

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SİLİNDİRİK GÖVDELERİ BİRLEŞTİRMEDE KULLANILAN CIVATALARIN
SAYISININ, BOYUTUNUN VE FLANŞ GEOMETRİSİNİN ENİYİLEMESİ İÇİN
TASARIM ARACI OLUŞTURULMASI VE ANALİZLE DOĞRULAMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Zekeriya Buğra KÖKSAL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erdem ACAR

MART 2024



TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.



Zekeriya Buğra Köksal

İMZA



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SİLİNDİRİK GÖVDELERİ BİRLEŞTİRMEDE KULLANILAN CIVATALARIN
SAYISININ, BOYUTUNUN VE FLANŞ GEOMETRİSİNİN ENİYİLEMESİ İÇİN
TASARIM ARACI OLUŞTURULMASI VE ANALİZLE DOĞRULAMASI

Zekeriya Buğra KÖKSAL

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Erdem ACAR

Tarih: Mart 2024

Bu tez, silindirik gövdelerin birleştirilmesinde kullanılan civataların sayısını, boyutunu ve flanş geometrisini optimize etmek için özel olarak tasarlanmış yeni bir tasarım aracının geliştirilmesini ve analitik doğrulamasını sunmaktadır. Civatalar, özellikle yük dağılımı, stres konsantrasyonu ve genel stabilite gibi faktörlerin çok önemli olduğu silindirik gövde montajlarında yapısal bütünlükte kritik bir rol oynamaktadır. Bununla birlikte, civataların optimum konfigürasyonu, malzeme özellikleri, geometrik kısıtlamalar ve mekanik gereksinimler dahil olmak üzere çeşitli faktörlerden etkilenen çok yönlü bir sorundur.

Araştırma, civatalı bağlantı tasarımında kullanılan mevcut metodolojilerin ve araçların kapsamlı bir şekilde gözden geçirilmesi, eksiklerin ve sınırlamaların belirlenmesi ile başlamaktadır. Bu incelemeden elde edilen bilgilerden yararlanılarak, civata parametreleri ve yapısal performans arasındaki karmaşık etkileşimi dikkate alan bütünlüğe bir tasarım aracının geliştirilmesi için sistematik bir yaklaşım önerilmektedir. Araç, farklı civata konfigürasyonlarını verimli bir şekilde simüle etmek ve değerlendirmek için gelişmiş hesaplama algoritmaları ve sonlu eleman analiz tekniklerini içermektedir.

Tasarım aracının doğruluğunu ve güvenilirliğini sağlamak için titiz analitik doğrulama prosedürleri yürütülmektedir. Sonuçlar, aracın değişen koşullar altında cıvata davranışını tahmin etmedeki etkinliğini ve belirtilen performans kriterlerini karşılayan optimum tasarımlar üretme kabiliyetini göstermektedir.

Ayrıca tez, geliştirilen aracın gerçek dünya mühendislik uygulamalarında kullanılmasının pratik sonuçlarını araştırmaktadır. Aracın çok yönlülüğünü ve farklı senaryolarda uygulanabilirliğini göstermek için çeşitli çalışmalar sunulmakta; tasarım sürecini kolaylaştırma, maliyetleri düşürme ve genel yapısal bütünlüğü geliştirme potansiyeli vurgulanmaktadır.

Sonuç olarak, bu araştırma silindirik gövde montajlarında cıvata konfigürasyonunu optimize etmek için kapsamlı ve sağlam bir araç sunarak cıvatalı bağlantı tasarımının ilerlemesine katkıda bulunmaktadır. Geliştirilen araç, hesaplamalı modellemeyi analitik doğrulama ile entegre ederek, mühendislere cıvatalı bağlantılarla ilgili karmaşık zorlukları ele alırken optimum yapısal performans elde etmek için değerli bir kaynak sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Cıvata, Flanşlı yapılar, Eniyileme, Roket gövdeleri montajı, Cıvata analizi, Ön yüklemeli analiz, Teorik cıvata hesapları, Cıvata hata modları, Pareto Diyagramı, Çoklu amaç fonksiyonlu eniyileme

