

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BİNEK ARACA AİT FREN DİSKİNDEKİ HATALARIN TİTREŞİM
PARAMETRELERİ İLE TESPİTİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ertuğrul İLHAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

MAYIS 2019

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BİNEK ARACA AİT FREN DİSKİNDEKİ HATALARIN TİTREŞİM
PARAMETRELERİ İLE TESPİTİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ertuğrul İLHAN
(161080122)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ

MAYIS 2019

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 161080122 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ertuğrul İLHAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "BİR BİNEK ARACA AİT FREN DİSKİNDEKİ HATALARIN TİTREŞİM PARAMETRELERİ İLE TESPİTİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ**
Bursa Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Osman KOPMAZ**
Bursa Uludağ Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ
Bursa Teknik Üniversitesi

Savunma Tarihi : 30 Mayıs 2019

FBE Müdürü : **Doç. Dr. Murat ERTAŞ**
Bursa Teknik Üniversitesi/...../.....

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Ertuğrul İLHAN

İmzası :

X X X X



Eşime ve aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimin süresince her aşamada değerli katkıları ile bana yol gösteren, kendisine ne zaman danışsam bana değerli zamanını ayırıp yardımcı olan, danışmanım Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarım boyunca bana destek olan çalıştığım şirketim TOFAŞ AŞ'ye teşekkür ederim.

Son olarak yüksek lisans çalışmalarım boyunca bana destek olan aileme, eşim Emel Ünlükal İLHAN ve kızım Güneş İLHAN'a teşekkür ederim.

Mayıs 2019

Ertuğrul İlhan

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vi
KISALTMALAR	vii
SEMBOLLER	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xii
SUMMARY	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
2.1 Literatürde Fren Diskleri Üzerine Yapılan Deneysel Çalışmalar	4
2.2 Literatürde Model Güncelleme Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	6
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	9
3.1 Deneysel Modal Analiz	9
3.2 Deneysel Modal Analizde Kullanılan Ekipmanlar.....	11
3.3 Fren Diski Modal Analiz Deneyi	14
3.3.1 Modal darbe çekici	14
3.3.2 İvmeölçer	15
3.3.3 Veri toplama sistemi	15
3.3.4 Deney yöntemi	16
3.4 Fren Diski Deneysel Modal Veri Elde Etme.....	17
3.5 Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modal Analiz.....	18
3.6 Optimizasyon Ve Model Güncelleme	21
3.6.1 Cevap yüzeyi yöntemi.....	21
3.6.2 Adaptif çok amaçlı optimizasyon (AMO) yöntemi	27
3.7 Fren Diski Hasar Analizi.....	27
3.8 Fren Diski Çatlak Modeli	27
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	30
4.1 DMA İle Doğal Frekansların Ve Modal Sönüm Oranlarının Hesaplanması ...	30
4.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modal Analiz Sonuçları	32
4.3 Cevap Yüzeyi Yöntemi İle Model Güncelleme	32
4.4 DMA Sonuçlarına Göre Güncellenmiş SEY-MA Sonuçları.....	35
4.5 Fren Diski Model Güncelleme Sonrası Çatlak Modeli Frekansları	40
4.6 Cevap Yüzeyi Yöntemi ile Çatlak Tespiti.....	41
4.7 AMO İle Çatlak Tespiti.....	47
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	49
KAYNAKLAR	51
EKLER.....	53
ÖZGEÇMİŞ.....	58

KISALTMALAR

AMO	: Adaptive Mutiple Objective Optimization
CCD	: Merkezi Kompozit Tasarım
CYY	: Cevap Yüzeyi Yöntemi
DMA	: Deneysel Modal Analiz
FRF	: Frequency Response Function (Frekans Cevap Fonksiyonu)
OEM	: Original Equipment Manufacturer (Orjinal Ürün Üreticisi)
PZT	: Kurşun Zirkonat Titanat
SEA	: Sonlu Eleman Analiz
SEY-MA	: Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modal Analiz

SEMBOLLER

A	: Çatlağın yönelim açısı
A(ω)	: Akselerans
D	: Çatlağın derinliği
d	: Deformasyon
DF	: Tasarım uzayı frekansları ile hasarlı disk frekansları farkı
E	: Elastisite katsayısı
e	: Residü vektörü
F	: Faktöriyel kısımdaki nokta adedi
f	: Gerçek cevap fonksiyonu
f_y	: Kütle yay sistemi doğal frekansı (Hz)
f₁, f₂	: Fark fonksiyonları
H	: Şapka matrisi
h	: Şapka matrisinin elemanları
k	: Yay katsayısı
L	: Çatlağın uzunluğu
m	: Disk kütlesi
n_c	: Merkezi nokta
n-p	: Serbestlik derecesi
p	: Parametre sayısı
R	: Çatlağın disk merkezinden uzaklığı
R²	: Belirtme katsayısı
R²(adj)	: Ayarlanmış belirtme katsayısı
R²(pred)	: Kestirilen belirtme katsayısı
SS_E	: Residülerden kaynaklı hataların kareleri
SS_R	: Regresyon kaynaklı hataların kareleri
SS_T	: Hataların kareleri toplamı
y	: Ürün veya prosesin cevabı
\hat{y}	: Uydurulan değerler vektörü
x₀	: Cevap noktaları vektörü
x₁, x₂, ..., x_k	: Değişkenler
α_{max}	: En yüksek FRF noktası
β	: Regresyon katsayıları
$\hat{\beta}$: Uydurulan değerler regresyon katsayılar vektörü
ϵ	: İstatistiksel hata sabiti
η_r	: Sönüm kayıp faktörü
ρ	: Disk yoğunluğu
σ	: Standart sapma
ω	: Doğal frekans
ω_r	: r'inci mod için doğal frekans
ω_a, ω_b	: Yarım güç noktaları
ω_{tepe}	: Tepe noktası doğan frekansı
ζ_r	: Sönüm oranı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Çeşitli metamodelleme tekniklerinin avantaj ve dezavantajları [12].	8
Çizelge 3.1 : Gri dökme demir malzeme özellikleri.	19
Çizelge 3.2 : Çoklu regresyon modeli yapısı.	23
Çizelge 3.3 : Çatlak sınıflandırması.	28
Çizelge 4.1 : Deneysel doğal frekanslar ve modal sönüm oranları.	31
Çizelge 4.2 : Sonlu eleman modeliyle hesaplanan frekanslar.	32
Çizelge 4.3 : Girdi parametreleri sınır değerleri \pm %10.	33
Çizelge 4.4 : CYY tasarım uzayı \pm %10.	33
Çizelge 4.5 : Regresyon denklemi R^2 değerleri.	34
Çizelge 4.6 : Optimizasyon sonrası titreşim modları.	35
Çizelge 4.7 : Çatlak sınıflarının modal analiz sonuçları (arka yüz).	40
Çizelge 4.8 : Çatlak sınıflarının modal analiz sonuçları (ön yüz).	41
Çizelge 4.9 : Tasarım uzayı girdi parametreleri alt ve üst sınırları.	41
Çizelge 4.10 : Disk ön yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar.	43
Çizelge 4.11 : Disk arka yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar.	43
Çizelge 4.12 : Disk ön yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar (üç parametre).	44
Çizelge 4.13 : Disk arka yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar (üç parametre).	44
Çizelge 4.14 : Fren diski ön yüzey orta hasar durumu matematik model R^2 değerleri.	45
Çizelge 4.15 : Fren diski ön yüzey büyük hasar durumu matematik model R^2 değerleri (f_1).	45
Çizelge 4.16 : Fren diski ön yüzey büyük hasar durumu matematik model R^2 değerleri (f_2).	46
Çizelge 4.17 : Fren diski arka yüzey orta hasar durumu matematik model R^2 değerleri.	46
Çizelge 4.18 : Fren diski arka yüzey büyük hasar durumu matematik model R^2 değerleri.	46
Çizelge 4.19 : AMO yöntemi ile çatlak tespiti analizi sonuçları.	48
Çizelge A.1 : Disk ön yüzeyi dört parametre ile çıkan sonuçlar.	54
Çizelge A.2 : Disk arka yüzeyi dört parametre ile çıkan sonuçlar.	55
Çizelge A.3 : Disk ön yüzeyi üç parametre ile çıkan sonuçlar.	56
Çizelge A.4 : Disk arka yüzeyi üç parametre ile çıkan sonuçlar.	57

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Diskli bir aracın teker grubu elemanları.....	1
Şekil 1.2 : Fren diskinin üretim aşamaları.....	2
Şekil 2.1 : Araç fren seslerinin sınıflandırılması [3].....	5
Şekil 2.2 : Metamodellemenin mühendislikte kullanım alanları [10].....	7
Şekil 2.3 : Hasar analizi için iki aşamalı CYY [13].....	8
Şekil 3.1 : Tezde izlenen yöntemin akış şeması.....	10
Şekil 3.2 : Çekiç darbesi kuvvet – zaman eğrisi [7].	12
Şekil 3.3 : Çekiç darbe kuvvetinin frekans spektrumu [7].....	12
Şekil 3.4 : Çekiç ucu katılığının değişiminin etkisi [14].	12
Şekil 3.5 : Kuvvet Transdüseri [15].....	13
Şekil 3.6 : İvmeölçer [16].	13
Şekil 3.7 : Fren diski darbe çekiç deneyi düzeneği.....	14
Şekil 3.8 : Deneyde kullanılan modal darbe çekici ve ivmeölçer.....	15
Şekil 3.9 : Veri toplama sistemi.....	16
Şekil 3.10 : Ölçüm noktaları işaretlenmiş fren diski.....	16
Şekil 3.11 : Fren diski modal ölçüm deneyi.....	17
Şekil 3.12 : Tepe tutma yöntemi [17].	18
Şekil 3.13 : Fren diskine ait genel ölçüler (mm).....	18
Şekil 3.14 : Fren disk modeli.....	19
Şekil 3.15 : Yay tanımlama.....	19
Şekil 3.16 : Meta modelleme teknikleri [19].	21
Şekil 3.17 : $k=2$ ve $k=3$ için CCD [21].	26
Şekil 3.18 : Fren diski çatlak model geometrisi.....	28
Şekil 3.19 : Fren diski ön ve arka yüzeyleri.....	29
Şekil 4.1 : Deney datasının Matlab ortamına aktarımı.....	30
Şekil 4.2 : Matlab ile elde edilen FRF grafikleri.....	31
Şekil 4.3 : F_1 'in ρ ve E ile değişimi.....	35
Şekil 4.4 : DMA ve SEY-MA eşleşen birinci frekans ve mod şekli.....	36
Şekil 4.5 : DMA ve SEY-MA eşleşen ikinci frekans ve mod şekli.....	36
Şekil 4.6 : DMA ve SEY-MA eşleşen üçüncü frekans ve mod şekli.....	36
Şekil 4.7 : DMA ve SEY-MA eşleşen dördüncü frekans ve mod şekli.....	37
Şekil 4.8 : DMA ve SEY-MA eşleşen beşinci frekans ve mod şekli.....	37
Şekil 4.9 : DMA ve SEY-MA eşleşen altıncı frekans ve mod şekli.....	37
Şekil 4.10 : DMA ve SEY-MA eşleşen yedinci frekans ve mod şekli.....	38
Şekil 4.11 : DMA ve SEY-MA eşleşen sekizinci frekans ve mod şekli.....	38
Şekil 4.12 : DMA ve SEY-MA eşleşen dokuzuncu frekans ve mod şekli.....	38
Şekil 4.13 : DMA ve SEY-MA eşleşen onuncu frekans ve mod şekli.....	39
Şekil 4.14 : DMA ve SEY-MA eşleşen on birinci frekans ve mod şekli.....	39
Şekil 4.15 : DMA ve SEY-MA eşleşen on ikinci frekans ve mod şekli.....	39
Şekil 4.16 : DMA ve SEY-MA eşleşen on üçüncü frekans ve mod şekli.....	40



BİR BİNEK ARACA AİT FREN DİSKİNDEKİ HATALARIN TİTREŞİM PARAMETRELERİ İLE TESPİTİ

ÖZET

Araçlarda fren sistemleri, aracın güvenli bir şekilde yavaşlaması ve durması amacına hizmet eden önemli bir yere sahiptir. Fren diskleri bu sistemin en önemli elemanlarından olup hatasız üretilmeleri büyük önem arz etmektedir. Çoğunlukla gri dökme demir malzemeden döküm yolu ile elde edilen fren diskleri, döküm sonrası talaşlı imalat aşamalarından geçerek üretilmektedir. Üretim aşamasında disk yapısında herhangi bir hata bulunmaması gerekmektedir. Disk üretiminde hata tespiti için sık kullanılan yöntemlerden biri diskin doğal frekanslarının kontrolüdür. Bu yöntem parça üzerinde bir hasar bulunması durumunda parçaya ait doğal frekansların değişmesi prensibine dayanır. Hasarlı parçanın doğal frekansları, sağlam parçanın doğal frekanslarıyla karşılaştırıldığında belirli bir miktarda düşme gözlemlenmektedir. Böylece diskin hasarlı olup olmadığı anlaşılabilir. Bu tez kapsamında yapılan çalışmada, modal parametreler vasıtasıyla fren diskinin fonksiyonel kısımları olan balata ile temas yüzeyleri üzerinde çatlak şeklinde bir hasar bulunması durumunda, bu hasarın disk merkezinden uzaklığı, uzunluğu, yönelme açısı ve derinliği gibi parametrelerin tespiti amaçlanmıştır. Bunun için öncelikle bir fren diskinin deneysel modal analizi yapılarak titreşim modları ve bu modlara ait doğal frekansları tespit edilmiş, bu veriler kullanılarak sonlu elemanlar analizi için bilgisayar ortamında yapılan modeller güncellenmiş ve böylece deneysel verilerle uyumlu bir sonlu eleman modeli elde edilmiştir. Ardından, tespit edilmesi amaçlanan hasar tipleri için deney tasarımı yapılmış ve hasar parametrelerinin alabileceği değer aralıkları için tasarım uzayı elde edilmiştir. Tasarım uzayı oluşturmada merkezi kompozit tasarım yöntemi kullanılmıştır. Sonrasında belirlenen hasar tiplerine ait parametreleri bulacak matematik modeller elde etmek için cevap yüzeyi yönteminden yararlanılmıştır. Bu yöntemin seçilmesinin sebebi sonuca ulaşmak için daha az işlem hacmi gerektirmesi ve dolayısıyla daha hızlı olmasıdır. Alternatif bir yöntem olarak adaptif çok amaçlı optimizasyon yöntemi ile de analizler tekrarlanmış ve cevap yüzeyi yöntemine göre daha fazla sayıda işlem ile sonuca ulaşıldığı görülmüştür. Yapılan çalışmada hasarın büyüklüğü arttıkça modelin hasar parametrelerinin tespitinde daha iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Fren Diski, Hasar Tespiti, Modal Analiz, Cevap Yüzey Yöntemi, Deneysel Tasarım, Merkezi Kompozit Tasarım

DETERMINATION OF DEFECTS ON THE PASSENGER CAR BRAKE DISC USING VIBRATION PARAMETERS

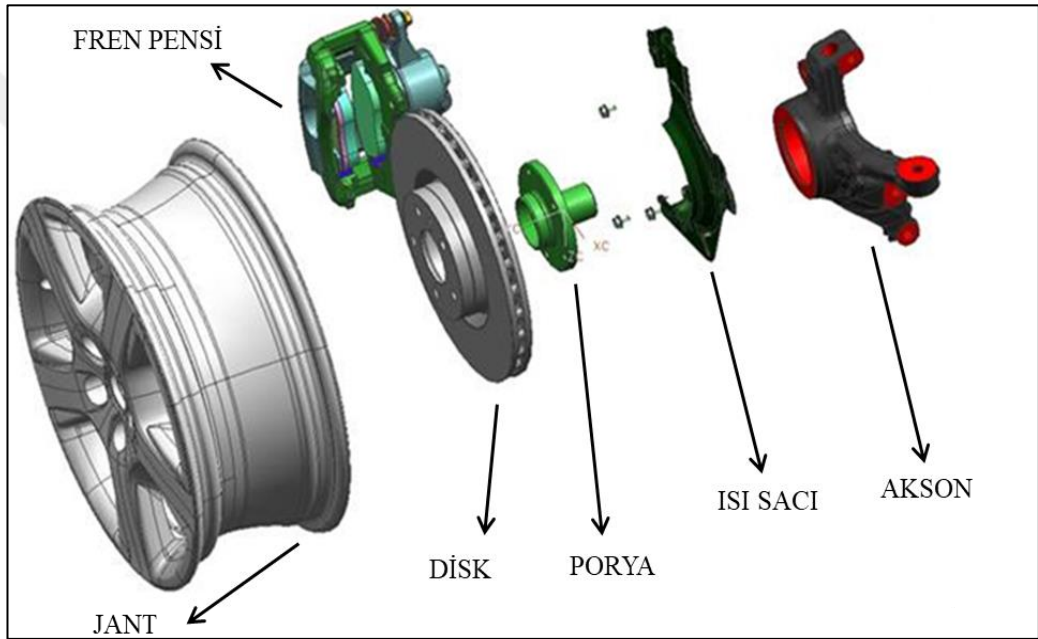
SUMMARY

Brake systems in vehicles have an important role for safely slowing down and stopping the vehicle. Brake disc is one of the most significant parts of this system, and it is important to be faultless. Brake discs are generally manufactured by casting of grey cast iron followed by machining operations. There should not occur any defects such as cracks, dimensional inconsistencies in the disc structure during manufacturing process. One of the common methods for defect detection in a brake disc is to monitor its natural frequencies. This method is based on the principle that natural frequencies of the disc change because of defects. In other words, there occurs a certain amount of decrease on the damaged disc's natural frequencies compared to the healthy disc. By this way, existence of a crack like defect can be identified. In this thesis, it is aimed to determine the distance from the disc center, length, orientation angle and depth parameters of a crack like damage on the functional surfaces of a brake disc. For this purpose, first, experimental modal analysis of a brake disc is performed to determine the natural frequencies and the mode shapes for updating the finite element model of the disc. By this way, a realistic model is obtained which is compatible with the experimental data. Then, design of experiment using the central composite design method is carried out for the damage parameters so that a suitable design space is obtained. Later, response surface method is applied to obtain mathematical models including crack parameters and the natural frequencies. It is observed that, with the developed mathematical models, crack lengths and depths could be determined with admissible amount of errors for certain damage cases. As a second way, crack parameters of the disc are obtained through an optimization procedure based on adaptive multiple objective optimization method. However, compared to the response surface based approach proposed in this thesis, it is observed that the optimization based method needs more computational time and effort. Besides, it is valid only for a certain damage case, i.e. if the same disc with different damage state is considered, the optimization should be repeated, which requires more computational time and effort. However, the introduced approach is more general than the optimization based method considering that the developed mathematical models may be used for the same disc with different damage scenarios.

Keywords: Brake Disc, Damage Detection, Modal Analysis, Response Surface Method, Design of Experiment, Central Composite Design

1. GİRİŞ

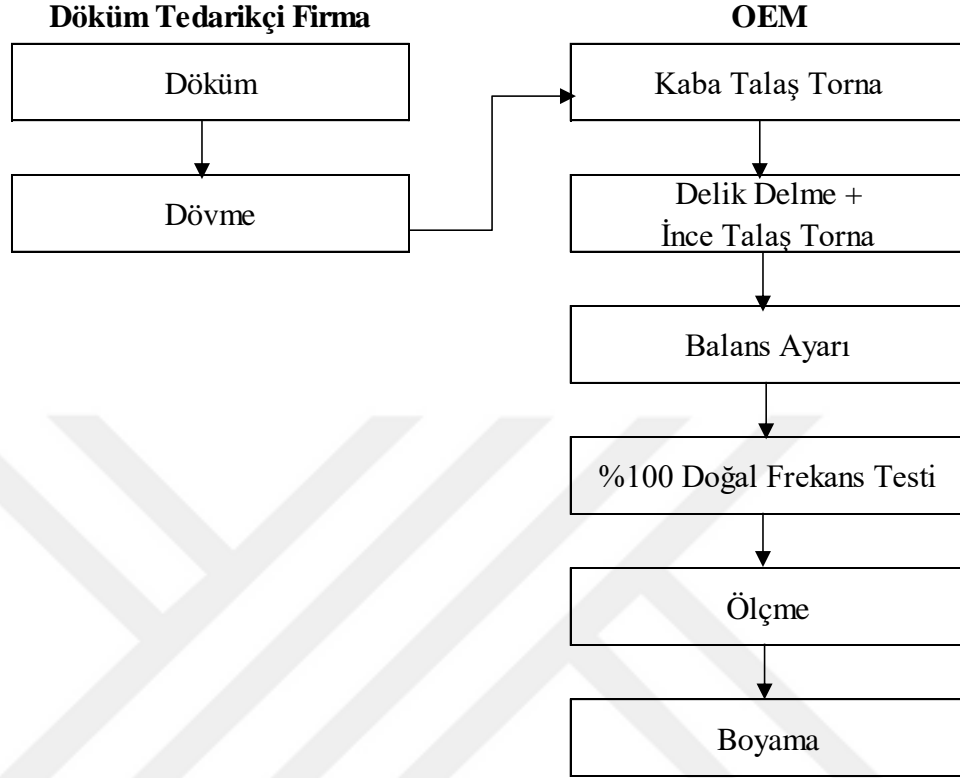
Fren diskleri, sürtünme yolu ile kinetik enerjinin ısı enerjisine dönüştürülmesi vasıtası ile araçların hızının yavaşlatılmasını sağlayan fren grubu elemanlarından biridir. Fren diskleri teker grubu elemanlardan olup teker grubu elemanları Şekil 1.1’de görüldüğü üzere jant, disk, fren pensi, porya, ısı sacı ve aksondan oluşmaktadır.



Şekil 1.1 : Diskli bir aracın teker grubu elemanları.

Kullanıcı aracın fren pedalına bastığında fren pensi içerisinde bulunan fren balataları fren diski üzerine basınç uygularlar ve bu sırada yüksek miktarda ısı oluşur. Bu ısının diskten uzaklaştırılması için disk iç yapısında soğutma kanalları olarak adlandırılan boşluklar oluşturulmuştur. Soğutma kanalları diskin dönmesi sırasında hava sirkülasyonu ile diskin soğumasını sağlar. Fren diskleri fren balataları tarafından uygulanan basınç kuvveti ile frenleme görevini yerine getirdiğinden dolayı basma kuvvetine dayanıklı olmalıdırlar ve sürtünme katsayısı yüksek bir malzemeden imal edilmelidirler. Ayrıca her araçta bulunan parçalar olduklarından fiyatı uygun ve imalatı kolay bir malzemeden imal edilmelidirler. Otomotiv endüstrisinde tüm bu kriterleri optimum seviyede sağlaması nedeniyle fren diski imalatında genel olarak gri dökme demir kullanılır.

