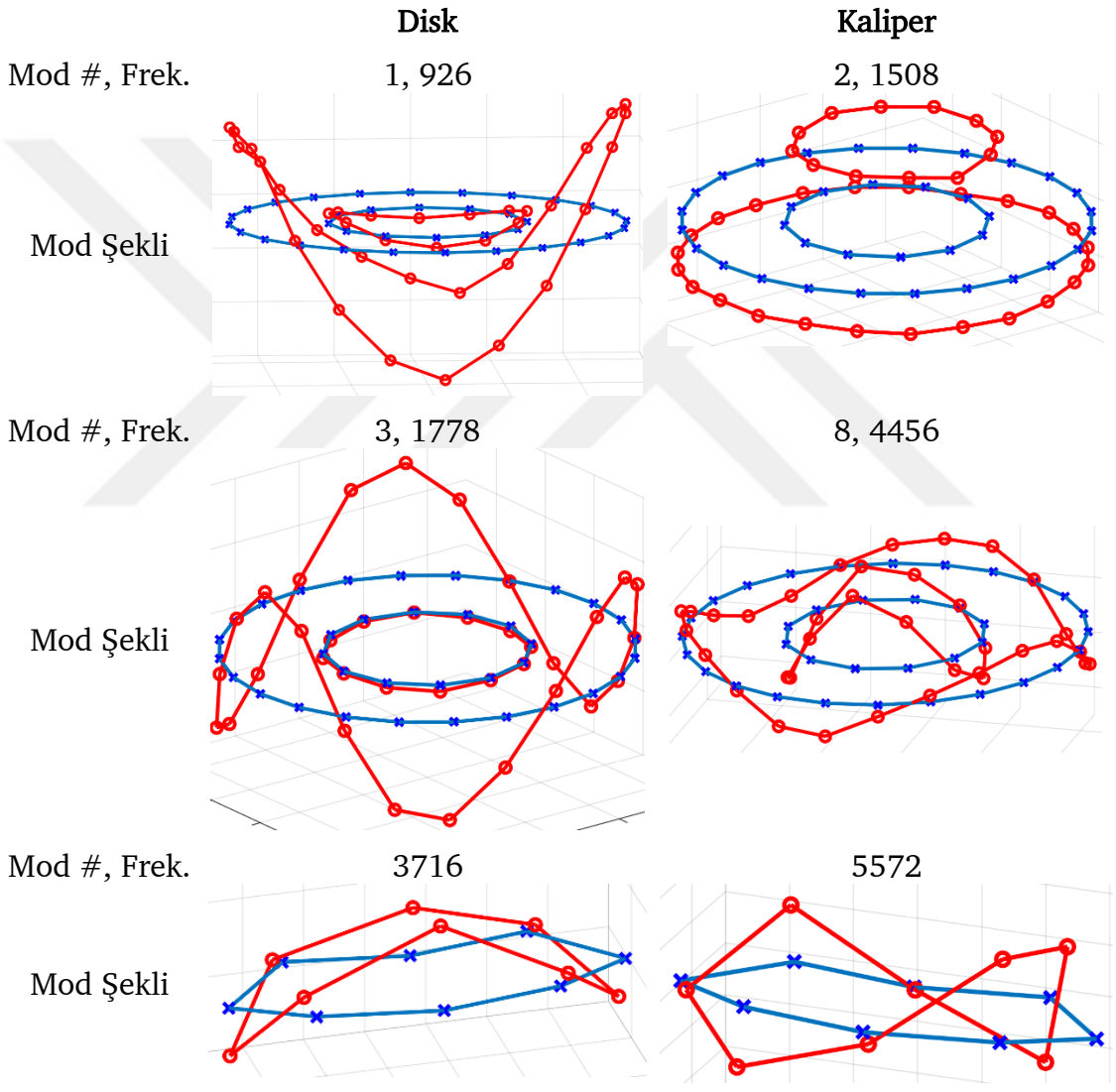
$$\hat{f}(\beta,x) = 1914.3 - 0.28\rho + 14.06\nu + 18.69E - 0.016\rho\nu - 0.00058\rho E - 0.92\nu E + 1.5\,10^{-5}\rho^2 + 430.2\nu^2 - 0.036E^2 + 5.2\,10^{-5}E^3 \quad \text{(A.1.b)}$$

$$\hat{f}(\beta,x) = 1730.3 + 15.48G - 552.7\nu + 59.3E_{xy} + 5.91E_z + 2.03G\nu + 1.31GE_{xy} + 0.245GE_z - 1.14\nu E_{xy} + 3.415\nu E_z + 0.624E_{xy}E_z - 1.49G^2 + 1007.5\nu^2 - 2.34{E_{xy}}^2 - 0.613{E_z}^2 \quad \text{(A.2.a)}$$

$$\hat{f}(\beta,x) = 3075.2 + 237.4G - 668.1\nu + 17.45E_{xy} + 19.82E_z + 16.67G\nu + 1.11GE_{xy} + 2.038GE_z - 27.7\nu E_{xy} - 7.51\nu E_z + 0.195E_{xy}E_z - 8.02G^2 + 1605.6\nu^2 - 0.781{E_{xy}}^2 - 1.79{E_z}^2 \quad \text{(A.2.b)}$$

B
FREN SİSTEM ELEMANLARININ TİTREŞİME KATILAN MOD FREKANS VE ŞEKİLLERİ

Fren deneylerinde çok seyrek karşılaşılan gürültü frekanslarıyla eşleşen, fren sistemi elemanlarının doğal frekans ve ilgili mod şekilleri Şekil B.1'de verilmiştir.



Şekil B.1 fren sistem elemanlarının titreşime katılan mod frekans ve şekilleri

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

1. Balcı, Ö., Yavuz, A., Özkan, M., & Sen, O. T. (2022). Comparison and investigation of inverse identification techniques for the material properties of a brake disc through experimental and numerical modal analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 09544062221104714. https://doi.org/10.1177/09544062221104714.

Projeler

1. Karayolları taşıt fren sistemlerinde sürtünme kaynaklı yüksek frekanslı gürültü ve titreşim oluşum mekanizmasının deneysel verilerle matematiksel olarak modellenmesi, Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, YTÜ BAPK, FDK-2020-3813, 12.02.2020-12.02.2023, Araştırmacı.