ABSTRACT

Master of Science

DEVELOPMENT AND ANALYTICAL VALIDATION OF A DESIGN TOOL FOR OPTIMIZING THE NUMBER, SIZE AND FLANGE GEOMETRY OF BOLTS USED TO ASSEMBLE CYLINDRICAL BODIES

Zekeriya Buğra KÖKSAL

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Erdem ACAR

Date: March 2024

This thesis presents the development and analytical validation of a new design tool specifically designed to optimize the number, size and flange geometry of bolts used in the joining of cylindrical bodies. Bolts play a critical role in structural integrity, especially in cylindrical body assemblies where factors such as load distribution, stress concentration and overall stability are crucial. However, the optimal configuration of bolts is a multifaceted problem influenced by several factors including material properties, geometric constraints and mechanical requirements.

The research begins with a comprehensive review of existing methodologies and tools used in bolted joint design, identifying gaps and limitations. Utilizing the knowledge gained from this review, a systematic approach is proposed for the development of an integrated design tool that takes into account the complex interaction between bolt parameters and structural performance. The tool incorporates advanced computational algorithms and finite element analysis techniques to efficiently simulate and evaluate different bolt configurations.

Rigorous analytical validation procedures are carried out to ensure the accuracy and reliability of the design tool. The results demonstrate the tool's effectiveness in

predicting bolt behavior under varying conditions and its ability to produce optimal designs that meet specified performance criteria.

Furthermore, the thesis explores the practical implications of using the developed tool in real-world engineering applications. Several studies are presented to demonstrate the versatility of the tool and its applicability in different scenarios, highlighting its potential to streamline the design process, reduce costs and improve overall structural integrity.

In conclusion, this research contributes to the advancement of bolted joint design by providing a comprehensive and robust tool to optimize bolt configuration in cylindrical body assemblies. By integrating computational modeling with analytical verification, the developed tool will provide engineers with a valuable resource to achieve optimal structural performance while addressing the complex challenges associated with bolted connections.

Key Words: Bolt, Flanged structures, Optimization, Rocket body assembly, Bolt analysis, Preloaded joint analysis, Theoretical bolt calculations, Bolt failure modes, Pareto diagram, Multiple objective function optimization

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca katkılarıyla beni yönlendiren danışmanım Prof. Dr. Erdem ACAR'a, yüksek lisans eğitimim boyunca bana Araştırma Bursu veren TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne, her zaman yanımda olan annem, babam ve kardeşime, beni her zaman destekleyen eşime ve benden yardımlarını esirgemeyen tüm arkadaşlarıma teşekkür ederim.





İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR.....	xi
İÇİNDEKİLER.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xix
KISALTMALAR.....	xxi
SEMBOL LİSTESİ	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Tezin İçeriği	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 Cıvatalar.....	5
2.1.1 Cıvataların önemi	7
2.1.2 Cıvataların kullanımı	7
2.1.3 Cıvataların tarihi	8
2.1.4 Cıvataların çalışma prensipleri	8
2.2 Flanş İçeren Silindirik Yapılar	10
2.2.1 Flanş içeren silindirik yapıların makine mühendisliğindeki önemi	10
2.2.2 Mekanik sistemlerde kullanımı	11
2.3 Makine Mühendisliğinde Optimizasyon	11
2.3.1 Makine mühendisliğinde optimizasyonun önemi	12
2.3.2 Mekanik sistemlerde optimizasyon kullanımı	12
2.3.3 Optimizasyonun tarihçesi.....	14
2.3.4 Optimizasyonun çalışma prensipleri	15
2.3.5 Makine mühendisliğinde optimizasyon türleri	16
2.3.6 Optimizasyon için hesaplama araçları ve yazılımları	17
2.3.7 Makine mühendisliğinde optimizasyonun geleceği	18
2.3.8 Optimizasyonun türleri.....	20
2.4 Makine Mühendisliğinde Sonlu Elemanlar Analizi.....	23
2.4.1 Sonlu elemanlar analizinin tarihçesi.....	23
2.4.2 Sonlu elemanlar analizinin temel prensipleri.....	24
2.4.3 Sonlu elemanlar analiz süreci	24
2.4.4 Sonlu elemanlar analizi türleri	25
2.4.5 Makine mühendisliği uygulamaları	25
2.4.6 Sonlu elemanlar analiz araçları.....	26
2.4.7 Zorluklar ve gelecek eğilimler	26
2.5 Literatürdeki Diğer Örnekler.....	27
2.6 Literatürde Eksik Görünen Noktalar	36
3. METODOLOJİ.....	37
3.1 Klasik Flanş-Cıvata Hesaplamaları.....	37