Fren diskinin üretim aşamaları sırası ile döküm, dövme, kaba talaş tornalama, delik delme, ince talaş tornalama, balans ayarı, FRF (*frekans cevap fonksiyonu*) kontrolü, ölçme ve boyama işlemlerinden oluşmaktadır (Şekil 1.2).



Şekil 1.2 : Fren diskinin üretim aşamaları.

Diskin imalat yöntemleri sınıflandırılacak olursa; döküm işlemi katılaştırma yöntemleri sınıfına, dövme işlemi şekil değiştirme işlemleri sınıfına, kaba talaş tornalama, delik delme, ince talaş tornalama ve balans ayarı işlemleri de malzeme kaldırma işlemleri sınıfına girmektedir. Otomotiv OEM (*Original Equipment Manufacturer*)'lerinin temel yetkinlik alanlarında genellikle katılaştırma yöntemleri bulunmamaktadır. Bu nedenle OEM'ler fren disklerini döküm ve dövme işlemleri tamamlanmış olarak tedarikçilerinden alarak, geri kalan imalat işlemlerini kendi işletmeleri içerisinde gerçekleştirirler. Fren diski imalatının son aşamalarından olan FRF testi, hatlarda üretilen tüm diskler için %100 olarak uygulanan bir testtir. FRF testi ile her bir parçanın doğal frekansları ve sönümleme karakteristikleri ölçülür ve ölçüm değerlerinin parçanın tasarımında belirlenen tolerans aralığında olup olmadığı kontrol edilir. Tolerans dışında bulunan parçalar ıskartaya ayrılır. Parçanın FRF testinden geçememesinin muhtemel sebepleri arasında istenen malzeme özelliklerini karşılamıyor olması, parçanın yüzeyinde ve/veya iç yapısındaki döküm boşluğu, çatlak şeklindeki düzensizlikler olabilir. Parçanın istenen malzeme özelliklerine sahip olup

olmadığı hem döküm işlemini yapan tedarikçi firma tarafından hem de OEM kalite giriş tarafından yapılan testlerde anlaşılabilirdiğinden, döküm parça talaşlı imalat aşamasına gelmeden gereken önlem alınabilir. Fakat her parçada bulunmayan döküm boşluğu gibi hataların tespiti ancak %100 yapılan FRF testi ile mümkündür. Günümüzde imalatta kullanılan FRF testleri parçalar üzerinde hata bulunup bulunmamasını kontrol etmekte olup, hatta geçer/geçmez sinyali vermektedirler.

Bu tez kapsamında öncelikle sağlıklı bir fren diskinin FRF verileri ölçülüp bunlardan modal parametre tahmin yöntemi ile doğal frekans ve mod şekilleri elde edilmiş, bunlar parçanın sonlu eleman modelinden hesaplananlarla karşılaştırılmıştır. Böylece deneysel veri ile uyumlu olan sayısal modlar belirlenmiş, sonraki hesaplamalarda bu modlara ait frekanslar dikkate alınmıştır. Daha sonra, fren diskindeki çatlak, program ortamında geometrik ölçülerle tanımlanmış; çatlak derinliği, uzunluğu, yönelimi ve lokasyonu gibi parametrelerin belirlenmesi için cevap yüzeyi yaklaşımı temelli bir prosedür ortaya konulmuştur. Bildiğimiz kadarıyla ilgili literatürde fren diski ile ilgili böyle bir çalışma mevcut değildir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Fren diskleri üzerinde literatürdeki çalışmalar incelendiğinde bunların frenleme sırasında çıkan ses ve vibrasyonların incelenmesi ve disklerin yapısal analizleri üzerine yoğunlaşmış olduğu görülür. Otomotivde fren sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda birçok esneklik kabiliyeti sağlamasından dolayı sonlu elemanlar yöntemi tercih edilmektedir. SEA (*Sonlu Elemanlar Analizleri*), parça geometrisi, malzeme özellikleri gibi birçok değişikliğin sanal ortamda kolayca yapılarak analiz edilmesine olanak sağlamakla birlikte, elde edilen sonuçların doğrulanması ve model güncellemelerinin yapılabilmesi için fiziksel deneylere ihtiyaç vardır. Son yıllarda fiziksel doğrulama yöntemi olarak DMA (*Deneyisel Modal Analiz*) yöntemi hızla gelişen bir yöntem olarak öne çıkmaktadır [1].

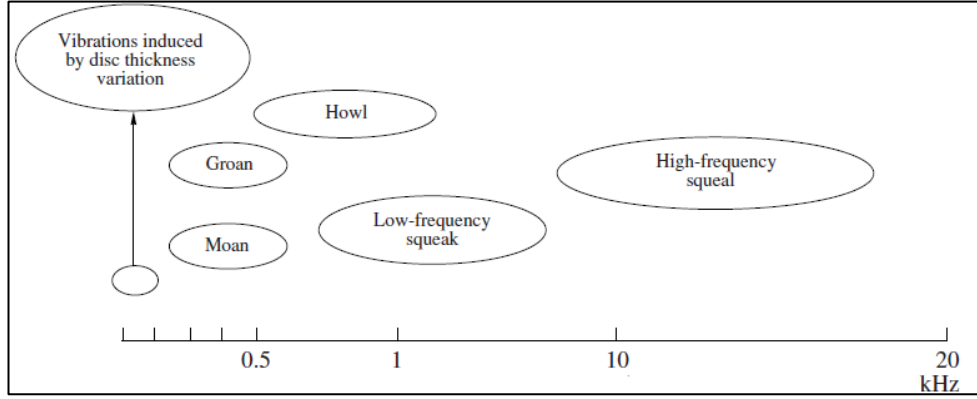
Hasar analizi için titreşim yöntemlerinin kullanılmasına ise tahribatsız bir yöntem olması ve test edilen yapının tamamını incelemeye imkân vermesi gibi üstünlüklerinden dolayı sıklıkla başvurulmaktadır. Bu yöntemler yapı üzerinde hasar bulunması durumunda yapısal katılığın (*stiffness*) değişmesi sonucu doğal frekansların değişmesi esasına dayanmaktadır. Titreşim halindeki bir yapının gerilme dağılımı uniform olmadığı ve her doğal frekans için farklı olduğu için, yapı üzerindeki lokal bir hasarı her bir titreşim modunu farklı şekilde etkilemektedir. Bu sayede bir yapının titreşim parametrelerini ölçerek, yapıda bulunan bir hasarın konumunu tespit etmek mümkün olabilmektedir [2].

2.1 Literatürde Fren Diskleri Üzerine Yapılan Deneysel Çalışmalar

Fren sistemlerindeki sesler otomobil müşterileri tarafından satış sonrasında en çok şikâyet edilen konulardan biridir. Bu seslerin oluşum nedenlerini araştırmak ve sesleri en aza indirmek amacı ile literatürde birçok çalışma yapılmıştır.

Sergienko ve arkadaşları fren seslerini Şekil 2.1’de görüldüğü gibi oluştukları frekans aralıklarına göre sınıflandırmıştır [3]. Bu sınıflandırmanın sebebi her bir sınıf sesin kaynağının fren sisteminin farklı bileşenlerinden geliyor olmasıdır. Araçlarda oluşan fren sesi problemlerinin en büyük yoğunluğunu 1000 Hz üzeri sesler olan cırlama

(*squeal*) olarak adlandırılan seslerdir ve bu seslerin kaynağı fren diskleridir. Bu nedenle çalışmalar genel olarak fren diskleri üzerine yoğunlaşmıştır.



Şekil 2.1 : Araç fren seslerinin sınıflandırılması [3].

Cao ve arkadaşları 2004 yılında yayınladığı çalışmada fren seslerinin incelenmesi için lineer özdeğer analizi yöntemini önermiştir [4]. Bu çalışmada önerilen yöntem, öncelikle fren diski ve diğer fren sistemi bileşenlerinin titreşim modlarının DMA ile belirlenmesi, sonrasında SEY-MA (*Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modal Analiz*) ile bulunan titreşim modlarının DMA ile bulunan titreşim modlarına uydurulmasıdır.

2014'te Kharate ve arkadaşları tarafından fren seslerinin incelenmesi amacı ile fren diskinin doğal frekansları incelenmiştir. Bu çalışmada fren diski üzerinde SEY-MA ve DMA yapılarak, 1 kHz altında bulunan ilk 10 titreşim modu incelenmiştir. SEY-MA'de fren diski malzemesi olarak gri dökme demire ait elastisite modülü ve yoğunluk değerleri kullanılmış ve elde edilen sonuçlar DMA'den elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında sonuçlar arasında %1 - %5 arasında değişen farklılıklar olduğu gözlemlenmiş, çalışmada bu farkın kabul edilebilir olduğu belirtilmiştir. Çalışmada fren diskinin malzeme özelliklerinin titreşim modları üzerinde çok önemli rol oynadığı, elastisite modülünün yoğunluğa oranı arttıkça aynı frekans aralığındaki titreşim modu sayısının arttığı belirlenmiştir [5].

Ghatwai ve arkadaşları (2015), fren seslerine etki eden fren diski, fren kaliperi ve braketi, fren balatası ve arka koruyucu plakasının ayrı ayrı serbest sınır koşulları altında SEY-MA ve DMA yöntemlerini kullanarak doğal frekanslarını karşılaştırmıştır [6]. İlgili çalışmada 0 – 16500 Hz aralığındaki ilk altı titreşim modu hesaplanmış olup, SEY-MA ve DMA sonuçları arasında %0,3 - %5,5 fark bulunmuştur. Sonuç olarak SEY-MA sonuçları DMA sonuçları ile doğrulanarak, analizi yapılan her bir fren sistemi bileşeninin ses çıkarma eğiliminin bulunduğu frekanslar belirlenmiştir [6].

2.2 Literatürde Model Güncelleme Üzerine Yapılan Çalışmalar

Ewins'e göre sonlu eleman modelinin deneysel modal analiz sonuçlarına göre güncellenmesi amacıyla kullanılan yöntemler iki sınıfa ayrılmaktadır. Bunlardan ilki direkt matris yöntemleri olup, sonlu elemanlar yönteminde kullanılan yapının katılık matrisi $[K]$ 'nin ve yapının kütle matrisi $[M]$ 'nin deneysel modal analizden elde edilen sonuçlara göre ayarlanması yoluyla yapılmaktadır. Bu sınıftaki yöntemler iteratif değildir. Uygulamalarda genel olarak daha çok kabul gören ikinci gruptaki metotlar ise sonlu elemanlar analizinde kullanılan malzeme ve eleman özelliklerinin deneysel modal analiz sonuçlarına göre ayarlanması yolu ile yapılmaktadır. Bu sınıftaki yöntemler iteratif yöntemlerdir [7].

Literatür incelendiğinde kütle ve katılık matrislerinin güncellenmesi için direkt matris yöntemleri ile iteratif yöntemleri karşılaştıran çalışmalar bulunduğu görülmüştür. Bu karşılaştırmalar incelendiğinde her iki sınıfta bulunan yöntemlerin benzer sonuçlar verdiği ve dolayısı ile her ikisinin de kullanılabilmesi görülmektedir. [8,9].

Bu tez çalışmasında ileriki bölümlerde kullanılacak model güncelleme işlemleri, metamodelleme tekniklerinin kullanımını gerektirmektedir. Metamodeller, simülasyon modellerinin matematiksel yaklaşımlarıdır ve fiziksel sistemin girdileri ile sistemin bu girdilere verdiği cevapları temsil etmeyi amaçlar. Mühendislikte metamodelleme teknikleri model yaklaşımı, tasarım uzayı araştırma, problem formülasyonu ve optimizasyon desteği alanlarında kullanılmaktadır. Bu alanlar kısaca açıklanacak olursak [10];

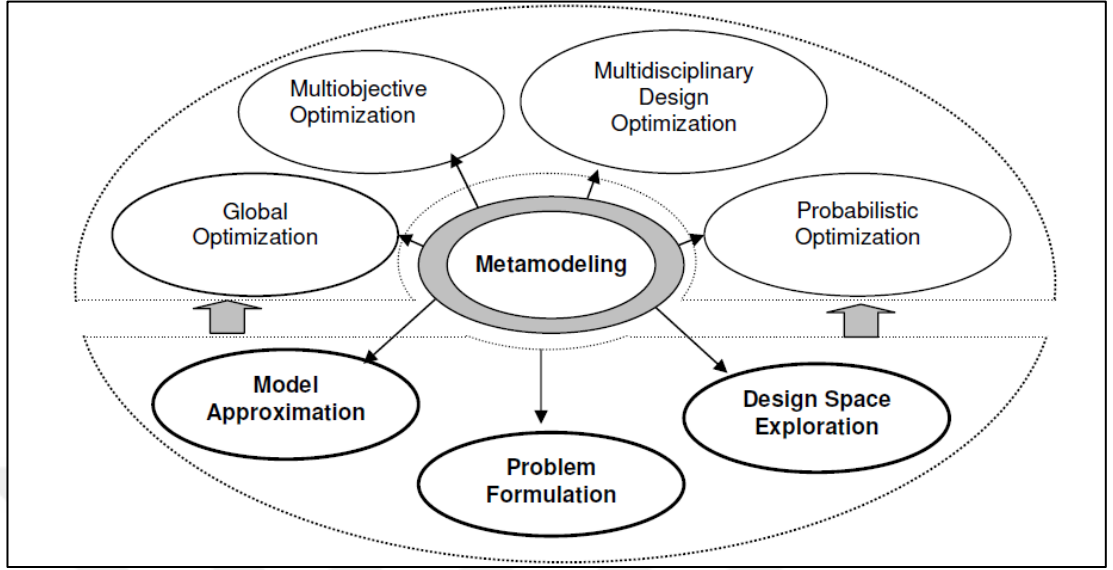
Model yaklaşımı: işlem maliyetlerini azaltmak amacıyla yapılan, tasarım uzayı yaklaşımı kullanma işlemidir.

Tasarım uzayı araştırma: parça veya sistemlerin tasarım alternatiflerini araştırma aktiviteleridir.

Problem formülasyonu: tasarım optimizasyonu problemlerinde metamodelleme teknikleri kullanarak, tasarım değişkenlerinin sayısını azaltma, tasarım aralığını değiştirme gibi işlemler yaparak çözümü daha kolay hale dönüştürmektir.

Optimizasyon desteği: endüstride global optimizasyon, çok amaçlı optimizasyon, disiplinler arası tasarım optimizasyonu, olasılık optimizasyonu gibi çeşitli

optimizasyon ihtiyaçları ve bunların her birinin çeşitli zorlukları vardır. Bu zorlukları çözmek için metamodelleme tekniklerinden faydalanılabilir.



Şekil 2.2 : Metamodellenin mühendislikte kullanım alanları [10].

İlgili literatür incelendiğinde hem hasar analizlerine başlamadan önce sonlu eleman analizlerinde güvenilir sonuçlar içeren bir model bulmak hem de hasarın konumu ile ilgili araştırmalar yapmak amacıyla sıklıkla metamodelleme teknikleri ile model güncellemeye başvurulduğu görülmektedir.

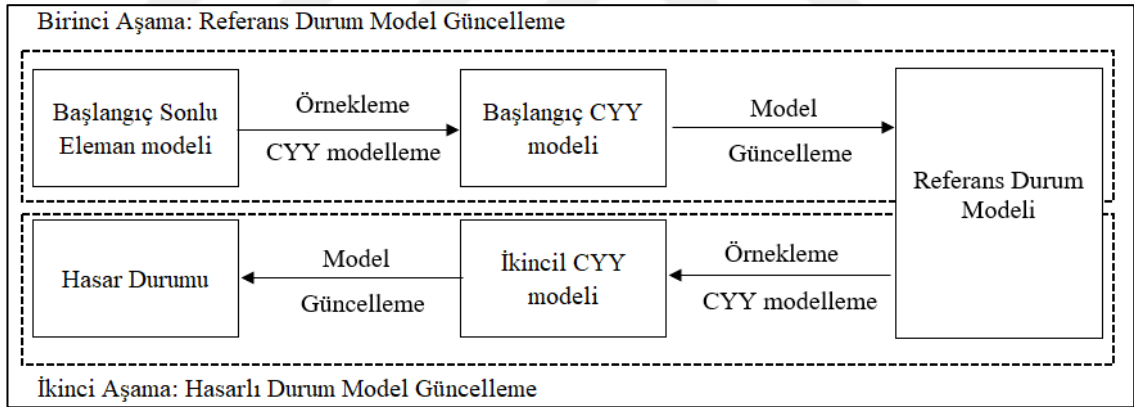
Marwala yaptığı çalışmada, simetrik olmayan H şeklindeki bir yapının sonlu elemanlar metodu ile analizi için CYY (*Cevap Yüzeyi Yöntemi*) ile model güncelleme yapmıştır. Bu çalışmada analiz edilmek istenen yapıya ait kütle ve katılık matrislerine etki eden elastisite modülü CYY ile optimize edilmiş, ayrıca optimizasyon işlemi benzetilmiş tavlama (*simulated annealing*) ve genetik algoritma (*genetic algorithm*) yöntemleri ile de yapılarak yöntemler arası karşılaştırma yapılmıştır. Sonuç olarak CYY'nin daha hızlı olduğu, karşılaştırılan yöntemlerin benzer derecede doğru sonuçlar verdiği gözlenmiştir [11].

Cundy ve arkadaşları CYY metamodelleri kullanılarak lineer olmayan sistemlerin hasar analizleri çalışmasında öncelikle çeşitli metamodelleme yöntemlerini karşılaştırmış ve CYY'nin diğer yöntemlere göre daha avantajlı olması dolayısı ile bu yöntemi tercih etmişlerdir. Çalışmada hasar analizi için CYY'nin diğer yöntemlere göre daha az girdi ve çıktı datası ile çözüme ulaşabilmesi ve kolay uygulanabilir bir yöntem olması avantajlarının bulunduğu belirtilmiştir [12]. Bu çalışmaya göre çeşitli metamodelleme tekniklerinin avantaj ve dezavantajları Çizelge 2.1'deki gibidir.

Çizelge 2.1 : Çeşitli metamodelleme tekniklerinin avantaj ve dezavantajları [12].

	Cevap Yüzeyi Yöntemi	Sinir Ağları	Geleneksel Model İndirgeme Yöntemleri
Modeller Lineer Dinamik mi?	Evet	Evet	Evet
Modeller Non-Lineer Dinamik mi?	Evet	Evet	Hayır
Modeller Stokastik Fenomen mi?	Evet	Evet	Hayır
Belirli çıktı için data gereksinimi?	Düşük	Yüksek	Orta
Hasar analizi yapabilme yeteneği?	Tersine problem çözme gereksinimi	Kolay	Tersine problem çözme gereksinimi

Umar ve arkadaşları frekans ve mod şekillerini kullanarak CYY ile hasar analizi üzerine yaptığı çalışmada birinci aşamada referans modelin güncellenmesi ve ikinci aşamada ise hasarlı durumun güncellenmesi olmak üzere iki aşamalı yöntem önermişlerdir [13]. Bu yöntemin akış şeması Şekil 2.3'te görülmektedir.



Şekil 2.3 : Hasar analizi için iki aşamalı CYY [13].

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında öncelikle üzerinde çalışılan fren diskinin modellenmesi yapılmış ve sonrasında bu model SEY-MA amacı ile sonlu elemanlar programı ortamına aktarılmıştır. SEA yapılabilmesi için parçanın malzeme özellikleri girilmiş, aynı parçanın deneysel analiz yapılan durumundaki sınır şartları sağlanmış ve bu durumda çözüm yapılarak parçanın doğal frekansları belirlenmiştir. Sayısal ortamda yapılan modal analizin gerçek durumdaki ile uyumunu sağlayabilmek için modellenen parçaya DMA (*Deneysel Modal Analiz*) yapılarak deneysel doğal frekanslar ölçülmüştür. Daha sonra, CYY kullanılarak SEY-MA ve DMA ile bulunan mod şekillerine ait doğal frekansları birbirine yaklaştıran parça yoğunluğu ve elastisite modülü değerleri belirlenmiştir. Model güncelleme sonrası tezin esas konusunu oluşturan çatlak analizleri sayısal ortamda yapılmış ve yine CYY kullanılarak belirlenen hasar büyüklüğü türleri için hasar parametreleri ile doğal frekansların değişimi arasındaki bağlantıyı oluşturan matematik modeller elde edilmiştir. Şekil 3.1’de tezde izlenen yöntemi özetleyen akış şeması görülmektedir.

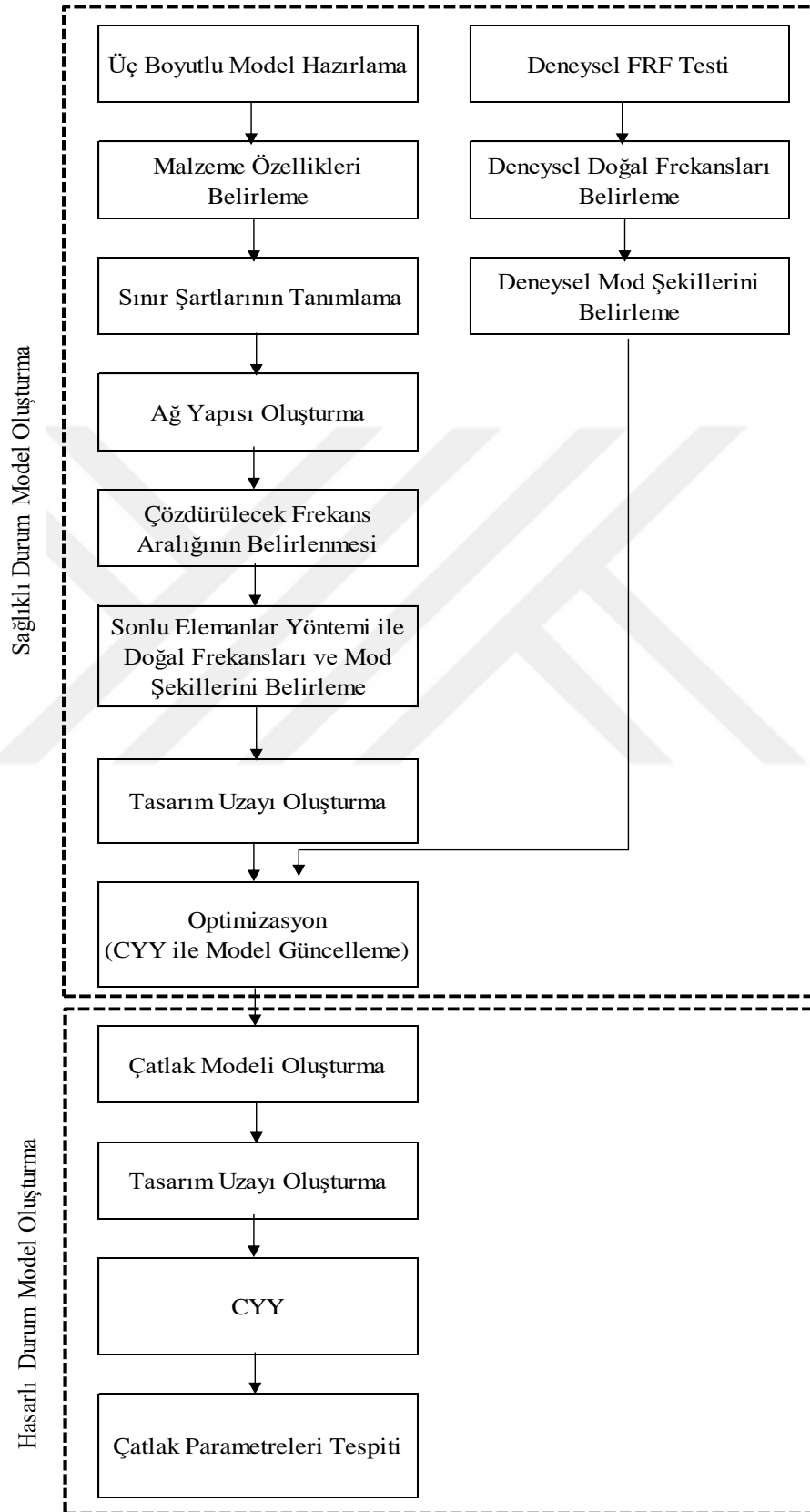
Disk modellenmesi için NX, sayısal modal analiz için Ansys, deneysel modal analiz için LMS Test Lab, deneysel modal analiz sonuçlarından FRF verisi elde etmek için Matlab ve CYY için ise Minitab programları kullanılmıştır.

3.1 Deneysel Modal Analiz

DMA’nın amacı uygun bir deney düzeneği kullanarak analizi yapılmak istenilen yapının FRF’ini elde etmektir. Ölçüm yapmak için en sık kullanılan yöntem ölçülmek istenilen yapıya bir tahrik kuvveti uygulamak ve bu kuvvetin yapı üzerindeki cevabını ölçmek esasına dayanır. Hem uygulanan tahrik kuvveti hem de yapının uygulanan kuvvete cevabı ölçülerek FRF hesaplamak için gereken veri kümesi elde edilir. Deney sonucunda hesaplanan FRF verisi kullanılarak yapının modal modeli elde edilir.

Deneyde uygulanan tahrik kuvveti rasgele, sinüzoidal, periyodik veya darbe şeklinde olabilmektedir. FRF tanımı gereği cevabın kuvvete oranı olarak belirlendiği için tahrik kuvvetinin ne şekilde olduğu teorik olarak değişmemekle birlikte, yapının ölçmek

istediğimiz aralıkta bulunan tüm titreşim modlarını ortaya çıkaracak enerji bileşenlerine sahip ve ölçüm hatalarını minimize edecek bir kuvvet belirlenmelidir.



Şekil 3.1 : Tezde izlenen yöntemin akış şeması.

3.2 Deneysel Modal Analizde Kullanılan Ekipmanlar

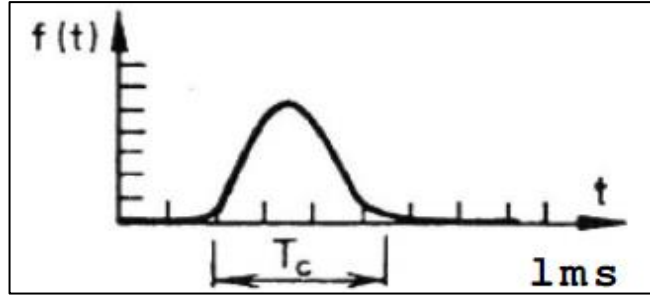
DMA gerçekleştirmek için kurulan deney düzeneğini oluşturan temel elemanlar aşağıdaki gibidir:

- Tahrik sinyali: Deneyi yapılacak olan yapının özelliklerine göre rasgele, sinüzoidal, periyodik veya darbe şeklinde olabilmektedir.
- Tahrik kaynağı: en sıklıkla kullanılan tahrik kaynakları sarsıcı ve darbe çekicidir.
- Transdüser: kuvveti ve cevabı iletmeye yarar. Piezoelektrik veya gerinim ölçer (*strain gage*) gibi birçok çeşidi vardır.
- Şartlandırıcı/yükseltici: kullanılan transdüser tipine göre seçilir. Transdüserden alınan sinyalin yükseltilerek analizöre iletimini sağlar.
- Analizör: transdüserlerden iletilen kuvvet ve cevabı işlemeye yarar.

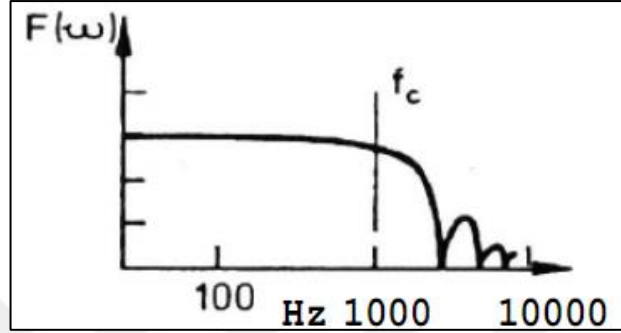
Deney düzeneğinin hazırlanmasında en önemli husus, üzerinde ölçüm yapılacak olan parçanın sınır şartlarının gerçeğe olabildiğince yakın olmasını sağlamaktır. Parça serbest veya ankastre sınır şartlarına sahip olabilir. Serbest sınır şartlarında cisim hiçbir noktadan bir yere bağlı değildir ve uzayda serbestçe hareket edebilir. Bu sınır koşulları altındaki cisim doğal frekansı 0 Hz olan altı adet rijit cisim moduna sahiptir. Bunların ilk üçü X, Y ve Z yönlerinde öteleme, diğer üçü ise bu eksenler etrafında dönme hareketlerine aittir. Deneysel ortamda bir cisim için serbest sınır şartlarını tam olarak sağlamak mümkün değildir. Cisim ile bulunduğu ortam arasında çok yumuşak yay vs. bağlantı elemanları kullanarak serbest sınır şartlarına yaklaşıma çalışılır.

Deney düzeneğinin diğer bir önemli elemanı da tahriki sağlayan darbe çekicidir. Darbe çekici, farklı kütleler ile değiştirilebilen bir başlığı, farklı sertliklere sahip değiştirilebilir uçları ve deney parçasına vurulduğunda yükü ölçmeye yarayan bir yük hücresine sahip olan bir ekipmandır. Çekiç ile parçaya vurulduğunda uygulanan kuvvetin şiddetini çekicinin başındaki kütle, hangi frekans aralığının uyarıldığını ise temas eden yüzeylerin katlılıkları belirler. Darbe anında yapıya aktarılan kuvvet yarım sinüs eğrisi şeklindedir (Şekil 3.2).

Böyle bir kuvvetin spektrumu incelendiğinde (Şekil 3.3) belirli bir frekans değerine kadar (f_c) sabit ilerlediği, daha sonra azalarak sönümlendiği görülür. f_c frekans değeri, ölçülmek istenen en büyük frekans değerini belirler. Başka bir deyişle f_c değerinin üzerindeki frekansları deneyde gözlemlememiz mümkün değildir

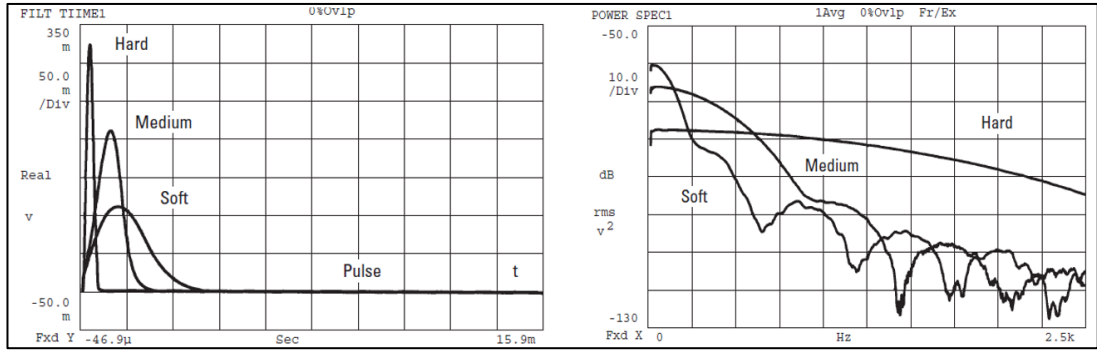


Şekil 3.2 : Çekiç darbesi kuvvet – zaman eğrisi [7].



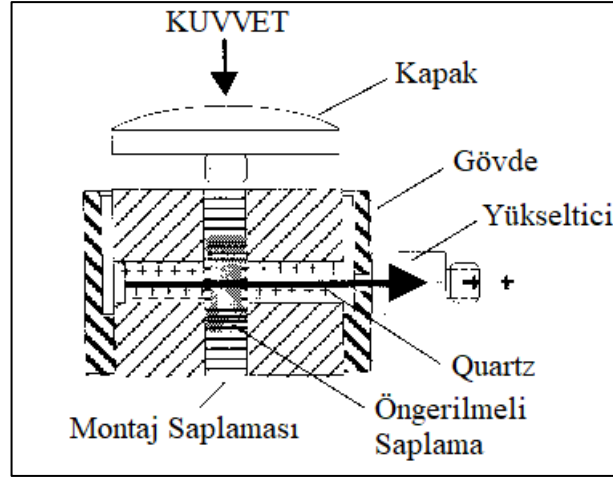
Şekil 3.3 : Çekiç darbe kuvvetinin frekans spektrumu [7].

Darbenin süresi (T_c) ile f_c frekans değeri arasında ters orantı vardır. Darbe süresi azaldığında f_c artar ve böylece daha yüksek frekanslar gözlemlenebilir. Darbe süresini azaltmanın yolu ise çekiç ucunun katılığını arttırmaktır. Şekil 3.4'te çekiç ucunun katılığının darbenin spektrumuna etkisi görülmektedir.



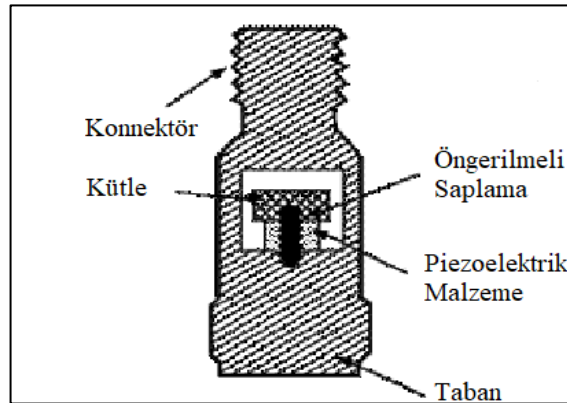
Şekil 3.4 : Çekiç ucu katılığının değişiminin etkisi [14].

Çekiç darbe deneylerinde en çok piezoelektrik transdüserler kullanılır. Piezoelektrik transdüserler üç tiptir. Bunlar kuvvet ölçerler, ivme ölçerler ve empedans kafalarıdır. Empedans kafaları kuvvet ve ivmeölçerin tek ekipmanda birleşmiş halidir. Piezoelektrik transdüserlerin çalışma mantığı, nötr veya sentetik kristal olan bir piezoelektrik malzemenin transdüserin iki ucu arasında oluşan mekanik baskı kuvveti sırasında elektrik yükü oluşturması prensibine dayanır. Şekil 3.5'te bir kuvvet transdüseri görülmektedir.



Şekil 3.5 : Kuvvet Transdüseri [15].

İvmeölçer, titreşim kuvvetleri karşısında elektrik sinyali üreten bir piezoelektrik eleman ihtiva eden cihazdır. Piezoelektrik malzeme olarak en çok kullanılan malzemeler doğada doğal olarak bulunan quartz ve polarize edildikten sonra kullanılabilen PZT (*Kurşun Zirkonat Titanat*)'dir. Quartz sensörler voltaja karşı yüksek duyarlılık sergilerler ve bu nedenle sinyali şartlandırmak için voltaj yükselticilere ihtiyaç duyarlar. Yüksek dirençlere sahip voltaj yükselticileri gürültü kaynağı olmaları sebebiyle ölçebilecekleri minimum titreşim frekansları sınırlıdır, fakat çok yüksek titreşimleri ölçmede yeteneklidirler. PZT malzeme kullanılan sensörler ise yüksek kapasitans ve yüksek yük sağlamaları sebebiyle daha gürültüsüz voltaj yükselticilere ihtiyaç duyarlar ve böylece daha düşük titreşim frekanslarını ölçebilirler. İvmeölçer mekanik tasarım olarak eğilme, basma ve kesme kuvvetlerine göre olmak üzere üç çeşitte imal edilir. En basit tasarım olan basma kuvvetlerine göre yapılan ivmeölçer tasarımında piezoelektrik malzeme kütle ve ön gerilmeli saplama ile sabitlenmiş olarak taban arasında sıkıştırılmıştır. Bir ivmeölçer şematik olarak Şekil 3.6'da görülmektedir.

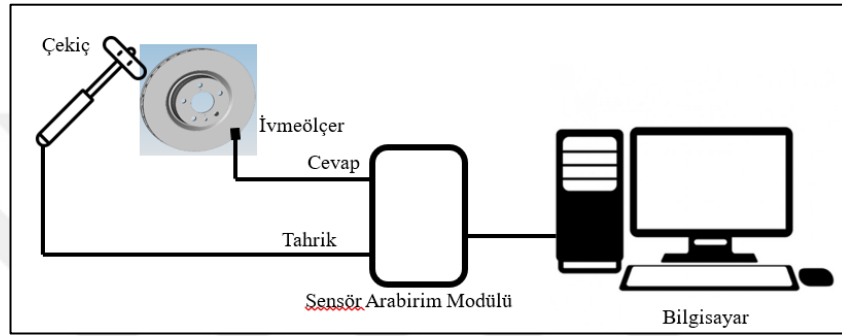


Şekil 3.6 : İvmeölçer [16].

Tabana etki eden titreşim piezoelektrik malzemeyi sıkıştırır ve bunun sonucunda sıkıştırma oranı ile değişen elektriksel voltaj değişimi gerçekleştirilerek bir çıktı sinyali oluşur.

3.3 Fren Diski Modal Analiz Deneyi

Fren diskinin doğal frekanslarını ve mod şekillerini deney yolu ile tespit etmek için darbe çekici deney yöntemi kullanılmıştır. Bunun için Şekil 3.7’de görüldüğü gibi bir deney düzeneği hazırlanmıştır.



Şekil 3.7 : Fren disk darbe çekici deney düzeneği.

3.3.1 Modal darbe çekici

Tahrik kuvveti uygulamak için PCB Piezotronics marka 086C04 model numaralı modal darbe çekici kullanılmıştır. Çekice ait teknik özellikler aşağıdaki gibidir:

Hassasiyet	: 1,1 mV/N
Ölçüm Aralığı	: ± 4448 N pk
Rezonans Frekansı	: ≥ 22 kHz
Non-Linearity	: $\leq \% 1$
Tahrik Voltajı	: 20 - 30 VDC
Sabit Akım Tahriki	: 2 - 20 mA
Algılama Elemanı	: Quartz
Çekiç Kütlesi	: 0,16 kg
Çekiç Uzunluğu	: 21,6 cm
Çekiç Kafa Çapı	: 1,57 cm
Çekiç Uç Çapı	: 0,63cm

3.3.2 İvmeölçer

Fren diskine uygulanan kuvvete karşılık alınan cevabı ölçmek için PCB Pizeotronics marka 352C22 model numaralı ivmeölçer kullanılmıştır. İvmeölçere ait teknik özellikler aşağıdaki gibidir.

Hassasiyet (\pm %15)	: 1,0 mV/(m/s ²)
Ölçüm Aralığı	: \pm 4900 m/s ² pk
Frekans Aralığı (\pm 3dB)	: 0,3 - 20000 Hz
Rezonans Frekansı	: \geq 50 kHz
Non-Linearity	: \leq % 1
Tahrik Voltajı	: 13 - 30 VDC
Sabit Akım Tahriki	: 2 - 20 mA
Algılama Elemanı	: Seramik
Kütlesi	: 0,5 g
Boyutları	: 3,6 mm x 11,4 mm x 6,4 mm

Kullanılan modal darbe çekici ve ivmeölçer Şekil 3.8’de görülmektedir.



Şekil 3.8 : Deneyde kullanılan modal darbe çekici ve ivmeölçer.

3.3.3 Veri toplama sistemi

Şekil 3.9’da görülen LMS Scadas marka SCM 01 model veri toplama sistemi kullanılmıştır. Sistemde 8 kanal mevcuttur.



Şekil 3.9 : Veri toplama sistemi.

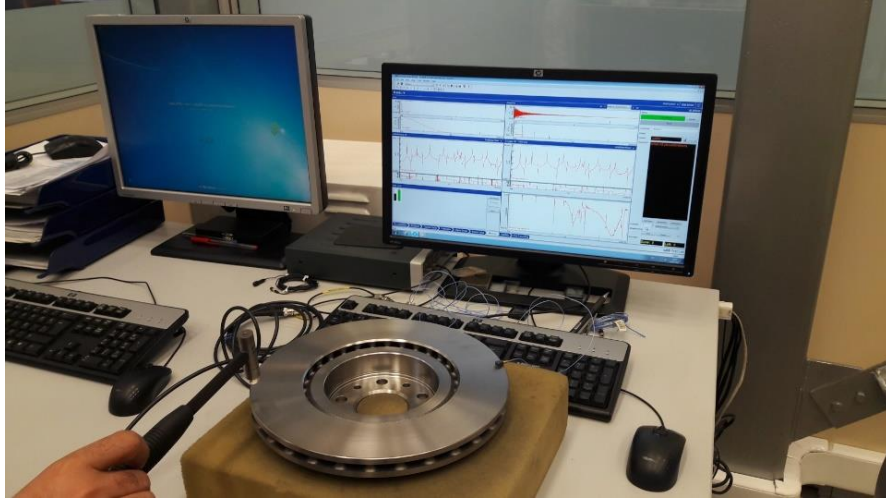
3.3.4 Deney yöntemi

Fren diskinde FRF ölçüm verisi toplanacak dairesel yüzey 10 eşit parçaya bölünecek şekilde işaretleme yapılmıştır. Bu şekilde $360 / 10 = 36^\circ$ aralıklarla 10 adet radyal çizgi oluşturulmuştur. Bu çizgilerin her biri üzerinde fren diskinin yarıçapı doğrultusunda eşit aralıklarla 4 adet nokta işaretlenmiştir. Böylece oluşan 40 adet nokta Şekil 3.10'da görüldüğü gibi numaralandırılmıştır.



Şekil 3.10 : Ölçüm noktaları işaretlenmiş fren diski.

Serbest sınır koşullarını sağlamak amacıyla fren diski dış yüzeyi alt tarafta kalacak şekilde sünger malzeme üzerine yerleştirilmiştir. Fren diski yarıçap doğrultusunda dış yüzeyde kalan bir nokta çekiç ile tahrik notası olarak belirlenmiş ve tahrik daima bu noktadan verilmiştir. DMA için kurulan deney düzeneği Şekil 3.11'de görülmektedir.



Şekil 3.11 : Fren diski modal ölçüm deneyi.

İvmeölçer, sırasıyla belirlenen 40 nokta üzerine yapıştırma yöntemi ile sabitlenmiş ve her bir noktadan ölçülen FRF verisi kayıt altına alınmıştır. Deney sonucunda ölçümü yapılan 40 adet noktanın her birinden 0 – 12800 Hz arasında 0,7813Hz’lik aralıklarla elde edilen 16385 adet akselerans şeklinde ölçüm verisi toplanmış olup, her ölçüm noktasından elde edilen akselerans dataları LMS Test.Lab Rev11B programından “.txt” uzantılı dosya şeklinde kayıt edilmiştir.

3.4 Fren Diski Deneysel Modal Veri Elde Etme

40 adet noktadan ölçülen akselerans verisi ile tepe tutma (*peak picking*) yöntemi kullanılarak fren diskine ait doğal frekanslar ve modal sönüm oranları hesaplanmıştır. Sonuç olarak 16 adet doğal frekans ve bunlara ait mod şekilleri bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar detaylı olarak ileriki bölümlerde açıklanmıştır.

Reseptans ve akselerans formundaki FRF eğrilerinin reel kısmı doğal frekans civarında sıfır, sanal kısmı ve genliği ise maksimum olur. Bu durumun gözlemlendiği frekansa rezonans frekansı denir. Rezonans frekansı yakınlarında FRF’e bu frekansa ait titreşim modu hâkimdir ve diğer titreşim modlarının katkıları ihmal edilebilir düzeydedir. Tepe tutma yöntemi bu prensibe dayanan tek serbestlik dereceli modal veri elde etme yöntemlerinden biridir. Bu yöntemle göre modal veriler aşağıdaki gibi bulunur.

Doğal frekans: FRF grafiğinden her bir rezonans tepe noktası belirlenir ve maksimum cevabın frekansı o modun doğal frekansı olarak bulunur.

$$\omega_r = \omega_{tepe} \quad (3.1)$$

Burada ω_r r'inci mod için doğal frekansı, ω_{tepe} ise tepe noktadaki doğal frekansı belirtmektedir.

Sönüm: Belirlenen tepe noktasının iki tarafında Denklem 3.2 ile belirlenen genlikte ω_a ve ω_b yarım güç noktaları belirlenir (Şekil 3.12). Bu noktaların özelliği, bu noktalarda FRF genlikleri maksimum genliğin $1/\sqrt{2}$ katıdır:

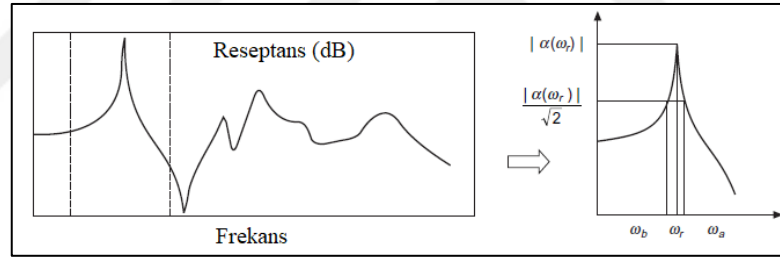
$$|\alpha(\omega_a)| = |\alpha(\omega_b)| = \frac{\alpha_{max}}{\sqrt{2}} \quad (3.2)$$

Burada α_{max} ilgili doğal frekans civarındaki FRF genliğinin maksimum değeridir.