3.2 Cıvata Hata Durumları Hesaplamaları.....	44
3.3 Optimizasyonun Hesaplamalara Dahil Edilmesi	46
3.3.1 gamultiobj fonksiyonunun koda işlenmesi	48
3.3.2 fmincon fonksiyonunun koda işlenmesi	49
3.4 Kodun Girdi ve Çıktıları.....	51
3.5 Pareto Diyagramına Eğri Atama	53
4. DOĞRULAMALAR.....	55
4.1 Kodun Optimizasyon Dahil Olmayan Kısımının Doğrulaması	56
4.2 Optimizasyon Dahil Kısımının Doğrulanması	67
4.2.1 Yalnızca çekme kuvveti için.....	77
4.2.2 Yalnızca kesme kuvveti için	78
4.2.3 Rastgele kombine yükleme durumları-1	79
4.2.4 Rastgele kombine yükleme durumları-2	80
4.2.5 Rastgele kombine yükleme durumları-3	81
4.2.6 Rastgele kombine yükleme durumları-4	82
4.2.7 Rastgele kombine yükleme durumları-5	83
4.2.8 Rastgele kombine yükleme durumları-6	84
4.2.9 Rastgele kombine yükleme durumları-7	85
4.2.10 Rastgele kombine yükleme durumları-8	86
5. KULLANICI ARAYÜZÜ	89
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	91
KAYNAKLAR	93
EKLER	97
ÖZGEÇMİŞ	131

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Cıvataların dış ölçüleri	5
Şekil 2.2 : Cıvata kafalarının sınıflandırılması	6
Şekil 2.3 : Flanş içeren silindirik yapılara bir örnek	10
Şekil 2.4 : Optimizasyon yöntemleri	20
Şekil 2.5 : Çalışmadaki L braketler ve cıvata bağlantısı	27
Şekil 2.6 : Çalışmada gerçekleştirilen sonlu elemanlar yöntemi analizi görseli	28
Şekil 2.7 : Çalışmadaki cıvatalar için analiz ve testlerin karşılaştırılması	28
Şekil 2.8 : Çalışmada yapılan FEA modeli ve ağ yapısı	29
Şekil 2.9 : Çalışmada yapay sinir ağır modeli oluşturma aşamaları	29
Şekil 2.10 : Roetscher'in kuvvet dağılım yolları teorisi ve gerçekçi gösterimi	30
Şekil 2.11 : Pilkey'e göre cıvatada bu noktalarda hasarların oluşma yüzdesi	30
Şekil 2.12 : Çalışmada cıvataya açılan deliklerin gösterimi	31
Şekil 2.13 : Analiz yapılan sistemler	32
Şekil 2.14 : Çalışmadaki analiz sonucu-1	32
Şekil 2.15 : Çalışmadaki analiz sonucu -2	33
Şekil 2.16 : Tutuculardaki hasarlar	33
Şekil 2.17 : Testte kırılmış M8 cıvata	34
Şekil 2.18 : Tork ile ön gerilme kuvveti arasındaki balık kılçığı diyagramı	34
Şekil 2.19 : M8 cıvata – somun bağlantısı için ön gerilme-tork diyagramı	35
Şekil 2.20 : M8 Cıvata – vidalı delik bağlantısının Tork – Açık grafiği	35
Şekil 3.1 : Metodoloji için akış diyagramı	37
Şekil 3.2 : Cıvata üzerindeki net yük değişimi	38
Şekil 3.3 : Cıvata direngenliğine etki eden parametreler	39
Şekil 3.4 : Flanş direngenliği hesaplanırken kullanılacak parametreler	39
Şekil 3.5 : Cıvata üzerindeki kuvvet-deformasyon grafiği	40
Şekil 3.6 : Eksantirisiteye sahip kuvvetin cıvata üzerindeki etkisinin grafiği	40
Şekil 3.7 : Momentin flanşlarda eksenel kuvvete dönüştürüleceğinin ispatı	41
Şekil 3.8 : Yük etki düzlemleri: sırasıyla $n = 0,5$, $n > 0,5$, $n < 0,5$	44
Şekil 3.9 : Kesme yırtılması olayının geometrik gösterimi	45
Şekil 3.10 : Kütle hesabında kullanılan parametreler	47
Şekil 3.11 : fmincon fonksiyonunun çok amaçlı optimizasyon için kullanımı	51
Şekil 3.12 : Kodun girdi ve çıktıların olduğu kullanıcı arayüzü	52
Şekil 3.13 : Eğri ataması için düşünülen fonksiyonlar	53
Şekil 4.1 : Flanşın, cıvatanın ve somunun indirgenmiş modelleri	56
Şekil 4.2 : İndirgenmiş analiz modelinin uzunlukları	56
Şekil 4.3 : Oluşturulan analiz modelinin sistem hali	57
Şekil 4.4 : Analiz adımları görseli	57
Şekil 4.5 : Tutucular arasındaki yüzey yüzeye temas koşulu görseli	58
Şekil 4.6 : Cıvata-somun kafaları ile tutucular arasındaki temas koşulu	58
Şekil 4.7 : Sistemin alt kısmının uzayda tüm yönlerde sabitlenmesi	59
Şekil 4.8 : Sistemin üst yüzeyinden kuvvetlerin uygulanması	59
Şekil 4.9 : Cıvata ağ yapısı genel görünümü ve global boyutu	60
Şekil 4.10 : Tutucuların ağ yapısı genel görünümü ve global boyutu	60
Şekil 4.11 : Tüm tez boyunca kullanılan ağ yapısının görseli	61