Sönüm oranı (ζ_r) ve sönüm kayıp faktörü (η_r), yarım güç noktaları belirlendikten sonra aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{2\omega_r^2} \approx \frac{\omega_b - \omega_a}{\omega_r} \quad (3.3)$$

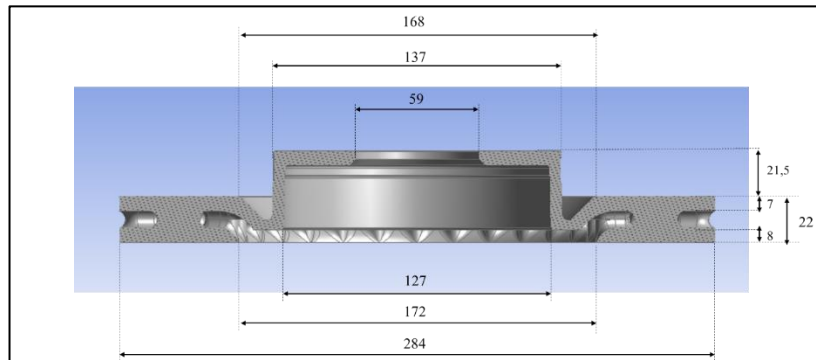
$$\zeta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{4\omega_r^2} \approx \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_r} \quad (3.4)$$



Şekil 3.12 : Tepe tutma yöntemi [17].

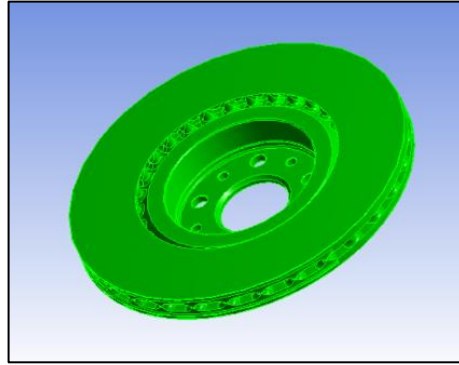
3.5 Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modal Analiz

Fren diskinin üç boyutlu matematik modeli NX programı ile çizilmiş ve STEP uzantılı dosya olarak kaydedilmiştir. Diske ait temel ölçüler Şekil 3.13'de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.13 : Fren diskinin genel ölçüler (mm).

NX ile çizilen fren diski katı modeli (bkz. Şekil 3.14) sonlu elemanlar analizi programına aktarılmıştır.



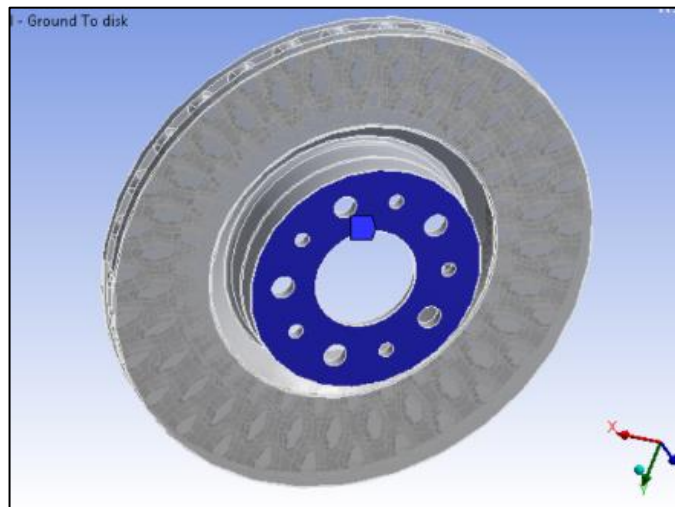
Şekil 3.14 : Fren disk modeli.

Fren diski malzemesi olarak gri dökme demir seçilmiştir. Bu malzeme için analizde kullanılan özellikler Çizelge 3.1’de görüldüğü gibidir.

Çizelge 3.1 : Gri dökme demir malzeme özellikleri.

Özellik	Değer	Birim
Yoğunluk	7200	kg / m ³
Elastisite Modülü	1,1 x 10 ¹¹	Pa
Poisson Oranı	0,28	

Daha sonra deneysel modal analizde fren diskinin üzerine konulduğu izolasyon malzemesini simüle etmek amacıyla fren diskinin izolasyon malzemesi ile temas ettiği yüzey üzerine Şekil 3.15’de görüldüğü gibi lineer yay tanımlanmıştır



Şekil 3.15 : Yay tanımlama.

Yay katsayısının belirlenmesi için deney sırasında fren diskinin üzerine konulduğu izolasyon malzemesindeki deformasyon miktarı ve diskin kütlesi ölçülmüştür. Ölçüm değerlerine göre disk kütlesi 5,8 kg ve izolasyon malzemesindeki deformasyon yaklaşık 3mm'dir. Bu durumda tanımlanan yayın katsayısı

$$Kuvvet = k \cdot d \quad (3.5)$$

bağıntısı ile $\sim 19\text{N/mm}$ olarak bulunur. Burada k yay katsayısını ve d ise deformasyonu ifade etmektedir.

Modal analiz için fren diski Solid 187 ile sonlu elemanlara bölünmüştür. Solid187, üç boyutlu, her düğüm noktasında X, Y ve Z yönlerinde yer değiştirme olarak üç serbestlik derecesi olan 10 düğüm noktasına sahip eleman türüdür ve CAD/CAM (*Computer Aided Design / Computer Aided Manufacturing*) sistemlerinden üretilen düzensiz geometrili parçalar için kullanımı uygundur [18].

Program ortamında frekans aralığı 0 ile 12800 Hz alınmış, hesaplamalarda sönüm ihmal edilmiştir. Sonuç olarak toplam 61 adet titreşim modu bulunmuştur. Bunlardan ilk altı adedi X, Y ve Z yönlerindeki öteleme hareketi ve bu eksenler etrafındaki dönme hareketine ait rijit cisim modları olup bunlara ait frekansların ilk beş tanesi yaklaşık 0 Hz olarak bulunmuştur. Böyle olması normaldir, çünkü rijit cisim modları teorik olarak 0 Hz'de gerçekleşir. Altıncı mod ise 9 Hz'de gerçekleştiği görülmüştür. Bunun sebebi diskin üzerine yerleştirildiği süngerin yaylılığıdır. Disk ve yaydan oluşan tek serbestlik dereceli kütle yay sisteminin doğal frekansı

$$\omega_y = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{rad/s}) \quad (3.6)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada ω_y disk-yay sisteminin doğal frekansı, k süngerin yay katsayısı ve m disk kütlesini ifade eder. Bu durumda yukarıdaki veriler için $\omega_y \cong 57,2$ rad/s çıkar, bu da

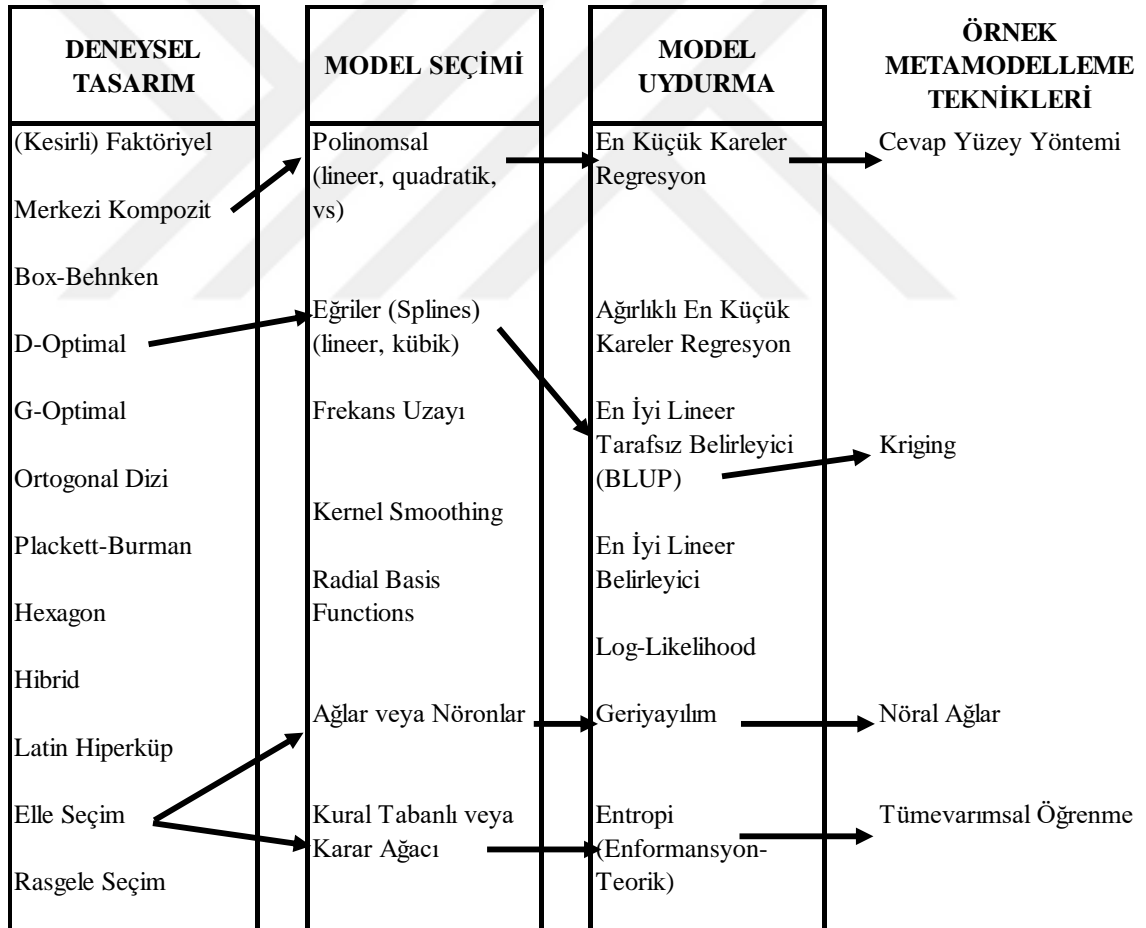
$$f_y = \frac{\omega_y}{2\pi} \quad (3.7)$$

şeklinde Hz birimine çevrilirse $f_y = 9,1$ Hz elde edilir. SEY-MA çözümünden elde edilen sonuçlar detaylı olarak 4.2 başlığında açıklanmıştır.

3.6 Optimizasyon Ve Model Güncelleme

SEY-MA sonuçlarını DMA sonuçlarına benzer duruma getirmek için matematik modelleme tekniklerinden faydalanılarak model optimizasyonu yapılır ve optimizasyon sonuçlarına göre SEY-MA’da kullanılan model güncellenir. Meta modelleme, (a) veri kümesi yaratmak için deneysel tasarım yöntemi seçimi, (b) bu veriyi temsil edecek uygun model seçimi ve (c) modelin gözlemlenen veriye uydurulması aşamalarından oluşur. Belirtilen adımlar için birçok farklı yöntem bulunmakta olup bunlardan en çok kullanılanlar Şekil 3.16’da görülmektedir [19].

Bu tez çalışmasında optimizasyon için CYY ve AMO (*adaptif çok amaçlı optimizasyon*) yöntemleri kullanılmış, sonrasında bu iki yöntem doğruluk ve işlem adımları yönünden karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.16 : Meta modelleme teknikleri [19].

3.6.1 Cevap yüzeyi yöntemi

CYY tasarımların, proseslerin geliştirilmesi, iyileştirilmesi ve optimize edilmesine yarayan istatistiksel ve matematiksel yöntemlerin birleşimidir. Cevap yüzeyi birden

çok girdinin bir ürün veya prosesin performansına etki ettiği durumlarda uygulama alanı bulur. Girdilerin üzerine etki ettiği performansa cevap, girdi değişkenlerine ise bağımsız değişkenler adı verilir. Bu durum matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) + \varepsilon \quad (3.8)$$

Burada y üzerinde çalışılan ürün veya prosesin cevabı, x_1, x_2, \dots, x_k parametreleri de buna etki eden bağımsız değişkenlerdir. f gerçek cevap fonksiyonu, ε ise f fonksiyonunun içermediği diğer değişkenleri içeren bir sabittir [20].

Bu denklemde ε ölçme sırasında meydana gelen ölçüm hatalarını, parazitleri veya daha başka etkileri içerir. ε istatistiksel hata olarak adlandırılır ve ortalaması sıfır, varyansı σ^2 olan normal dağılıma sahiptir.

Cevap yüzeyi yönteminde genellikle birinci dereceden veya ikinci dereceden modeller kullanılır. Birinci dereceden iki değişken içeren birinci derece model ve ikinci dereceden iki bağımsız değişken içeren ikinci derece model yapıları sırası ile denklem 3.9 ve 3.10'da görüldüğü gibidir.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \varepsilon \quad (3.9)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \varepsilon \quad (3.10)$$

Burada $\beta_1, \beta_2, \beta_{11}, \beta_{22}, \beta_{12}$ regresyon katsayılarıdır. Bağımsız değişkenler ile cevap arasındaki ilişki regresyon modeli ile bulunur.

Denklem 3.10'daki ikinci derece modelde $x_3 = x_1^2, x_4 = x_2^2, x_5 = x_1 x_2, \beta_3 = \beta_{11}, \beta_4 = \beta_{22}, \beta_5 = \beta_{12}$ konulursa aşağıdaki gibi lineer bir regresyon modeli elde edilir.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_5 x_5 + \varepsilon_i \quad (3.11)$$

İkiden fazla bağımsız değişken halinde regresyon modelinin adı çoklu regresyon modelidir. Regresyon modelinde parametreleri hesaplama işlemlerine model uydurma denir. Çoklu regresyon modelinin yapısı Çizelge 3.2'de görüldüğü gibidir.

Çizelge 3.2'ye göre k sayıda bağımsız değişkeni içeren bir çoklu regresyon modeli denklemini yazılırsa

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \dots + \beta_q x_{ik} + \varepsilon_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.12)$$

elde edilir. Bu denklemde x 'ler bağımsız değişkenleri, β 'lar regresyon katsayılarını, ε 'lar ise rastgele (tesadüfi) hataları ifade etmektedir.

Çizelge 3.2 : Çoklu regresyon modeli yapısı.

y	x_1	x_2	...	x_k
y_1	x_{11}	x_{12}	...	x_{1k}
y_2	x_{21}	x_{22}	...	x_{2k}
.
.
y_n	x_{n1}	x_{n2}	...	x_{nk}

Bu denklem matris şeklinde aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (3.13)$$

Burada \mathbf{y} , \mathbf{X} , $\boldsymbol{\beta}$ ve $\boldsymbol{\varepsilon}$ matrisleri aşağıdaki gibidir:

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nk} \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\beta} = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_k \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Bir prosesin gerçek gözlemlenen değerler vektörü \mathbf{y} , buna ait katsayılar vektörü $\boldsymbol{\beta}$, uydurulan regresyon modelinin cevabı $\hat{\mathbf{y}}$ ve tahmin edici vektörü $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ olarak belirtilir. Çoklu regresyon modelinde parametrelerin tahmin edilebilmesi için öncelikle $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ tahmin edici vektörünü bulmak gerekir. $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ vektörünü bulmak için en küçük kareler yönteminden faydalanılır. Bunun için aşağıdaki ifade minimize edilmelidir.

$$L = \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\varepsilon} = (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) \quad (3.15)$$

$$L = \mathbf{y}^T \mathbf{y} - \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{X}^T \mathbf{y} - \mathbf{y}^T \mathbf{X} \boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{X}^T \mathbf{X} \boldsymbol{\beta} = \mathbf{y}^T \mathbf{y} - 2 \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{X}^T \mathbf{y} + \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{X}^T \mathbf{X} \boldsymbol{\beta} \quad (3.16)$$

Burada T transpozunu ifade etmektedir. $\boldsymbol{\beta}^T \mathbf{X}^T \mathbf{y}$ skalar olduğu için, bu matrisin transpozunu olan $\mathbf{y}^T \mathbf{X} \boldsymbol{\beta}$ matrisi de aynı skalare eşittir. Bu durumda aşağıdaki denklem sağlanmalıdır.

$$\left. \frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\beta}} \right|_{\hat{\boldsymbol{\beta}}} = -2 \mathbf{X}^T \mathbf{y} + 2 \mathbf{X}^T \mathbf{X} \hat{\boldsymbol{\beta}} = 0 \quad (3.17)$$

Denklem 3.17'yi çözebilmek için bunun her iki tarafı $\mathbf{X}^T \mathbf{X}$ 'ın tersi ile çarpılır. Bu durumda $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ vektörü aşağıdaki şekilde bulunmuş olur.

$$\hat{\beta} = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (3.18)$$

En küçük kareler yöntemi uygulandığında uydurulan regresyon modeli aşağıdaki şekli alır.

$$\hat{y} = X \hat{\beta} \quad (3.19)$$

Bu ifade açıkça yazılırsa

$$\hat{y}_i = \hat{\beta}_0 + \sum_{j=1}^k \hat{\beta}_j x_{ij} \quad i=1,2,\dots,n \quad (3.20)$$

elde edilir [21]. Deneysel verilerin uydurulan model ile ne kadar uyumlu olduğunu ölçmek üzere belirtme katsayısı (R^2) ölçütü kullanılır. R^2 değeri 0 ile 1 arasında bir değer alır ve modelin doğruluğu açısından 1'e yakın olması önemlidir. R^2 değerini hesaplamak için regresyondan kaynaklanan hataların kareleri (SS_R) ve residülerden (hatalardan) kaynaklanan hataların kareleri (SS_E) bilinmelidir. Gerçek gözlemler vektörü y ve uydurulan değerler vektörü \hat{y} arasındaki fark vektörü e 'ye residü vektörü denir. (Denklemler 3.21)

$$e = y - \hat{y} = y - X \hat{\beta} \quad (3.21)$$

Residülerden kaynaklı hataların kareleri SS_E aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$SS_E = e^T e = (y - X \hat{\beta})^T (y - X \hat{\beta}) \quad (3.22)$$

$$SS_E = y^T y - \hat{\beta}^T X^T y \quad (3.23)$$

Regresyondan kaynaklı hataların kareleri ise aşağıdaki gibidir.

$$SS_R = \hat{\beta}^T X^T y - \frac{(\sum_{i=1}^n y_i)^2}{n} \quad (3.24)$$

Bu durumda R^2 şöyle tanımlanır:

$$R^2 = \frac{SS_R}{SS_T} \quad (3.25)$$

Burada SS_T , toplam hataların karelerini ifade etmektedir ve SS_E ve SS_R değerlerinin toplamından oluşmaktadır. R^2 değeri tek başına modelin uyumu hakkında karar vermek için yeterli değildir. Çünkü model içerisine eklenen her bir bağımsız değişken, istatistiksel olarak anlamı olmayan sadece tesadüfi bir korelasyon yaratsa bile R^2 değerini artırmaktadır. Bu durumda içerisinde daha fazla bağımsız değişken bulunan bir model, yanlış olarak daha iyi bir model olduğu şeklinde yorumlanabilir. Bu sorunu

aşmak için eklenen her bir bağımsız değişkenin sadece modeli iyileştirmesi durumunda artan ayarlanmış belirtme katsayısı $R^2(\text{adj})$ ve regresyon modelinin mevcut girdilerin haricinde tahmin edebilme yeteneğini gösteren, kestirilen belirtme katsayısı $R^2(\text{pred})$ değerlerini de hesaplamaya gerek vardır [20].

$R^2(\text{adj})$ değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{SS_E/(n-p)}{SS_T/n-1} = 1 - \left(\frac{n-1}{n-p}\right) (1 - R^2) \quad (3.26)$$

Burada p parametre sayısını, (n-p) serbestlik derecesini ifade etmektedir.

$R^2(\text{pred})$ değeri de aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$R_{pred}^2 = 1 - \frac{PRESS}{SS_T} \quad (3.27)$$

Burada PRESS (*Prediction Error Sum of Squares*) ifadesini hesaplayabilmek için öncelikle uydurulmuş değerleri içeren $\hat{\mathbf{y}}$ matrisi ile gözlemlenen değerleri içeren \mathbf{y} matrisi şu şekilde ifade edilir.

$$\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{X} \hat{\boldsymbol{\beta}} = \mathbf{X} (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{y} = \mathbf{H} \mathbf{y} \quad (3.28)$$

Bu denklemde \mathbf{H} şapka matrisi olup yukarıdaki eşitlikten çekilirse

$$\mathbf{H} = \mathbf{X} (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \quad (3.29)$$

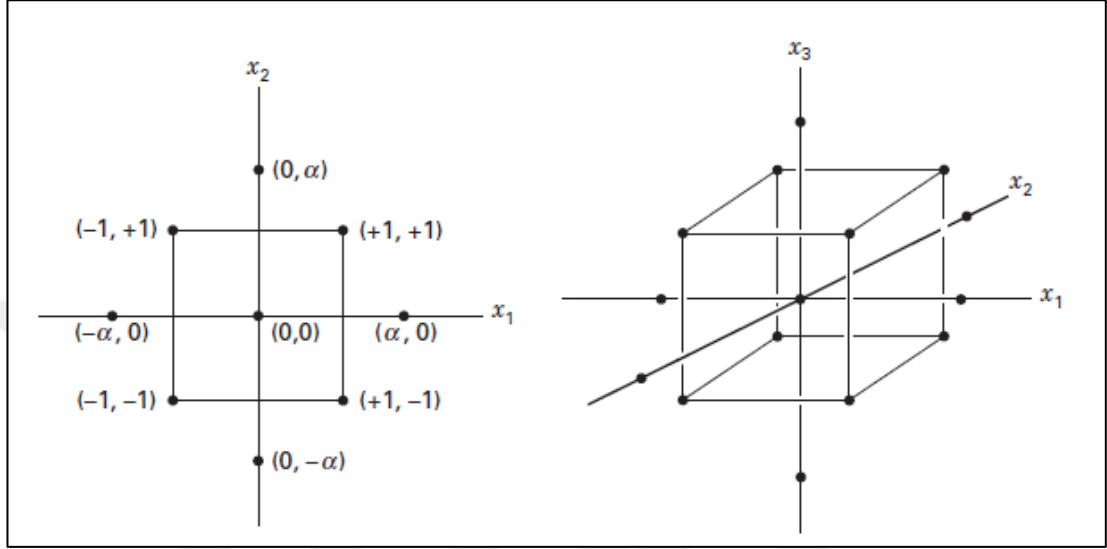
şeklinde ortaya çıkar. Bu durumda h_{ii} , \mathbf{H} şapka matrisinin i'ninci diyagonal elemanını, e_i ise residü matrisinin i'ninci elemanını ifade etmek üzere, PRESS değeri aşağıdaki gibi hesaplanır [21].

$$PRESS = \sum_{i=1}^n \left(\frac{e_i}{1-h_{ii}} \right)^2 \quad (3.30)$$

İyi bir model için R^2 , $R^2(\text{adj})$ ve $R^2(\text{pred})$ değerleri yüksek olmalı ve $R^2(\text{adj})$ ile $R^2(\text{pred})$ değerleri arasındaki fark 0,2'den az olmalıdır [22].

CYY'nde gözlem noktalarını oluşturan tasarım uzayını oluşturmak için çeşitli deneysel tasarım yöntemleri mevcuttur. Bunlar Şekil 3.16'da da görülebileceği gibi CCD (*Merkezi Kompozit Tasarım*), Box-Behnken, D-optimal, Ortogonal Dizi, Plackett-Burman vs. gibi yöntemlerdir. Literatürde CYY yöntemi için deney tasarım metodu olarak genellikle CCD yöntemi önerilmiştir [19] ve bu tez çalışmasında da bu yöntem seçilmiştir.

CCD yöntemi ikinci dereceden model uydurmak için sıklıkla kullanılmaktadır. CCD genellikle $2k$ aksiyel veya yıldız noktadan ve n_c merkezi noktadan oluşan 2^k faktöriyel tasarıma sahiptir [21]. 2^k faktöriyel tasarım, k faktör sayısını ifade etmesi durumunda 2^k gözlem sayısı olması prensibine sahip tasarımdır. Şekil 3.17'de $k=2$ ve $k=3$ için CCD şekilleri görülmektedir.



Şekil 3.17 : $k=2$ ve $k=3$ için CCD [21].

Bir modelin iyi tahmin sonuçları verebiliyor olması önem arz etmektedir. Modelin iyi tahmin sonuçları verebilmesi için ilgilenilen tüm cevap noktalarında varyansının sürekli ve kararlı olması gerekir. İlgilenilen cevap noktalarını içeren vektör \mathbf{x}_0 olarak adlandırılırsa,

$$\mathbf{x}_0 = \begin{bmatrix} 1 \\ x_{01} \\ x_{02} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ x_{0k} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Bu noktada tahmini ortalama cevap aşağıdaki gibi olur.

$$\hat{y}(\mathbf{x}_0) = \mathbf{x}_0^T \hat{\boldsymbol{\beta}} \quad (3.32)$$

$\hat{y}(\mathbf{x}_0)$ in varyansı ise aşağıdaki gibidir.

$$\text{Var}[\hat{y}(\mathbf{x}_0)] = \sigma^2 \mathbf{x}_0^T (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{x}_0 \quad (3.33)$$

Burada Var ifadesi varyansı, σ ise standart sapmayı ifade etmektedir. Tasarım merkezinden aynı uzaklıktaki tüm \mathbf{x} noktalarının varyansı $\text{Var}[\hat{y}(\mathbf{x}_0)]$ 'ın aynı olması

durumuna döndürülebilirlik (*rotatability*) denmektedir. CCD’de döndürülebilir deney tasarımı için Şekil 3.17’de görülen α değeri aşağıdaki gibi alınmalıdır [21].

$$\alpha = (F)^{1/4} \quad (3.34)$$

Burada F değeri tasarımın faktöriyel kısmındaki nokta adedini ifade etmektedir. Bu tez çalışmasında CCD ile deney tasarımı sırasında döndürülebilirlik özelliği kullanılmıştır.

3.6.2 Adaptif çok amaçlı optimizasyon (AMO) yöntemi

AMO yöntemi çok amaçlı optimizasyon yöntemi ile Kriging cevap yüzeyi yöntemlerinin birleşiminden oluşmaktadır. Optimizasyon yaklaşımı çok amaçlı optimizasyon yöntemi ile aynıdır fakat popülasyonun bir kısmı Kriging yöntemi ile simüle edilir ve bu sayede hesap sayısı azaltılır [23].

3.7 Fren Diski Hasar Analizi

Bu tez kapsamında fren diski balata yüzeyinde bulunan çatlak şeklindeki hasarların analizi yapılmıştır. Bu sebeple öncelikle çatlak geometrisi ve konumu için parametrik tasarım yapılmıştır. Tasarımda belirlenen parametrelerin sınır değerleri parçanın geometrik sınırlarına göre belirlenmiş ve ardından tasarım uzayı oluşturulmuştur. Son aşamada ise CYY ve AMO yöntemleri kullanılarak bulunması hedeflenen çatlak parametreleri elde edilmeye çalışılmıştır.

3.8 Fren Diski Çatlak Modeli

Fren diskindeki çatlağı modelleyebilmek amacıyla disk yüzeyinde Şekil 3.18’de görülen geometride bir hasar modeli oluşturulmuştur.

Oluşturulan çatlak modelinde belirlenen parametreler aşağıdaki gibidir:

OA = R: çatlağın merkeze göre konumu (mm)

γ = A: çatlağın yönelim açısı (°)

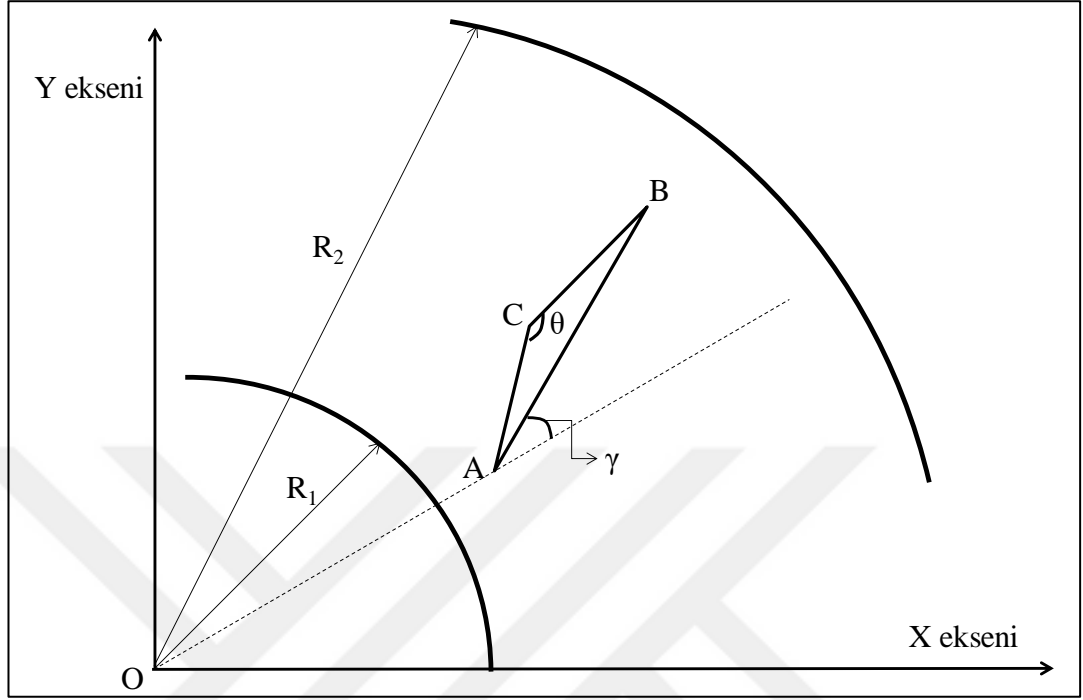
AB = L: çatlağın uzunluğu (mm)

D : çatlağın derinliği (mm)

Ayrıca çatlak geometrisinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

$$AC = CB$$

$$\theta = 179^\circ$$



Şekil 3.18 : Fren diski çatlak model geometrisi.

Fren diskinin geometrisine göre R, A, D ve L parametrelerinin sınır değerleri aşağıdaki gibidir:

$$86 < R < 102, \quad 0^\circ < A < 90^\circ, \quad 1 < D < 8, \quad 10 < L < 42$$

Çatlak analizi için Çizelge 3.3'te görüleceği gibi küçük, orta ve büyük olmak üzere üç farklı hasar derecesi dikkate alınmıştır.

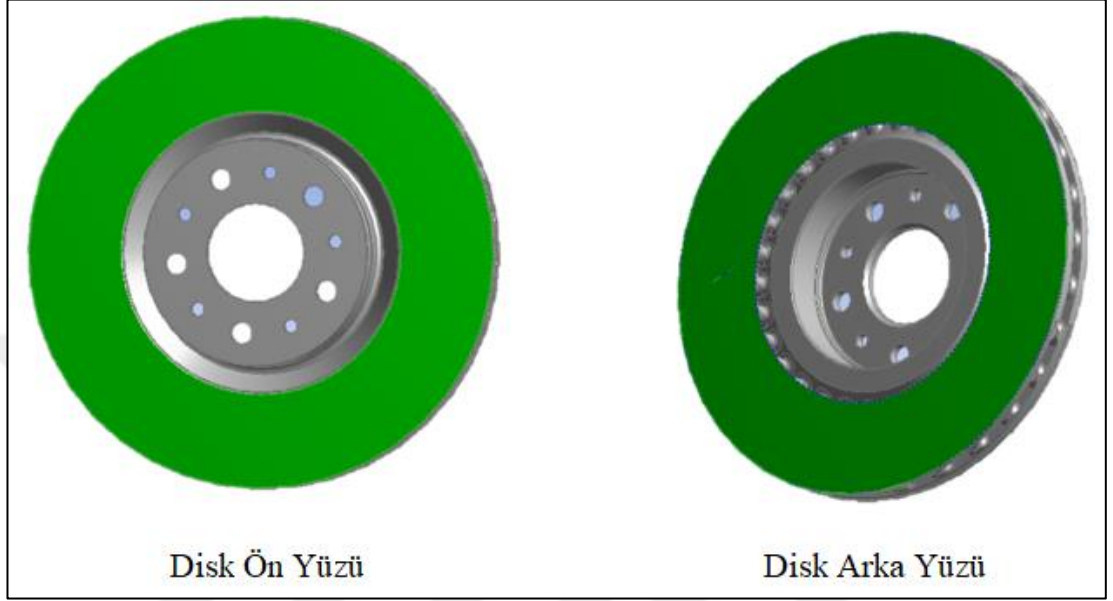
Çizelge 3.3 : Çatlak sınıflandırması.

	R (mm)	A (°)	D (mm)	L (mm)
Küçük	100	30	2	10
Orta	100	30	5	25
Büyük	100	30	8	40

Bu tez kapsamında incelenen çatlak şeklindeki hasar analizlerinin kapsamı aşağıdaki gibidir:

- İncelenen çatlak türleri Şekil 3.19'da yeşil renk ile işaretli olarak gösterilen diskin balata ile temas halinde olan frenleme açısından fonksiyonel bölgelerinde olması durumları incelenmiştir.

- Yüzeyle oluşan çatlak durumları incelenmiştir. Diskin iç kısmında çatlak olması durumu incelenmemiştir.
- İncelemeler fren diskinin tek yüzeyinde ve belirlenen küçük, orta veya büyük hasar sınıflarından sadece bir adet çatlak bulunması durumu için yapılmıştır.



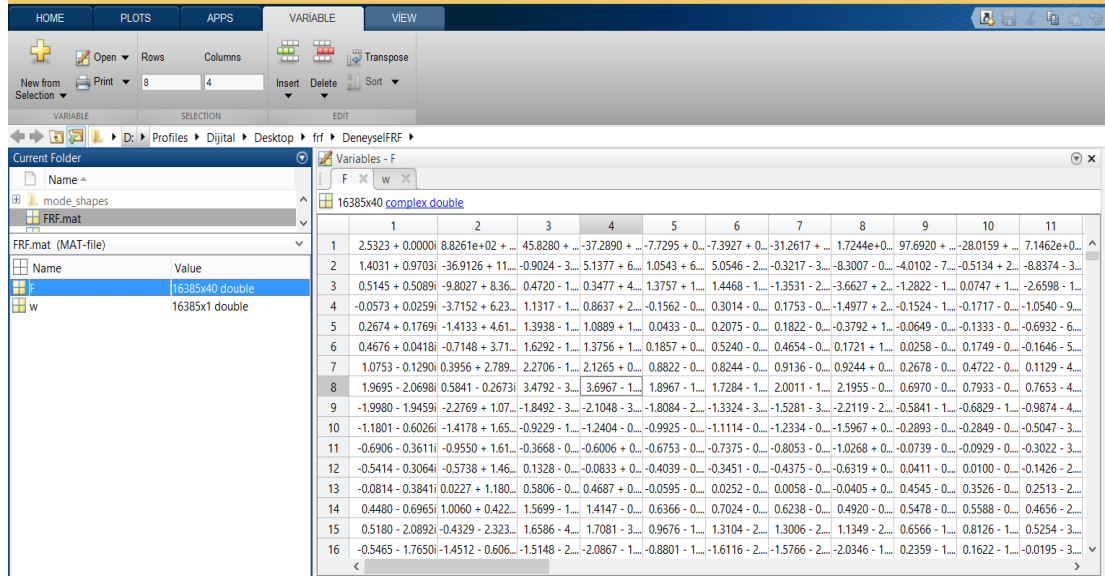
Şekil 3.19 : Fren diski ön ve arka yüzeyleri.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde öncelikle fren diskine ait modal parametrelerin DMA ve SEY-MA yöntemleri ile belirlenme aşamaları anlatılmıştır. Ardından CYY ile model güncellemesi yapılmıştır. Son aşamada ise güncel model kullanılarak CYY ve AMO yöntemleri ile hasar parametreleri belirlenmiştir.

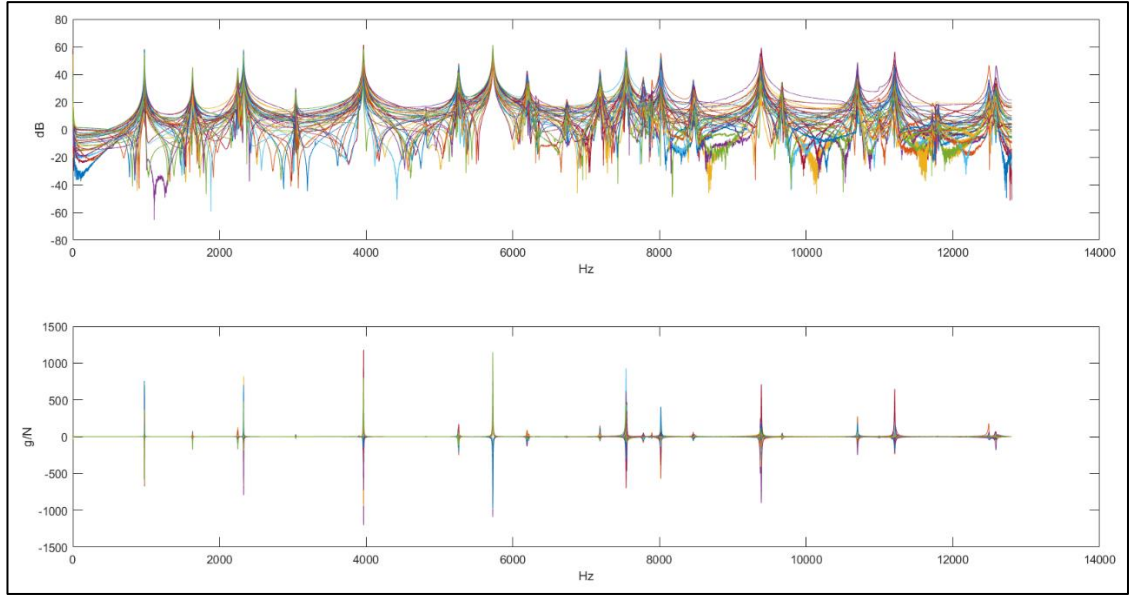
4.1 DMA İle Doğal Frekansların Ve Modal Sönüm Oranlarının Hesaplanması

Deney sonucunda elde edilen 40 adet noktaya ait akselerans verisi ile işlem yapılmıştır. Bunun için LMS Test.Lab Rev11B programından elde edilen ölçüm verisi, Matlab ortamına aktarılarak FRF.mat dosyası olarak kayıt edilmiştir. FRF.mat dosyası içeriğinde ölçülen akselerans değerleri F adı ile bu akselerans değerlerine karşılık gelen frekanslar ise w adı ile bulunmaktadır. F adı altında değişken olarak kayıt edilen deneysel akselerans verisi, 16385x40 boyutunda kompleks sayıdan, w adı altında kayıt edilen frekanslar ise 16385x1 boyutunda değerden oluşmaktadır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 : Deney datasının Matlab ortamına aktarımı.

Şekil 4.2’de akselerans verilerinin grafikleri iki ayrı şekilde gösterilmiştir. İlgili şekilde üstteki grafik dB cinsinden FRF lerin mutlak değerlerinin, alttaki de g/N biriminde sanal kısımlarının frekansla değişimini göstermektedir.



Şekil 4.2 : Matlab ile elde edilen FRF grafikleri.

Yazılan Matlab kodu ile deneysel FRF verilerinden doğal frekanslar ve modal sönümler Çizelge 4.1'deki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 4.1 : Deneysel doğal frekanslar ve modal sönüm oranları.

Mod	Frekans (Hz)	Modal Sönüm (%)
1	977,8358	0,2111
2	979,2458	0,1901
3	1632,6485	0,3093
4	2328,6206	0,1701
5	3040,1263	0,2187
6	3963,3243	0,1169
7	5260,3349	0,3788
8	5728,7882	0,1589
9	6184,7136	0,6011
10	7547,6087	0,1312
11	8020,7424	0,1303
12	9385,2477	0,1259
13	10698,1201	0,1972
14	11204,3956	0,1218
15	12552,9091	0,2206
16	12566,9093	0,1729

Matlab ortamına aktarılan ölçüm verisi ile tepe tutma yöntemini uygulayabilmek için öncelikle akselerans olarak elde edilen veri, reseptansa çevrilmiştir. Bu çevirme işlemi

$$A(\omega) = -\omega^2 \alpha(\omega) \quad (4.1)$$

şeklinde gerçekleştirilmiştir. Burada $A(\omega)$ akseleransı, $\alpha(\omega)$ da reseptansı ve ω ise rad/s biriminde frekansı ifade etmektedir.

4.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modal Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan modal analiz sonucunda 0 – 12800Hz aralığında toplam 66 adet titreşim modu tespit edilmiştir. Bunlara ait frekanslar Çizelge 4.2’de görülmektedir.

Çizelge 4.2 : Sonlu eleman modeliyle hesaplanan frekanslar.

Mod	Frekans (Hz)	Mod	Frekans (Hz)	Mod	Frekans (Hz)
1	0	23	5358,6	45	8866,4
2	0	24	5363,7	46	8867
3	0	25	5651,1	47	9610,5
4	0,0014232	26	5656,6	48	9862,9
5	0,0029472	27	5821,4	49	9871,6
6	8,997	28	5821,8	50	9966
7	899,51	29	5824,4	51	9970,6
8	902,34	30	6159,8	52	10245
9	1501,3	31	6160,3	53	10250
10	2070,4	32	6556,1	54	10566
11	2075,1	33	7055,8	55	10582
12	2156,4	34	7059,1	56	10791
13	2162	35	7088,1	57	10838
14	2789,8	36	7089,3	58	11519
15	2790,3	37	7250,5	59	11520
16	3447,7	38	7269,9	60	11925
17	3688,3	39	7362,1	61	11927
18	3695,6	40	7370,3	62	11981
19	4322,5	41	7727,2	63	12292
20	4323,8	42	7732,8	64	12308
21	4823,4	43	8827,5	65	12709
22	4829,7	44	8836,4	66	12713

4.3 Cevap Yüzeyi Yöntemi İle Model Güncelleme

SEY-MA ile bulunan doğal frekansların ve mod şekillerinin DMA ile bulunan sonuçlar ile uyumlu hale getirmek için CYY kullanılarak optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu amaçla öncelikle tasarım uzayı oluşturulmuştur. Girdi olarak yay katsayısı, fren diski malzemesi olan gri dökme demirin yoğunluğu ve elastisite modülü

seçilmiş, çıktı olarak ise fren diskinin ilk elastik titreşim moduna ait frekans seçilmiştir. Girdi parametrelerinin alt ve üst sınır değerleri nominal değerlerin \pm %10 fazlası şeklinde seçilmiştir. Bu değerler Çizelge 4.3’de görülmektedir.

Çizelge 4.3 : Girdi parametreleri sınır değerleri \pm %10.

	Nominal Değer	Alt Sınır	Üst Sınır
Yay Katsayısı (N/m)	20000	18000	22000
Disk Yoğunluğu (kg/m ³)	7200	6480	7920
Disk Elastisite Modülü (Pa)	1,1x10 ¹¹	9,9x10 ¹⁰	1,21x10 ¹¹

CCD ile döndürülebilir (*rotatable*) tipte tasarım uzayı oluşturulmuştur (Çizelge 4.4).

Çizelge 4.4 : CYY tasarım uzayı \pm %10.

No	k (N / m)	ρ (kg / m ³)	E (Pa)	F ₁ (Hz)
1	20000,0	7200,0	1,1E+11	899,5
2	18000,0	7200,0	1,1E+11	899,5
3	19000,0	7200,0	1,1E+11	899,5
4	22000,0	7200,0	1,1E+11	899,5
5	21000,0	7200,0	1,1E+11	899,5
6	20000,0	6480,0	1,1E+11	948,2
7	20000,0	6840,0	1,1E+11	922,9
8	20000,0	7920,0	1,1E+11	857,7
9	20000,0	7560,0	1,1E+11	877,8
10	20000,0	7200,0	0,99E11	853,4
11	20000,0	7200,0	1,045E+11	876,7
12	20000,0	7200,0	1,21E+11	943,4
13	20000,0	7200,0	1,155E+11	921,7
14	18810,8	6771,9	1,03459E+11	899,5
15	19405,4	6985,9	1,0673E+11	899,5
16	21189,2	6771,9	1,03459E+11	899,5
17	20594,6	6985,9	1,0673E+11	899,5
18	18810,8	7628,1	1,03459E+11	847,5
19	19405,4	7414,1	1,0673E+11	873,2
20	21189,2	7628,1	1,03459E+11	847,5
21	20594,6	7414,1	1,0673E+11	873,2
22	18810,8	6771,9	1,16541E+11	954,7
23	19405,4	6985,9	1,1327E+11	926,7
24	21189,2	6771,9	1,16541E+11	954,7
25	20594,6	6985,9	1,1327E+11	926,7
26	18810,8	7628,1	1,16541E+11	899,5
27	19405,4	7414,1	1,1327E+11	899,5
28	21189,2	7628,1	1,16541E+11	899,5
29	20594,6	7414,1	1,1327E+11	899,5

k: yay katsayısı, ρ : disk yoğunluğu, E: disk elastisite modülü

Çizelgedeki noktalarla k , ρ ve E değişkenlerinin birinci dereceden terimlerini, ikinci dereceden terimlerini ve ikinci dereceden birbirleri ile çapraz ilişkilerini ve sabit terimi içerecek şekilde cevap yüzeyi uydurulmuştur. Daha sonra, geriye doğru eleme (*backward elimination*) yapılarak model sadeleştirilmiştir. Böylece, birinci doğal frekansa uydurulan matematiksel model

$$F_1 = 901,41 - 0,12566 * \rho + 81,97 \times 10^{-10}E + 7 \times 10^{-6}\rho^2 - 0,9 \times 10^{-20}E^2 - 0,3 \times 10^{-12}\rho * E \quad (4.2)$$

şeklinde elde edilmiş ve buna ait bazı istatistik verileri Çizelge 4.5’de gösterilmiştir.