Şekil 4.12 : 3 boyutlu FEA yöntemlerinin formülasyonları	63
Şekil 4.13 : Ağ boyutu-Gerilme ilişkisi grafiği	63
Şekil 4.14 : Sadece çekme kuvvetiyle yapılan analizin sonucu	65
Şekil 4.15 : Tutucudaki gerilme dağılımı- Kesme kuvveti için	65
Şekil 4.16 : Kesme kuvveti durumuna ait sonuç ve ağ modeli	66
Şekil 4.17 : Tutucudaki gerilme dağılımı-Kesme kuvveti için	66
Şekil 4.18 : İndirgenmiş model açıklaması	67
Şekil 4.19 : Modellenen flanşın geometrik özellikleri	68
Şekil 4.20 : Flanş modeli görseli	68
Şekil 4.21 : RP2 ile alt yüzeyin uzayda sabitlenmesi	69
Şekil 4.22 : RP3 ile üst yüzeyin bağlanması	69
Şekil 4.23 : Flanşların yüzeyine sürtünmeli temas tanımı yapılması	69
Şekil 4.24 : Oluşturulan sisteme ait ağ yapısı görüntüsü	70
Şekil 4.25 : Kesme gerilmesinin bir yüzeydeki dağılımı.....	71
Şekil 4.26 : Bükülme momentinin kesitteki gerilme görseli	71
Şekil 4.27 : İndirgenmiş modelin geometrik özellikleri	72
Şekil 4.28 : RP2 ve RP3'ün belirlenmesi	73
Şekil 4.29 : İndirgenmiş modele simetri koşulunun tanımlanması	73
Şekil 4.30 : İndirgenmiş modelin ağ yapısı	74
Şekil 4.31 : Asıl modelde yapılan analiz sonucu-flanş gerilme değerleri	75
Şekil 4.32 : Asıl modelde yapılan analizdeki cıvataların gerilme değerleri	75
Şekil 4.33 : Asıl modelde yapılan analiz - en çok yüklenen cıvata.....	76
Şekil 4.34 : İndirgenmiş model kıyaslama analizi sonucu - sistem	76
Şekil 4.35 : İndirgenmiş model kıyaslama analizi sonucu – cıvata	76
Şekil 4.36 : Yalnızca çekme kuvveti girdisi için kod girdisi ve çıktısı	77
Şekil 4.37 : Yalnızca çekme kuvveti girdisi için analiz sonucu	77
Şekil 4.38 : Yalnızca kesme kuvveti girdisi için kod girdisi ve çıktısı	78
Şekil 4.39 : Yalnızca kesme kuvveti girdisi için analiz çıktısı	78
Şekil 4.40 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -1.....	79
Şekil 4.41 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz sonucu -1	79
Şekil 4.42 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -2.....	80
Şekil 4.43 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz sonucu-2	80
Şekil 4.44 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -3.....	81
Şekil 4.45 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-3.....	81
Şekil 4.46 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -4.....	82
Şekil 4.47 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-4.....	82
Şekil 4.48 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -5.....	83
Şekil 4.49 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-5.....	83
Şekil 4.50 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -6.....	84
Şekil 4.51 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-6.....	84
Şekil 4.52 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -7.....	85
Şekil 4.53 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-7.....	85
Şekil 4.54 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -8.....	86
Şekil 4.55 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-8.....	86
Şekil 5.1 : Kodun girdilerinin olduğu ve kodun çalıştırılmasıyla açılan pencere	89
Şekil 5.2 : Kullanıcı arayüzünden bir örnek-çıkıtlar	90
Şekil 5.3 : Kullanıcı arayüzünden örnek çıkıtlar-Pareto diyagramı	90
Şekil Ek 1.1 : Programın çalıştırılmadan önceki hali	101
Şekil Ek 1.2 : Butonlardan birine tıklandığında oluşan yazı	103
Şekil Ek 1.3 : İkisini çalıştır butonuna tıklanınca oluşan örnek çıktı	104