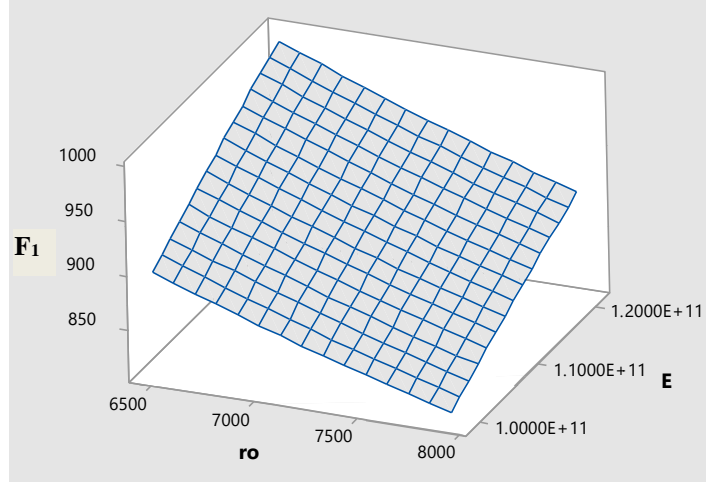
Çizelge 4.5 : Regresyon denklemi R^2 değerleri.

S	R^2	R^2 (adj)	R^2 (pred)
0,0541492	%100,00	%100,00	%100,00

Burada S standart hatayı, R^2 belirtme katsayısı, R^2 (adj) düzeltilmiş belirtme katsayısı, R^2 (pred) kestirilen belirtme katsayısını ifade etmektedir.

Çizelge 4.5’deki R^2 değerleri 1’e çok yakın olduğundan dolayı tablodaki değerler yuvarlatılmış olarak gösterilmiştir. S değerinin 0,0541492 olması veri girdilerinin uydurulan hiper yüzeyden uzaklıklarının ortalamasının %0,05 olduğunu ifade etmektedir. R^2 , R^2 (adj) ve R^2 (pred) değerlerinin üçünün de %100 olduğu görülmektedir. Bu sonuçlara göre oluşturulan denklemin başarılı bir model olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca analiz sonucunda çıktığı olan titreşim frekansı üzerinde yoğunluk (ρ) ve elastisite modülü (E) terimlerinin etkili olduğu, yay katsayısının (k) etkili olmadığı görülmektedir. Dolayısıyla, sonraki işlemlerde $k=20\text{kN/m}$ olarak alınmıştır. Birinci frekansın (F_1) ρ ve E ile değişimi Şekil 4.3’te görülmektedir.

Şimdi amaç, sonlu eleman modelini deneysel model ile uyumlu hale getirmektir. Bunun için, F_1 değeri deneysel birinci frekans olan 977.8 Hz hedef alınarak minimize edilmiş ve sonuç olarak $\rho=6702 \text{ kg/m}^3$ ve $E=1.21 \times 10^{11} \text{ Pa}$ değerleri elde edilmiştir. Bunlarla SEY-MA modelinin malzeme özellikleri güncellenmiştir. Yeni durumda SEY-MA’daki model tekrar çalıştırılarak frekanslar Çizelge 4.6’daki gibi hesaplanmıştır.



Şekil 4.3 : F_1 'in ρ ve E ile değişimi.

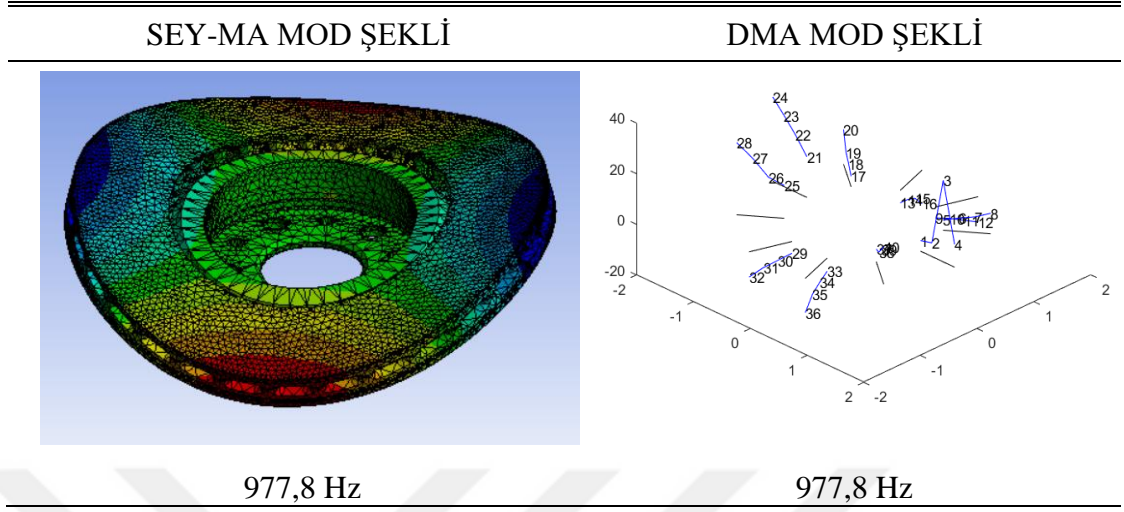
Çizelge 4.6 : Optimizasyon sonrası titreşim modları.

Mod	Frekans (Hz)	Mod	Frekans (Hz)	Mod	Frekans (Hz)
1	0	22	5250,3	43	9596,2
2	0	23	5825,2	44	9605,9
3	0	24	5830,7	45	9638,4
4	0,001367	25	6143,2	46	9639,1
5	0,0032223	26	6149,1	47	10447
6	9,3254	27	6328,4	48	10722
7	977,84	28	6328,8	49	10731
8	980,92	29	6331,6	50	10834
9	1632	30	6696,2	51	10839
10	2250,7	31	6696,7	52	11137
11	2255,8	32	7127	53	11143
12	2344,2	33	7670,3	54	11486
13	2350,3	34	7673,8	55	11503
14	3032,7	35	7705,3	56	11730
15	3033,2	36	7706,6	57	11781
16	3747,9	37	7881,9	58	12522
17	4009,4	38	7903	59	12523
18	4017,4	39	8003,1	60	12963
19	4698,8	40	8012,1	61	12966
20	4700,3	41	8400,1		
21	5243,4	42	8406,2		

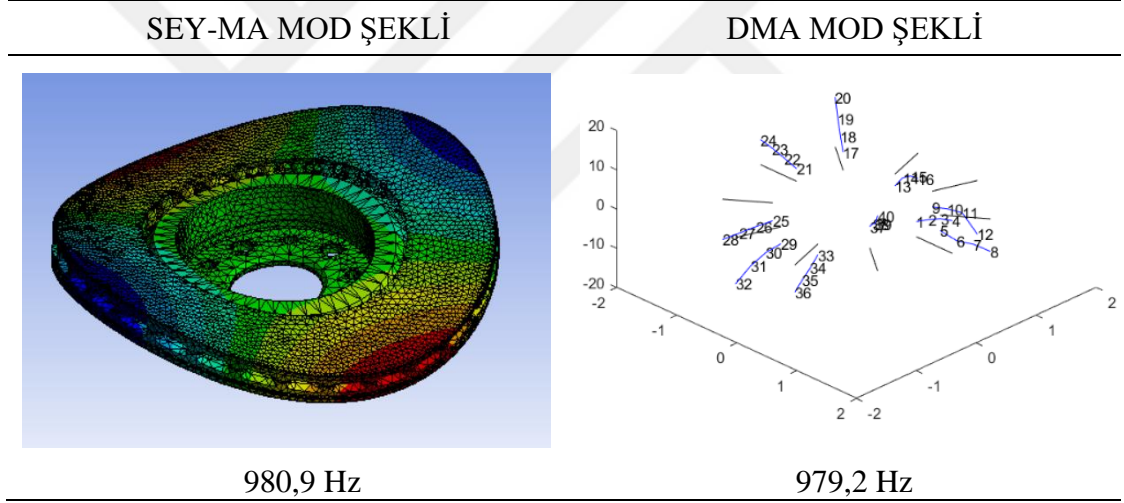
4.4 DMA Sonuçlarına Göre Güncellenmiş SEY-MA Sonuçları

Güncellenen model ile elde edilen tüm frekanslar yukarıdaki çizelgede verilmişti. Şimdi bunlar içinden DMA ile uyumlu olanlar tespit edilmiştir. Bunun için birbirine

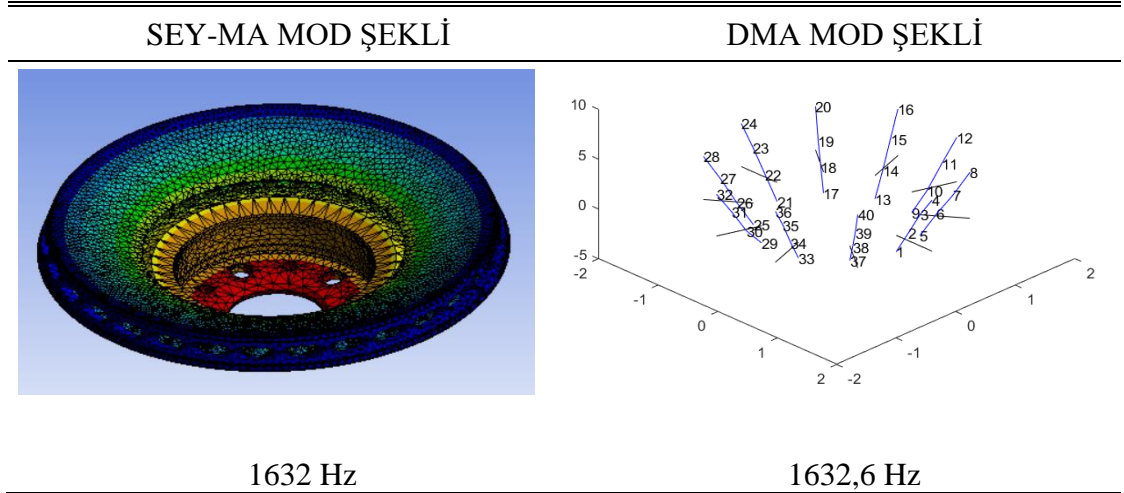
yakın frekansların mod şekilleri karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak 13 adet frekans ve mod şeklinin aşağıdaki şekillerde gösterildiği gibi eşleştiği görülmüştür.



Şekil 4.4 : DMA ve SEY-MA eşleşen birinci frekans ve mod şekli.

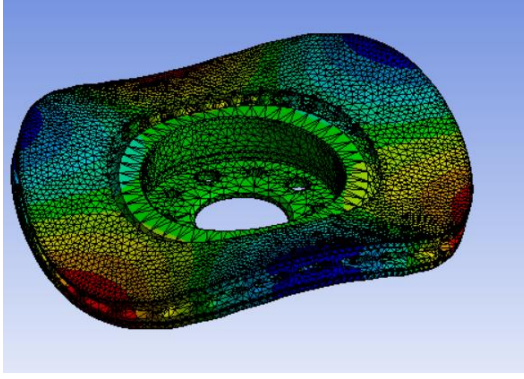


Şekil 4.5 : DMA ve SEY-MA eşleşen ikinci frekans ve mod şekli.



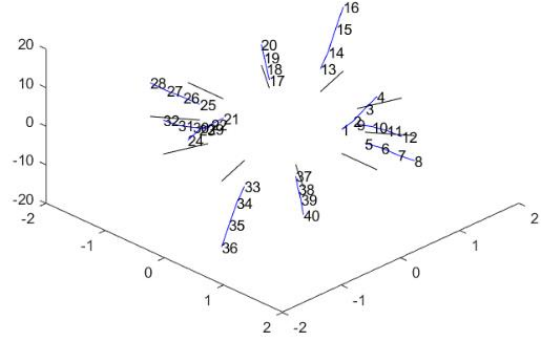
Şekil 4.6 : DMA ve SEY-MA eşleşen üçüncü frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



2344,2 Hz

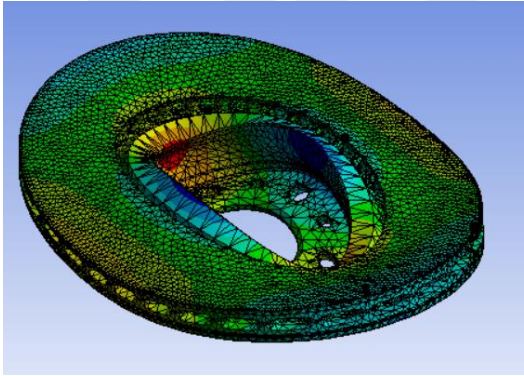
DMA MOD ŞEKLİ



2328,6 Hz

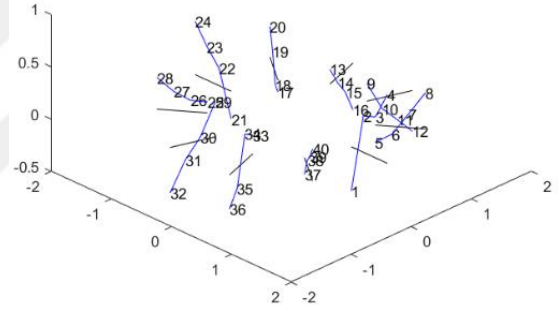
Şekil 4.7 : DMA ve SEY-MA eşleşen dördüncü frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



3033,2 Hz

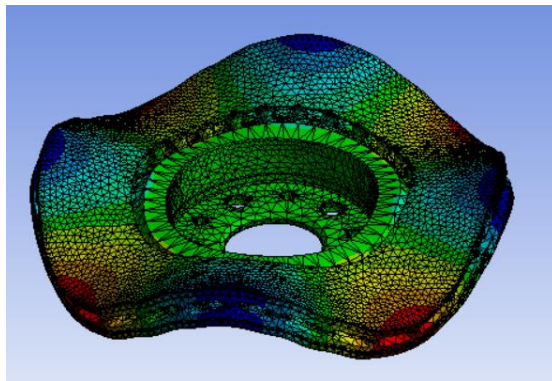
DMA MOD ŞEKLİ



3040,1 Hz

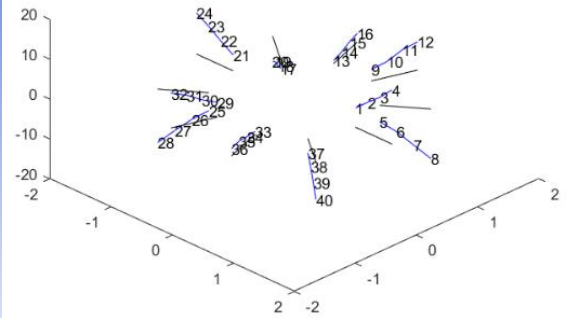
Şekil 4.8 : DMA ve SEY-MA eşleşen beşinci frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



4009,4 Hz

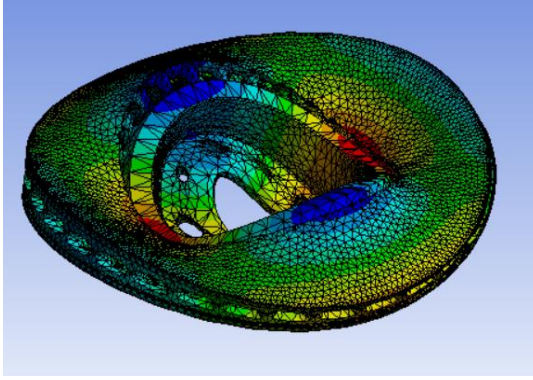
DMA MOD ŞEKLİ



3963,3 Hz

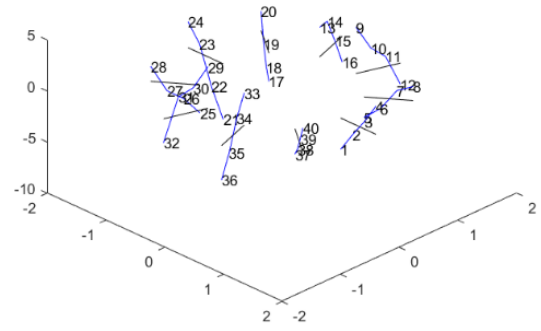
Şekil 4.9 : DMA ve SEY-MA eşleşen altıncı frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



5250,3 Hz

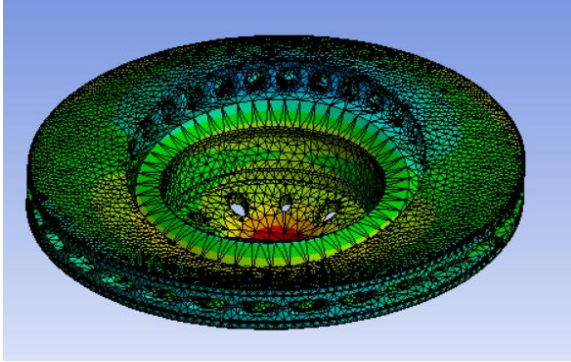
DMA MOD ŞEKLİ



5260,3 Hz

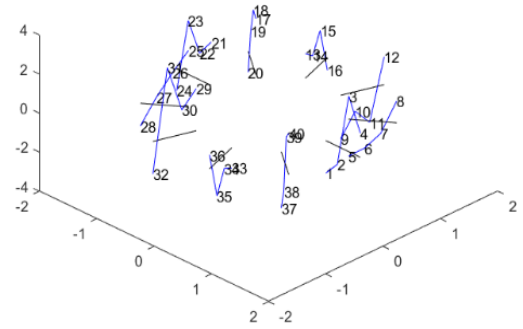
Şekil 4.10 : DMA ve SEY-MA eşleşen yedinci frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



6149,1 Hz

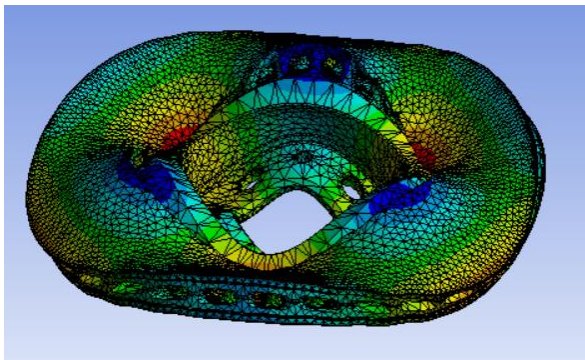
DMA MOD ŞEKLİ



6184,7 Hz

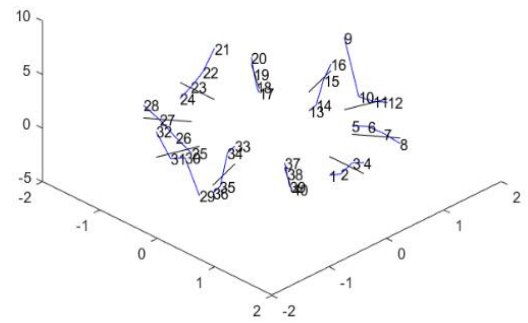
Şekil 4.11 : DMA ve SEY-MA eşleşen sekizinci frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



8012,1 Hz

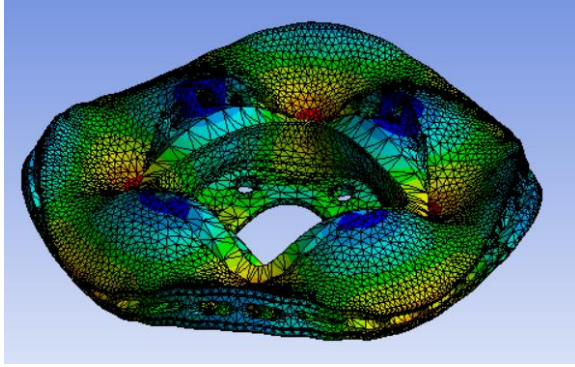
DMA MOD ŞEKLİ



8020,7 Hz

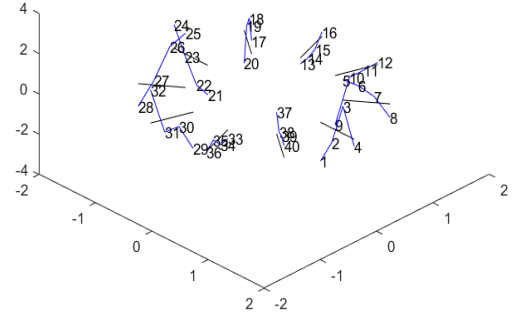
Şekil 4.12 : DMA ve SEY-MA eşleşen dokuzuncu frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



10722 Hz

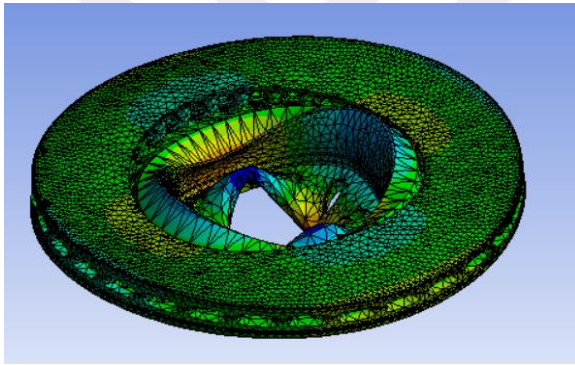
DMA MOD ŞEKLİ



10698,1 Hz

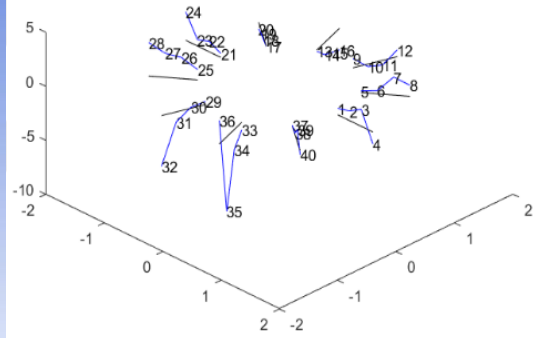
Şekil 4.13 : DMA ve SEY-MA eşleşen onuncu frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



11143 Hz

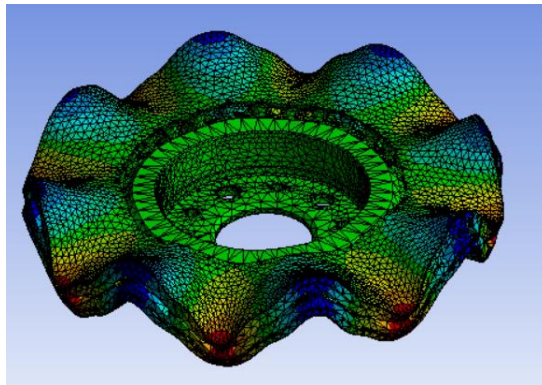
DMA MOD ŞEKLİ



11204,4 Hz

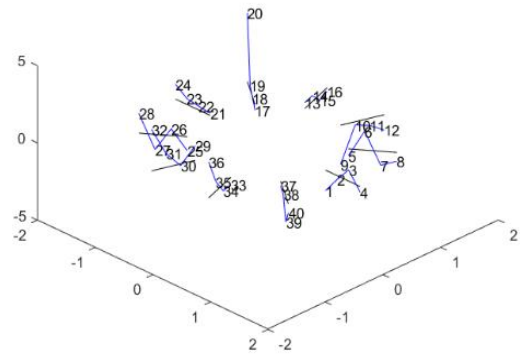
Şekil 4.14 : DMA ve SEY-MA eşleşen on birinci frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ



11503 Hz

DMA MOD ŞEKLİ

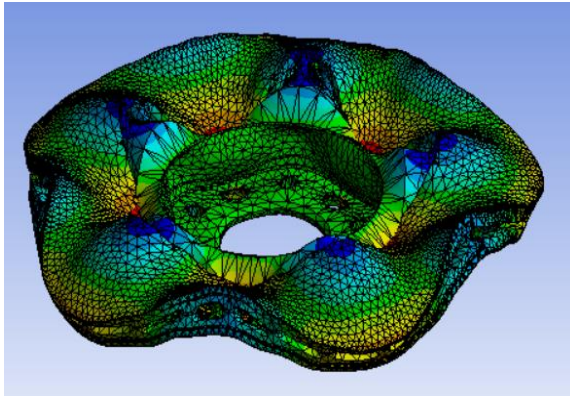


12552,9 Hz

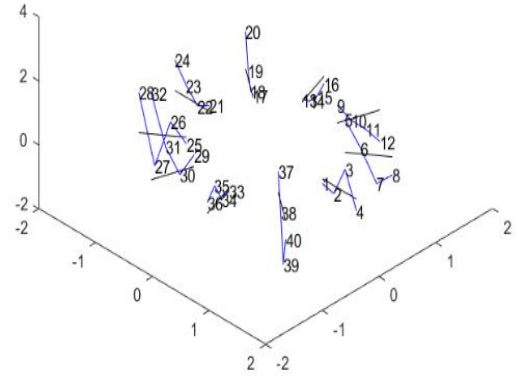
Şekil 4.15 : DMA ve SEY-MA eşleşen on ikinci frekans ve mod şekli.