Şekil Ek 1.4 : fmincon çalıştır butonuna tıklanınca oluşan örnek çıktı.....	104
Şekil Ek 1.5 : gamultiobj çalıştır butonuna tıklanınca oluşan örnek çıktı.....	105





ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Kalitesine Göre Cıvatalar	6
Çizelge 3.1 : Kaplamaların Sürtünme katsayısına etkisi	43
Çizelge 3.2 : Torklama yöntemlerinin hassasiyetleri	43
Çizelge 3.3 : gamultiobj fonksiyonunun girdileri	49
Çizelge 3.4 : gamultiobj fonksiyonunun çıktıları	49
Çizelge 3.5 : fmincon fonksiyonunun girdileri	50
Çizelge 3.6 : fmincon fonksiyonunun çıktıları	50
Çizelge 3.7 : Kodun girdileri	52
Çizelge 3.8 : Kodun Çıktıları.....	52
Çizelge 4.1 : MATLAB’da exitflag değerlerinin anlamları	55
Çizelge 4.2 : Analizdeki parçaların mekanik özellikleri.....	57
Çizelge 4.3 : Analiz-kod sonuçları karşılaştırması	87



KISALTMALAR

AI	: Yapay Zekâ (ing. Artificial Intelligence)
CAD	: Bilgisayar Yardımlı Tasarım (ing. Computer-Aided Design)
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (ing. Computational Fluid Dynamics)
DIN	: Alman Standart Enstitüsü (alm. Deutsches Institut für Normung)
FEA	: Sonlu Elemanlar Analizi (ing. Finite Element Analysis)
GA	: Genetik Algoritma
ISO	: Uluslararası Standartlama Enstitüsü (ing. International Organization for Standardization)
ML	: Makine Öğrenmesi (ing. Machine Learning)
MS	: Güvenlik Payı (ing. Margin of Safety)
SF	: Güvenlik Faktörü (ing. Safety Factor)
SQP	: Ardışık Karesel Programlama (ing. Sequential Quadratic Programming)



SEMBOL LİSTESİ

ϕ	: Direngenlik sabiti
ε	: Gerinim
σ	: Normal gerilme (MPa)
τ	: Kesme gerilmesi (MPa)
P_b	: Cıvata üzerindeki yük (N)
P_{pre}	: Cıvata önyüklemesi (N)
S_F	: Güvenlik faktörü
n	: Düzlem sabiti
P_{ext}	: Cıvata üzerine etkiyen dış yükler(N)
k_b	: Cıvata direngenlik sabiti (m.GPa)
k_m	: Cıvata direngenlik sabiti (m.GPa)
A	: Cıvatanın gerilme kesit alanı(m ²)
E	: Cıvatanın veya tutucunun elastik modülü(GPa)
L	: Cıvata boyu(m)
D	: Cıvata çapı(m)
M	: Bükülme momenti(N.m)
R	: Cıvataların dizilim yarıçapı(m)
N	: Cıvata sayısı
y	: Bükülmede nötral eksen den uzaklık(m)
K	: Tork katsayısı
V	: Kesme kuvveti(N)
R_t	: Eksenel yüklerin cıvata dayanımına olan oranı
R_b	: Kesme yüklerinin cıvata dayanımına olan oranı
R_s	: Bükülme momenti yüklerinin cıvata dayanımına olan oranı
δ	: Flanşın yoğunluğu(kg/m ³)