SEY-MA MOD ŞEKLİ

DMA MOD ŞEKLİ



12523 Hz



12566,9 Hz

Şekil 4.16 : DMA ve SEY-MA eşleşen on üçüncü frekans ve mod şekli.

4.5 Fren Diski Model Güncelleme Sonrası Çatlak Modeli Frekansları

Güncellenmiş sonlu eleman modeli ile küçük, orta ve büyük çatlak durumundaki doğal frekanslar eşleşen 13 mod için hesaplanmıştır. Hasarın diskin arka yüzünde olmasına ait sonuçlar Çizelge 4.7’de, ön yüzde olması durumu için Çizelge 4.8’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.7 : Çatlak sınıflarının modal analiz sonuçları (arka yüz).

		KÜÇÜK	ORTA	BÜYÜK
L	mm	10	25	40
R	mm	100	100	100
A	derece	30	30	30
D	mm	2	5	8
1. mod	Hz	977,79	976,33	969,83
2. mod	Hz	980,87	980,11	977,97
3. mod	Hz	1631,95	1629,70	1619,43
4. mod	Hz	2344,00	2339,30	2321,50
5. mod	Hz	3033,29	3033,26	3032,56
6. mod	Hz	4009,22	4001,88	3967,77
7. mod	Hz	5249,69	5247,72	5243,82
8. mod	Hz	6147,48	6148,55	6146,95
9. mod	Hz	8011,25	8008,82	8005,21
10. mod	Hz	10721,23	10714,49	10699,21
11. mod	Hz	11142,41	11142,80	11143,14
12. mod	Hz	11503,54	11495,93	11481,59
13. mod	Hz	12521,58	12523,27	12517,58

Çizelge 4.8 : Çatlak sınıflarının modal analiz sonuçları (ön yüz).

		KÜÇÜK	ORTA	BÜYÜK
L	mm	10	25	40
R	mm	100	100	100
A	derece	30	30	30
D	mm	2	5	8
1. mod	Hz	977,82	976,66	966,38
2. mod	Hz	980,90	980,26	977,68
3. mod	Hz	1631,96	1630,01	1619,32
4. mod	Hz	2344,18	2340,17	2318,12
5. mod	Hz	3033,32	3032,78	3026,17
6. mod	Hz	4009,38	4003,54	3962,28
7. mod	Hz	5249,98	5248,39	5243,09
8. mod	Hz	6148,61	6149,27	6147,44
9. mod	Hz	8011,97	8009,35	8001,12
10. mod	Hz	10721,60	10707,35	10632,98
11. mod	Hz	11142,69	11143,33	11140,36
12. mod	Hz	11503,71	11499,33	11417,97
13. mod	Hz	12522,78	12520,97	12512,84

4.6 Cevap Yüzeyi Yöntemi ile Çatlak Tespiti

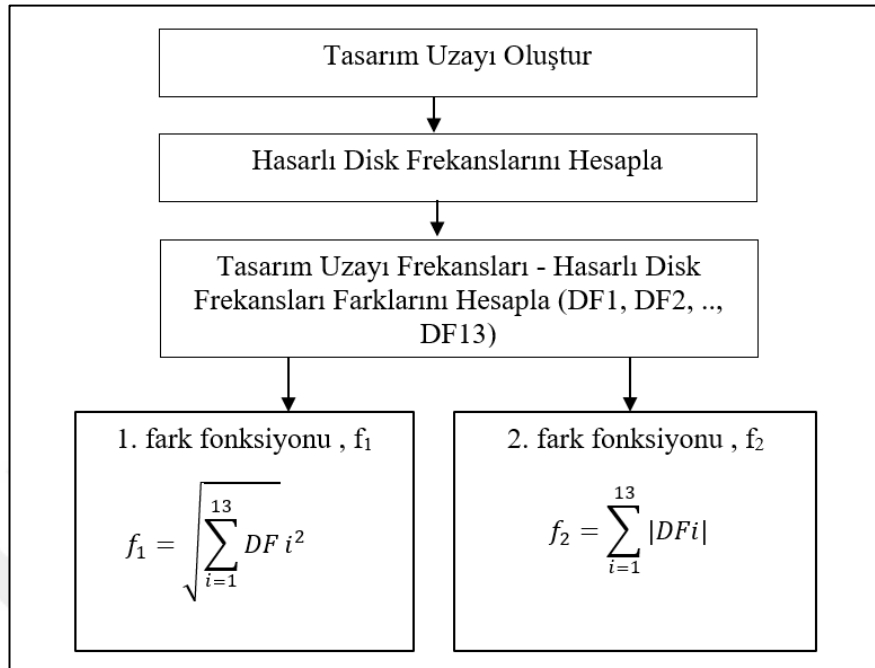
CYY ile çatlak tespitine yarayan bir matematik model bulabilmek amacı ile öncelikle hasar parametreleri (R, L, A ve D) için Çizelge 4.9'daki sınır değerler dikkate alınarak bir tasarım uzayı oluşturulmuştur. Bunun için yine CCD yöntemi kullanılmıştır.

Çizelge 4.9 : Tasarım uzayı girdi parametreleri alt ve üst sınırları.

Parametre	Alt Sınır	Üst Sınır
A	0	90
R	86	102
L	10	42
D	1	8

CYY'de çıkış parametresi olarak f_1 ve f_2 adında iki adet fark fonksiyonu kullanılmıştır. Bunlar belli bir hasar için elde edilen doğal frekanslar ile tasarım uzayındaki noktalar için hesaplanan frekansların farkına dayanmaktadır. f_1 fonksiyonu bu fark vektörünün elemanlarının kareleri toplamına, f_2 de bunların mutlak değerleri toplamına dayanmaktadır. Şekil 4.17 de bu işlemin akış şeması ve fark fonksiyonlarının nasıl hesaplandığı gösterilmiştir. DF hesaplanan ve hasarlı haldeki frekansların farkını içeren bir vektördür. Pratikte bu metot hasar kontrolü yapılacak belli bir diske uygulanacak olsaydı, referans değer olarak bu diskin ölçülen frekansları kullanılacaktı.

Fakat elimizde böyle gerçekçi bir veri olmadığından bu referans değerler (bkz. Çizelge 4.7 ve 4.8) de sonlu eleman programı ortamında hesaplatılmıştır.



Şekil 4.17 : f_1 ve f_2 fark fonksiyonu hesaplama akışı.

Bu şekilde hesaplanan f_1 ve f_2 verilerine CYY ile matematiksel modeller uydurulmuştur. Yine modeli sadeleştirmek için geriye doğru eleme işlemi uygulanmıştır. Daha sonra, oluşturulan matematik modellerin hasar parametrelerini bulmadaki başarısı test edilmiştir. Bunun için f_1 veya f_2 fonksiyonlarını sıfır yapan girdi parametreleri (A, R, L ve D) hesaplanmıştır. Bu hesaplardan çıkan değerler, amaçlanan hata tipindeki gerçek değerler ile karşılaştırılmış ve modelin bu parametreleri tespit etmede ne kadar başarılı olduğu saptanmıştır. Ayrıca CYY ile hesaplanan matematik modellerin R^2 , $R^2(\text{adj})$ ve $R^2(\text{pred})$ değerlerine de bakılmış ve bu kritere göre de modellerin başarısı sorgulanmıştır. Fren diski ön taraf için bulunan değerler Çizelge 4.10'da görüldüğü gibidir.

Aynı yöntem kullanılarak fren diskinin arka yüzeyi için de hesaplamalar yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.11'de görüldüğü gibi çıkmıştır.

Yapılan çalışmada, geliştirilen matematik modellerin çatlak yönelim açısını (A) belirlemede yetersiz kaldığı görülmüştür. Bunun muhtemel bir sebebi disk iç kısmındaki hava kanallarının yerleşimi olabilir. Böylece, geliştirilen modellerde A parametresi ve frekansların değişimi arasında belli bir korelasyon elde etmek zorlaşmaktadır. Ek olarak, yönelim açısının diskin doğal frekansları üzerinde diğer

parametrelere kıyasla önemli bir etkisinin olmadığı da söylenebilir. Bundan dolayı disk ön yüzeyi için sadece R, L ve D parametreleri kullanılarak yeni bir tasarım uzayı oluşturulmuş ve aynı şekilde CYY metodu kullanılarak çatlak matematik modelleri çıkartılmıştır. Bu durumda matematik modelin verdiği sonuçlar disk ön yüzeyi için Çizelge 4.12’de, disk arka yüzeyi için ise Çizelge 4.13’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.10 : Disk ön yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar.

		A	R	L	D
KÜÇÜK HASAR	Gerçek Değer	30	100	10	2
	f ₁ Eleme Olmadan	4,91	101,46	26,61	1
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	89,99	87,79	10	1
	f ₂ Eleme Olmadan	0,25	102	41,95	1,29
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	6,57	86	10	8
ORTA HASAR	Gerçek Değer	30	100	25	5
	f ₁ Eleme Olmadan	2,74	100,66	13,24	8
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	34,79	102	10	8
	f ₂ Eleme Olmadan	0,25	94,4	10	8
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	0,25	-	10	2,97
BÜYÜK HASAR	Gerçek Değer	30	100	40	8
	f ₁ Eleme Olmadan	0,25	102	42	8
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	44,57	86	42	8
	f ₂ Eleme Olmadan	0,25	102	42	8
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	0,25	102	42	8

Çizelge 4.11 : Disk arka yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar.

		A	R	L	D
KÜÇÜK HASAR	Gerçek Değer	30	100	10	2
	f ₁ Eleme Olmadan	90	86	42	1
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	45,13	94	28,9	1
	f ₂ Eleme Olmadan	90	102	10,13	7,63
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	3,71	102	10	1
ORTA HASAR	Gerçek Değer	30	100	25	5
	f ₁ Eleme Olmadan	0,84	98,66	10	8
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	48,39	86	42	1
	f ₂ Eleme Olmadan	89,28	86,36	42	1
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	13,08	93,02	42	1
BÜYÜK HASAR	Gerçek Değer	30	100	40	8
	f ₁ Eleme Olmadan	1,51	102	42	8
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	0,25	102	42	8
	f ₂ Eleme Olmadan	0,25	102	42	8
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	0,25	-	42	8

Çizelge 4.12 : Disk ön yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar (üç parametre).

		R	L	D
KÜÇÜK HASAR	Gerçek Değer	100	10	2
	f ₁ Eleme Olmadan	101,78	41,35	1,9
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	102	10	7,12
	f ₂ Eleme Olmadan	101,09	35,94	1,64
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	101,05	36,1	1,65
ORTA HASAR	Gerçek Değer	100	25	5
	f ₁ Eleme Olmadan	95,7	22,61	4,68
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	22,93	4,6	4,84
	f ₂ Eleme Olmadan	95,37	23,25	4,68
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	23,58	4,68	11,87
BÜYÜK HASAR	Gerçek Değer	100	40	8
	f ₁ Eleme Olmadan	102	42	8
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	-	42	8
	f ₂ Eleme Olmadan	102	42	8
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	-	42	8

Çizelge 4.13 : Disk arka yüzeyi CYY matematik modelleri ile bulunan sonuçlar (üç parametre).

		R	L	D
KÜÇÜK HASAR	Gerçek Değer	100,00	10,00	2,00
	f ₁ Eleme Olmadan	94,00	29,01	1,00
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	94,00	29,26	1,00
	f ₂ Eleme Olmadan	94,00	31,01	1,00
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	94,00	31,06	1,00
ORTA HASAR	Gerçek Değer	100,00	25,00	5,00
	f ₁ Eleme Olmadan	102,00	29,39	4,25
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	102,00	30,04	4,18
	f ₂ Eleme Olmadan	102,00	26,00	4,61
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	102,00	10,97	6,16
BÜYÜK HASAR	Gerçek Değer	100,00	40,00	8,00
	f ₁ Eleme Olmadan	93,04	42,00	8,00
	f ₁ Geriye Doğru Eleme	94,58	42,00	8,00
	f ₂ Eleme Olmadan	97,86	42,00	8,00
	f ₂ Geriye Doğru Eleme	94,00	39,10	8,00

Sonuçlara bakıldığı zaman R, L ve D parametreleri kullanılarak elde edilen matematik modellerin daha iyi sonuç verdiği gözükmemektedir. Ayrıca büyük hasar ve orta hasar durumunda matematik modellerin parametre tespiti konusunda daha başarılı olduğu, küçük hasar durumunda ise parametre tespiti konusunda genel olarak yetersiz kaldığı

görülmektedir. Hasar büyüdükçe oluşturulan modelin doğruluğu da artmaktadır. Ayrıca disk doğal frekanslarına etkisi olmayan A parametresinin tasarım uzayından çıkarılması hem işlem hacmini azaltmakta hem de daha doğru bir matematik model çıkarılmasına yardımcı olmaktadır.

Yapılan çalışma sonucunda:

Disk ön ve arka yüzeyinde küçük dereceli hasar için R, L ve D parametrelerine yaklaşan bir model bulunamamıştır.

Disk ön yüzeyinde orta dereceli hasarı en iyi modelleyen denklem f_2 ile eleme olmadan yapılan modelleme olarak çıkmıştır ve şu şekildedir:

$$f_2 = 926 - 13,7 R - 11,20 L - 57,2 D + 0,0629 R * R + 0,1045 L * L + 2,716 D * D + 0,0349 R * L + 0,177R * D + 0,638L * D \quad (4.1)$$

Bu modele ait R^2 değerleri Çizelge 4.14'de görülmektedir. f_1 ile eleme olmadan elde edilen model de buna yakın sonuç vermektedir (bkz. Çizelge 4.12)

Çizelge 4.14 : Fren diski ön yüzey orta hasar durumu matematik model R^2 değerleri.

R^2	R^2 (adj)	R^2 (pred)
%85,41	%78,49	%51,48

Disk ön yüzeyinde büyük hasarı en iyi modelleyen denklemler f_1 ile eleme olmadan ve f_2 ile eleme olmadan yapılan modellemeler olarak çıkmıştır. (Denklem 4.2 ve 4.3)

$$f_1 = 134 - 1,06 R + 2,71 L + 11,90 D + 0,0103 R * R - 0,00183 L * L - 0,103 D * D - 0,0211 R * L - 0,0783 R * D - 0,3249 L * D \quad (4.2)$$

$$f_2 = 496 - 5,8 R + 4,34 L + 28,4 D + 0,0383 R * R + 0,0005 L * L - 0,333 D * D - 0,0288 R * L - 0,169 R * D - 0,8332 L * D \quad (4.3)$$

Bu modele ait R^2 değerleri Çizelge 4.15 ve Çizelge 4.16'da görülmektedir.

Çizelge 4.15 : Fren diski ön yüzey büyük hasar durumu matematik model R^2 değerleri (f_1).

R^2	R^2 (adj)	R^2 (pred)
%97,99	%97,04	%91,67

Çizelge 4.16 : Fren diski ön yüzey büyük hasar durumu matematik model R^2 değerleri (f_2).

R^2	R^2 (adj)	R^2 (pred)
%97,63	%96,50	%91,37

Disk arka yüzeyinde orta dereceli hasarı en iyi modelleyen denklem f_2 ile eleme olmadan yapılan modelleme olarak çıkmıştır ve aşağıdaki gibidir.

$$f_2 = 132 - 2,6 R + 1,82 L + 5,6 D + 0,0371 R * R + 0,0703L * L + 4,209D * D - 0,0927R * L - 0,655 R * D + 0,865 L * D \quad (4.4)$$

Bu modele ait R^2 değerleri Çizelge 4.17’de görülmektedir. Fakat f_1 (eleme olmadan) de buna yakındır (bkz. Çizelge 4.13).

Çizelge 4.17 : Fren diski arka yüzey orta hasar durumu matematik model R^2 değerleri.

R^2	R^2 (adj)	R^2 (pred)
%88,92	%83,67	%49,08

Disk arka yüzeyinde büyük hasarı en iyi modelleyen denklem f_2 ile eleme olmadan yapılan modelleme olarak çıkmıştır:

$$f_2 = 135 + 0,8 R + 0,41 L - 24,6 D - 0,0080R * R + 0,0136L * L - 0,870D * D + 0,0007 R * L + 0,374 R * D - 0,6657 L * D \quad (4.5)$$

Bu modele ait R^2 değerleri çizelge 4.18’de görülmektedir. Fakat diğer yöntemlerle çıkan sonuçlar da buna yakındır (bkz. Çizelge 4.13).

Çizelge 4.18 : Fren diski arka yüzey büyük hasar durumu matematik model R^2 değerleri.

R^2	R^2 (adj)	R^2 (pred)
%98,15	%97,27	%92,21

Özet olarak CYY ile orta hasar durumu için oluşturulan modeller incelendiğinde:

- a- R^2 değerleri %85 civarı çıkmıştır. Bu değer modelin yeterince iyi olduğunu göstermektedir.
- b- R^2 ve R^2 (adj) değerleri arasındaki farkın %7’den küçük olduğu gözlemlenmiştir. Bu fark da modelin yeterince iyi olduğunu göstermektedir.

- c- $R^2(\text{adj})$ ve $R^2(\text{pred})$ değerleri arasındaki farkların disk ön yüzeyi için %27, arka yüzeyi için %35 olduğu gözlemlenmiştir. Modelin tahmin yapabilme yeteneği olması için bu farkın en fazla %20 olması gereklidir. Modeller bu şartı sağlamadığından tahmin yeteneğinin iyi olmadığı söylenebilir.

CYY ile büyük hasar durumu için oluşturulan modeller incelendiğinde:

- a- R^2 değerleri %98 civarı çıkmıştır. Bu değer modelin yeterince iyi olduğunu göstermektedir.
- b- R^2 ve $R^2(\text{adj})$ değerleri arasındaki farkın %1'den küçük olduğu gözlemlenmiştir. Bu fark modelin yeterince iyi olduğunu göstermektedir.
- c- $R^2(\text{adj})$ ve $R^2(\text{pred})$ değerleri arasındaki farkların %5'ten küçük olduğu gözlemlenmiştir. Modelin tahmin yapabilme yeteneği olması için bu farkın en fazla %20 olması gereklidir. Modeller bu şartı sağladığından tahmin yeteneğinin iyi olduğu söylenebilir.

Yapılan tüm analizlere ait modeller Ek A'da görölmektedir.

4.7 AMO İle Çatlak Tespiti

CYY ile çatlak tespitine alternatif olarak AMO yöntemi ile de çatlak tespit çalışması yapılmış olup, çatlağa ait R, L, D ve A parametrelerini bulma, hesap adım sayısı ve hesap süresi açısından iki yöntem karşılaştırılmıştır. AMO yöntemi ile yapılan analiz sonuçları Çizelge 4.19'da verilmiştir. Görüldüğü gibi bu yöntem de çatlak yönelim açısını (A) doğru bir şekilde belirleyememiştir.

Her iki yöntem tasarım uzayındaki nokta sayısı bağlamında karşılaştırıldığında CYY için bu sayı 49 iken AMO yönteminde 169'a kadar çıkabilmektedir. CYY de geliştirilen model farklı hasar konfigürasyonları için de kullanılabilirken AMO yöntemi her hasar durumu için yeniden çalıştırılmalıdır, bu da çok sayıda iterasyon ve uzun hesaplama süreleri demektir. Sonuçların doğruluğu açısından kıyaslanırsa; her iki yöntemin de küçük çatlaklara ve çatlak yönelim açısına duyarsız olduğu, hasar derecesi arttıkça özellikle çatlak uzunluğu ve derinliği parametrelerini doğru bir şekilde belirleyebildiği gözlenmiştir. Bu açıdan iki yöntem arasında çok ciddi bir performans farkı yoktur.

Çizelge 4.19 : AMO yöntemi ile çatlak tespiti analizi sonuçları.

Parametreler	Çatlak Sınıfı	Disk Yüzeyi	DOE Eleman Sayısı		A	R	L	D
R, L, A, D	KÜÇÜK	ARKA	67	G	30	100	10	2
				A	69,9	89,5	21,5	2,7
R, L, A, D	ORTA	ARKA	68	G	30	100	25	5
				A	20,0	100,2	28,2	4,2
R, L, A, D	BÜYÜK	ARKA	67	G	30	100	40	8
				A	38,5	93,0	37,4	7,1
R, L, A, D	KÜÇÜK	ÖN	99	G	30	100	10	2
				A	59,2	93,7	14,4	1,4
R, L, D	KÜÇÜK	ÖN	94	G	-	100	10	2
				A	-	97,4	19,6	1,7
R, L, D	ORTA	ÖN	120	G	-	100	25	5
				A	-	95,5	24,0	5,5
R, L, D	BÜYÜK	ÖN	169	G	-	100	40	8
				A	-	100,5	39,6	7,1

G: Gerçek değer, A: Analiz sonucu bulunan

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, hasar parametrelerinin doğru bir şekilde tespiti için öncelikle gerçek yapıyla uyumlu bir sonlu eleman modeli elde etme üzerinde çalışılmıştır. Bu amaçla DMA yapılmış ve buradan elde edilen verilerle CYY oluşturularak model güncelleme işlemi yapılmıştır. Böylece sonlu eleman modelinde kullanılan elastisite modülü ve parçanın yoğunluğu için yeni değerler elde edilmiştir. Güncellemeye ait R^2 , $R^2(\text{adj})$ ve $R^2(\text{pred})$ değerleri %100 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler çalışmada güvenilir bir model kullanıldığını göstermektedir.

Daha sonra, hasar parametrelerini belirlemek amacıyla CYY ve AMO yöntemleri kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda doğruluk bakımından her iki yöntemin de benzer sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Fakat işlem sayısı ve sonuca ulaşma hızı açısından değerlendirildiğinde CYY'nin AMO yöntemine göre daha avantajlı olduğu görülmüştür. Çünkü CYY'de oluşturulan model, aynı büyüklükteki farklı hasar konfigürasyonları için de geçerlidir. Dolayısıyla, pratik olarak en çok karşılaşılabilecek hasar konfigürasyonları için oluşturulan CYY modelleri ile farklı hasar türleri halinde çatlak parametreleri hızlı ve kolay bir şekilde belirlenebilir. Fakat AMO yönteminde her çatlak için sonlu eleman modeli defalarca çalıştırılarak iteratif bir şekilde çatlak parametreleri elde edilmelidir. Bu ise hesaplama çabası ve zamanı açısından bir dezavantajdır.

Bu çalışmada elde edilen matematik modellerin fiziksel olarak doğrulanması eldeki imkânlarla gerçekleştirilememiştir. Gerçek bir çatlağa benzeyen hasar oluşturmak için kullanılacak bir yöntem lazer ile kesmedir. Fakat bunda çatlak derinlik kontrolü ve kesim sırasında cürufli yapı oluşumu problemi ile karşılaşmıştır. Alternatif olarak tel erozyon ile keserek çatlak türünde bir hasar oluşturulabilir. Fakat tel erozyonda parçanın boydan boya kesimi söz konusu olup incelenen hasar türlerinde olduğu gibi diskin fonksiyonel yüzeylerinden sadece birinde çatlak oluşturmak zordur. Başka bir seçenek CNC frezede talaş kaldırma yöntemidir. Ancak bunda da incelenen çatlak türleri gibi incelik ve derinlikte hasar oluşturacak freze takımı bulma sorunuyla karşılaşmıştır. İleride farklı imalat yöntemleri kullanılarak belirlenen hasarlar

oluşturulabilirse modellerin fiziksel doğrulaması da yapılabilir. Bu haliyle mevcut çalışmada çatlak şeklinde hasarın varlığına ek olarak hasarın boyutları hakkında da fikir veren bir yaklaşım ortaya konmuştur. Ayrıca bu çalışmada sadece fren diskinin frenleme için fonksiyonel bölgesi olan balata ile temas yüzeyi üzerindeki çatlak tipindeki hasarların analizine yer verilmiştir. Parçada mukavemet kaybına yol açan bir diğer hasar çeşidi olan parça içyapısındaki çatlaklar ileriki çalışmalarda inceleme konusu olabilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Belhocine, A. & Ghazaly, N. M.** (2016). Effects of Young's Modulus on Disc Brake Squeal using Finite Element Analysis, *International Journal of Acoustics and Vibration*, 21, 292-300.
- [2] **Cawley, P., & Adams, R.** (1979). The Location of Defects in Structures From Measurements of Natural Frequencies, *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 14, 49-57.
- [3] **Sergienko, V., Bukharov, S., Kupreev, A.** (2008). Noise and Vibration in Brake Systems of Vehicles. Part 1: Experimental Procedures. *Journal of Friction and Wear*, 29, 234-241.
- [4] **Cao, Q., Ouyang, H., Friswell, M. I., Mottershead, J. E.** (2004). Linear Eigenvalue Analysis of the Disc-Brake Squeal Problem, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 61 (9),1546–1563.
- [5] **Kharate, N. K. & Chaudhari, S. S.** (2014). Investigation of Natural and Modal Analysis of Brake Rotor Using Fea and Ema, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 3, 16495-16500.
- [6] **Ghatwai, A. B., Chaitanya, S. V., Phadke, S. B.** (2016). Frequency Response Function Measurements of Disc and Brake Drum Brake With its Verification with CAE, *International Research Journal of Engineering and Technology*, 3, 2223-2228.
- [7] **Ewins, D. J.** (1995). *Modal Testing Theory and Practice*. Taunton, Somerset, England: Research Studies Press.
- [8] **Yang, Y.B. & Chen, Y.J.** (2010). Direct Versus Iterative Model Updating Methods For Mass And Stiffness Matrices, *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 10, 165-186.
- [9] **Fa, G., Mazzarolo, E., He, L., Briseghella, B., Fenu, L., Zordan, T.** (2016). Comparison of Direct and Iterative Methods for Model Updating of a Curved Cable-stayed Bridge Using Experimental Modal Data, *IABSE Symposium Report*, 106, 538-545.
- [10] **Wang, G. & Shan, S.** (2007). Review of Metamodeling Techniques in Support of Engineering Design Optimization, *Journal of Mechanical Design*, 129, 370-380.
- [11] **Marwala, T.** (2004). Finite Element Model Updating Using Response Surface Method, *Structural Dynamics and Materials Conference*, 7, 103-125.
- [12] **Cundy, A. L.** (2003). *Use of Response Surface Metamodels for Damage Identification of a Simple Nonlinear System*, (Yüksek Lisans Tezi). Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, USA.
- [13] **Umar, S., Bakhary, N., Abidin, A. R. Z.** (2017). Response Surface Methodology for Damage Detection Using Frequency and Mode Shape, *Measurement*, 115, 258-268.

- [14] **The Fundamentals of Modal Testing.** (t.y). Erişim: 15 Haziran 2018, <http://www.modalshop.com/techlibrary/Fundamentals%20of%20Modal%20Testing.pdf>
- [15] **Introduction to Piezoelectric Force Sensors.** (t.y). Erişim: 15 Haziran 2018, http://www.pcb.com/Resources/Technical-Information/Tech_Force
- [16] **Introduction to Piezoelectric Industrial Accelerometers.** (t.y). Erişim: 15 Haziran 2018, http://www.pcb.com/Resources/Technical-information/tech_indAccel
- [17] **He, J. & Fu, Z-F.** (2001). *Modal Analysis*. Oxford, England: Butterworth-Heinemann.
- [18] **Vimal, J., Srivastava, R., Bhatt, A., Sharma, A.** (2014). Free Vibration Analysis of Moderately Thick Functionally Graded Skew Plates, *Engineering Solid Mechanics*, 2, 229-238.
- [19] **Simpson, T. W., Peplinski, J. D., Koch, P. N., Allen, J. K.** (1997). On The Use Of Statistics In Design And The Implications For Deterministic Computer Experiments, *Proceedings of DETC*, 97, (ss. 1-14). New York : ASME, Eylül 14-17.
- [20] **Myers, R. H., Montgomery, D. C., Anderson-Cook, C. M.,** (2009). *Response Surface Methodology Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons.
- [21] **Montgomery, D. C.** (2012). *Design and Analysis of Experiments*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons.
- [22] **Fang, S-E. & Perera, R.** (2011). Damage Identification by Response Surface Based Model Updating Using D-optimal Design, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25, 717-733.
- [23] **Adaptive Multiple-Objective Optimization.** (t.y). Erişim: 20 Şubat 2019, https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/wb_dx/dx_theory_KMOGA.html

EKLER

EK A: CYY ile yapılan analizlere ait sonuçlar



Çizelge A.1 : Disk ön yüzü dört parametre ile çıkan sonuçlar.

	Model	S	R ²	R ² (adj)	R ² (pred)
KÜÇÜK HASAR	f1 Eleme Olmadan	$f1 = 90 + 1,001 A - 1,83 R - 1,53 L + 3,66 D - 0,001897 A^*A + 0,0132 R^*R + 0,00131 L^*L + 0,083 D^*D - 0,01280 A^*R + 0,00997 A^*L + 0,0523 A^*D - 0,0011 R^*L - 0,1377 R^*D + 0,4902 L^*D$	2,6517	%96,95	%89,16
	f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = 32,1 + 1,005 A - 0,001 R - 1,567 L - 8,54 D - 0,001942 A^*A - 0,01280 A^*R + 0,00997 A^*L + 0,0523 A^*D + 0,4902 L^*D$	2,57396	%96,71	%92,00
	f2 Eleme Olmadan	$f2 = 306 + 2,55 A - 6,22 R - 4,43 L - 2,2 D - 0,00013 A^*A + 0,0361 R^*R + 0,0173 L^*L + 0,212 D^*D - 0,0231 A^*R - 0,00754 A^*L - 0,0695 A^*D + 0,0174 R^*L - 0,104 R^*D + 0,9265 L^*D$	3,87765	%97,69	%91,76
	f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = -16,3 + 2,339 A + 0,541 R - 2,232 L - 10,09 D - 0,0231 A^*R - 0,0695 A^*D + 0,9265 L^*D$	3,87968	%97,22	%95,31
ORTA HASAR	f1 Eleme Olmadan	$f1 = 348 + 0,489 A - 6,16 R - 2,42 L - 12,2 D + 0,00136 A^*A + 0,0408 R^*R + 0,04486 L^*L + 1,206 D^*D - 0,01247 A^*R + 0,00999 A^*L + 0,0884 A^*D - 0,0232 R^*L - 0,149 R^*D + 0,5042 L^*D$	3,2168	%88,57	%61,30
	f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = 156,5 - 0,561 A - 0,317 R - 4,549 L - 26,00 D + 0,04395 L^*L + 1,187 D^*D + 0,00999 A^*L + 0,0884 A^*D + 0,5042 L^*D$	3,31511	%86,08	%71,67
	f2 Eleme Olmadan	$f2 = 1078 + 0,75 A - 19,7 R - 6,08 L - 27,2 D + 0,00420 A^*A + 0,1112 R^*R + 0,0831 L^*L + 1,867 D^*D - 0,0134 A^*R - 0,00295 A^*L + 0,0752 A^*D - 0,0140 R^*L - 0,141 R^*D + 0,809 L^*D$	6,82855	%76,61	%24,02
	f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = 208,3 - 0,568 A - 7,46 L - 40,18 D + 0,00404 A^*A + 0,0818 L^*L + 1,840 D^*D + 0,0752 A^*D + 0,809 L^*D$	6,75245	%73,09	%41,99
BÜYÜK HASAR	f1 Eleme Olmadan	$f1 = 165 - 0,877 A - 0,89 R + 2,24 L + 1,13 D + 0,001232 A^*A + 0,0056 R^*R - 0,00476 L^*L + 0,0753 D^*D + 0,00718 A^*R + 0,00103 A^*L + 0,01454 A^*D - 0,0145 R^*L + 0,0167 R^*D - 0,3398 L^*D$	1,6073	%97,84	%93,31
	f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = 111,31 - 0,1096 A + 0,1915 R + 0,669 L + 4,029 D + 0,001231 A^*A - 0,3398 L^*D$	1,6195	%97,29	%95,24
	f2 Eleme Olmadan	$f2 = 363 - 2,79 A - 0,55 R + 4,28 L - 9,1 D - 0,00089 A^*A - 0,0015 R^*R - 0,0186 L^*L + 0,039 D^*D + 0,0254 A^*R + 0,01021 A^*L + 0,0776 A^*D - 0,0212 R^*L + 0,174 R^*D - 0,8693 L^*D$	3,9219	%97,88	%93,29
	f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = 355,9 - 2,872 A - 0,611 R + 2,275 L + 7,59 D - 0,0184 L^*L + 0,0254 A^*R + 0,01021 A^*L + 0,0776 A^*D - 0,8693 L^*D$	3,80004	%97,72	%95,61

Çizelge A.2 : Disk arka yüzeyi dört parametre ile çıkan sonuçlar.

	Model	S	R ²	R ² (adj)	R ² (pred)
f1 Eleme Olmadan	$f1 = 176 - 2,43 A - 5,53 R + 6,45 L + 35,8 D + 0,00159 A^*A + 0,0402 R^*R + 0,0076 L^*L + 0,785 D^*D + 0,0319 A^*R - 0,01570 A^*L - 0,1174 A^*D - 0,0791 R^*L - 0,471 R^*D + 0,4603 L^*D$	4,67769	% 89,75	% 85,53	% 58,49
f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = -187 - 2,28 A + 2,04 R + 6,85 L + 36,0 D + 0,759 D^*D + 0,0319 A^*R - 0,01570 A^*L - 0,1174 A^*D - 0,0791 R^*L - 0,471 R^*D + 0,4603 L^*D$	4,59922	% 89,21	% 86,01	% 60,85
f2 Eleme Olmadan	$f2 = 417 - 8,62 A - 15,3 R + 23,2 L + 117,8 D + 0,00627 A^*A + 0,117 R^*R + 0,0334 L^*L + 2,379 D^*D + 0,1149 A^*R - 0,0621 A^*L - 0,413 A^*D - 0,275 R^*L - 1,491 R^*D + 1,276 L^*D$	17,4092	% 83,91	% 77,28	% 34,11
f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = -653 - 8,05 A + 6,79 R + 24,9 L + 118,7 D + 2,281 D^*D + 0,1149 A^*R - 0,0621 A^*L - 0,413 A^*D - 0,275 R^*L - 1,491 R^*D + 1,276 L^*D$	17,1221	% 83,06	% 78,03	% 38,43
f1 Eleme Olmadan	$f1 = 356 - 2,58 A - 8,7 R + 6,00 L + 27,8 D + 0,00281 A^*A + 0,0584 R^*R + 0,02226 L^*L + 1,183 D^*D + 0,0334 A^*R - 0,01764 A^*L - 0,0796 A^*D - 0,476 R^*L - 0,435 L^*D$	6,39829	% 63,68	% 48,72	% 0,00
f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = -179 - 2,32 A + 2,27 R + 7,17 L + 28,2 D + 1,132 D^*D + 0,0334 A^*R - 0,01764 A^*L - 0,0796 A^*D - 0,0862 R^*L - 0,476 R^*D + 0,435 L^*D$	6,45268	% 59,80	% 47,84	% 0,00
f2 Eleme Olmadan	$f2 = 1040 - 8,49 A - 26,4 R + 20,7 L + 92,0 D + 0,00873 A^*A + 0,178 R^*R + 0,0759 L^*L + 3,36 D^*D + 0,1126 A^*R - 0,0642 A^*L - 0,288 A^*D - 0,285 R^*L - 1,472 R^*D + 1,246 L^*D$	21,6782	% 58,60	% 41,56	% 0,00
f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = -600 - 7,70 A + 7,18 R + 24,7 L + 93,4 D + 3,20 D^*D + 0,1126 A^*R - 0,0642 A^*L - 0,288 A^*D - 0,285 R^*L - 1,472 R^*D + 1,246 L^*D$	21,752	% 54,64	% 41,16	% 0,00
f1 Eleme Olmadan	$f1 = 200 - 0,888 A - 3,59 R + 2,90 L + 5,77 D + 0,000549 A^*A + 0,0239 R^*R + 0,00401 L^*L - 0,214 D^*D + 0,00735 A^*R + 0,00358 A^*L + 0,0536 A^*D - 0,0353 R^*L - 0,0789 R^*D - 0,0858 L^*D$	2,60095	% 90,19	% 86,15	% 60,67
f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = -12,7 - 0,0544 A + 0,881 R + 3,27 L - 3,57 D + 0,0536 A^*D - 0,0353 R^*L - 0,0858 L^*D$	2,58518	% 88,31	% 86,32	% 78,08
f2 Eleme Olmadan	$f2 = 827 - 2,15 A - 16,9 R + 9,96 L + 22,8 D + 0,00084 A^*A + 0,106 R^*R + 0,0217 L^*L - 0,544 D^*D + 0,0253 A^*R - 0,0095 A^*L + 0,0839 A^*D - 0,1193 R^*L - 0,302 R^*D - 0,155 L^*D$	9,79491	% 84,23	% 77,74	% 36,43
f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = 188,15 + 0,4318 A - 1,257 L - 10,71 D$	9,74511	% 79,34	% 77,96	% 73,48

KÜÇÜK HASAR

ORTA HASAR

BÜYÜK HASAR

Çizelge A.3 : Disk ön yüzeyi üç parametre ile çıkan sonuçlar.

	Model	S	R ²	R ² (adj)	R ² (pred)
KÜÇÜK HASAR	f1 Eleme Olmadan	f1 = 148 - 2,35 R - 1,37 L - 6,33 D + 0,0101 R*R - 0,00094 L*L + 0,2438 D*D + 0,0061 R*L - 0,0019 R*D + 0,3844 L*D	1,58136	%98,87	%95,49
	f1 Geriye Doğru Eleme	f1 = 45,08 - 0,2953 R - 0,844 L - 6,47 D + 0,2404 D*D + 0,3844 L*D	1,46173	%98,83	%97,50
	f2 Eleme Olmadan	f2 = 188 - 0,64 R - 7,19 L - 37,0 D - 0,0094 R*R + 0,0083 L*L + 0,529 D*D + 0,0528 R*L + 0,236 R*D + 0,8410 L*D	3,73674	%98,61	%94,88
	f2 Geriye Doğru Eleme	f2 = 265,1 - 2,409 R - 6,76 L - 36,9 D + 0,517 D*D + 0,0528 R*L + 0,236 R*D + 0,8410 L*D	3,62007	%98,56	%96,16
ORTA HASAR	f1 Eleme Olmadan	f1 = 337 - 5,44 R - 3,21 L - 15,33 D + 0,0299 R*R + 0,04418 L*L + 1,316 D*D - 0,0031 R*L - 0,045 R*D + 0,3205 L*D	2,96637	%87,11	%54,02
	f1 Geriye Doğru Eleme	f1 = 89,27 - 3,458 L - 19,39 D + 0,04335 L*L + 1,298 D*D + 0,3205 L*D	2,79566	%86,14	%70,19
	f2 Eleme Olmadan	f2 = 926 - 13,7 R - 11,20 L - 57,2 D + 0,0629 R*R + 0,1045 L*L + 2,716 D*D + 0,0349 R*L + 0,177 R*D + 0,638 L*D	6,55341	%85,41	%51,48
	f2 Geriye Doğru Eleme	f2 = 198,4 - 7,82 L - 40,23 D + 0,1027 L*L + 2,679 D*D + 0,638 L*D	6,25238	%83,92	%67,76
BÜYÜK HASAR	f1 Eleme Olmadan	f1 = 134 - 1,06 R + 2,71 L + 11,90 D + 0,0103 R*R - 0,00183 L*L - 0,103 D*D - 0,0211 R*L - 0,0783 R*D - 0,3249 L*D	1,84442	%97,99	%91,67
	f1 Geriye Doğru Eleme	f1 = 128,27 + 0,636 L + 3,609 D - 0,3249 L*D	1,81534	%97,44	%96,00
	f2 Eleme Olmadan	f2 = 496 - 5,8 R + 4,34 L + 28,4 D + 0,0383 R*R + 0,0005 L*L - 0,333 D*D - 0,0288 R*L - 0,169 R*D - 0,8332 L*D	5,07457	%97,63	%91,37
	f2 Geriye Doğru Eleme	f2 = 291,4 + 1,663 L + 9,47 D - 0,8332 L*D	4,83286	%97,17	%95,72

Çizelge A.4 : Disk arka yüzeyi üç parametre ile çıkan sonuçlar.

	Model	S	R ²	R ² (adj)	R ² (pred)
f1 Eleme Olmadan	$f1 = 133 - 3,67 R + 1,39 L + 18,36 D + 0,0262 R^*R - 0,00407 L^*L + 0,706 D^*D - 0,0213 R^*L - 0,2971 R^*D + 0,3505 L^*D$	1,78594	%98,60	%97,93	%93,42
f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = -44,2 + 0,711 R - 0,821 L + 18,41 D + 0,701 D^*D - 0,2971 R^*D + 0,3505 L^*D$	1,86728	%98,22	%97,74	%95,53
f2 Eleme Olmadan	$f2 = -89 - 0,3 R + 3,59 L + 41,2 D + 0,0185 R^*R - 0,0129 L^*L + 1,947 D^*D - 0,0522 R^*L - 0,703 R^*D + 0,8739 L^*D$	5,32316	%98,11	%97,22	%91,46
f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = -116,1 + 1,848 R - 1,985 L + 41,0 D + 1,964 D^*D - 0,703 R^*D + 0,8739 L^*D$	5,26956	%97,86	%97,27	%94,20
f1 Eleme Olmadan	$f1 = 151 - 3,39 R + 1,29 L + 6,2 D + 0,0277 R^*R + 0,02478 L^*L + 1,496 D^*D - 0,0408 R^*L - 0,283 R^*D + 0,3338 L^*D$	3,04609	%89,89	%85,09	%53,78
f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = -94,4 + 1,823 R + 1,33 L + 6,4 D + 0,02401 L^*L + 1,480 D^*D - 0,0408 R^*L - 0,283 R^*D + 0,3338 L^*D$	3,01862	%89,54	%85,36	%55,53
f2 Eleme Olmadan	$f2 = 132 - 2,6 R + 1,82 L + 5,6 D + 0,0371 R^*R + 0,0703 L^*L + 4,209 D^*D - 0,0927 R^*L - 0,655 R^*D + 0,865 L^*D$	8,44285	%88,92	%83,67	%49,08
f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = 30 + 1,92 R - 6,85 L + 5,8 D + 0,0692 L^*L + 4,188 D^*D - 0,655 R^*D + 0,865 L^*D$	8,49293	%87,61	%83,48	%58,65
f1 Eleme Olmadan	$f1 = 21 + 0,54 R + 1,09 L - 2,08 D - 0,0023 R^*R + 0,00219 L^*L - 0,3316 D^*D - 0,0074 R^*L + 0,0738 R^*D - 0,2649 L^*D$	1,42795	%98,67	%98,04	%94,42
f1 Geriye Doğru Eleme	$f1 = 27,10 + 0,2413 R + 0,509 L + 4,893 D - 0,3350 D^*D - 0,2649 L^*D$	1,39736	%98,46	%98,12	%96,64
f2 Eleme Olmadan	$f2 = 135 + 0,8 R + 0,41 L - 24,6 D - 0,0080 R^*R + 0,0136 L^*L - 0,870 D^*D + 0,0007 R^*L + 0,374 R^*D - 0,6657 L^*D$	4,78126	%98,15	%97,27	%92,21
f2 Geriye Doğru Eleme	$f2 = 195,0 - 0,661 R + 1,186 L - 24,4 D - 0,894 D^*D + 0,374 R^*D - 0,6657 L^*D$	4,56628	%98,05	%97,51	%95,07

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ertuğrul İLHAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 10 Mayıs 1978 Edirne
E-posta : ertugrul.ilhan@tofas.com.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2001, İstanbul Teknik Üniv., Makina Fak., Makina Müh.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- TOFAŞ AŞ / Doblo Model Teknoloji Sorumlusu 2016 – Halen
- TOFAŞ AŞ / Gövde Üretim Teknolojileri Uzmanı 2010 – 2016
- TOFAŞ AŞ / CKD Projeleri Uzmanı 2006 – 2010
- TOFAŞ AŞ / Gövde Ürün Proses Uzmanı 2004 – 2006