1. GİRİŞ

Mühendislik tasarımı alanında silindirik gövdelerin montajı; detaylara, yapısal bütünlüğe ve kaynakların verimli kullanımına titizlikle dikkat edilmesini gerektiren yaygın ancak bir o kadar da kritik bir görevdir. Bağlantı elemanları, özellikle de cıvatalar, bu tür montajların stabilitesini ve güvenilirliğini sağlamada çok önemli bir rol oynar. Cıvataların sayısının, boyutunun ve geometrik konfigürasyonunun doğru seçilmesi, silindirik yapıların genel performansını ve güvenliğini önemli ölçüde etkiler. Bu bağlamda bu tez kapsamında, silindirik gövdelerdeki cıvatalı bağlantılarla ilişkili parametreleri optimize etmek için MATLAB arayüzünü kullanarak bir kod yazılmış ve çeşitli durumlar için ABAQUS yazılımıyla doğruluğu sınanmıştır.

Mühendislik uygulamaları geliştikçe ve endüstriler daha fazla verimlilik ve sürdürülebilirlik için çabaladıkça, sağlam tasarım metodolojilerine duyulan ihtiyaç giderek daha belirgin hale gelmektedir. Cıvatalı bağlantılar, çeşitli bileşenleri bir arada tutmada kilit görevi üstlenen yapı mühendisliğinin temel bir yönünü temsil eder. Cıvata sayısı, boyutu ve flanş geometrisinin optimizasyonu, kapsamlı bir yaklaşım gerektiren karmaşık bir zorluktur. Geleneksel yöntemler genellikle tekrarlayan süreçleri ve manuel hesaplamaları içermekte, bu da zaman alıcı çabalara ve optimal olmayan sonuçlara yol açmaktadır.

Bu araştırmanın arkasındaki motivasyon, silindirik gövdelerdeki cıvatalı bağlantılar için tasarım sürecini kolaylaştırma ve geliştirme zorunluluğundan kaynaklanmaktadır. Sayısal hesaplama yetenekleriyle tanınan bir platform olan MATLAB'ın hesaplama gücü ve çok yönlülüğünden yararlanarak, cıvataların optimizasyonunu otomatikleştiren verimli ve kullanıcı dostu bir araç geliştirmek amaçlanmaktadır. Bu araç sadece tasarım sürecini hızlandırmakla kalmayacak, aynı zamanda çeşitli yük senaryolarını, malzeme özelliklerini ve üretim kısıtlamalarını göz önünde bulundurarak karmaşık tasarım alanlarını keşfetmek için yollar açacaktır.

Bu araştırmanın önemi, mühendislere karar verme sürecini hızlandıran ve yapıların genel güvenilirliğini artıran gelişmiş bir araç sunarak silindirik gövdelerdeki cıvatalı bağlantıların tasarımında ve optimizasyonunda ilerleme potansiyelinde yatmaktadır. Bu çalışma, hesaplama maliyeti açısından yüklü ve yoğun zaman alan bir görevin

otomasyonuna katkıda bulunarak, tasarım sürecini kolaylaştırmayı ve cıvatalı bağlantıların gerçek dünya uygulamalarının doğasında bulunan karmaşıklıkları göz önünde bulundururken sıkı performans kriterlerini de karşılamasını sağlamayı amaçlamaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin temel amacı, silindirik gövdelerin montajında cıvatalı bağlantıların kritik yönlerini optimize etmek için özel olarak tasarlanmış bir tasarım aracı geliştirerek mühendislik alanına katkıda bulunmaktır. Özellikle cıvata sayısı, boyutu ve flanş geometrisinin optimizasyonuna odaklanılarak, silindirik montajlarda yapısal bütünlük, güvenilirlik ve performansın önemli bir yönü ele alınmaktadır. Bu araştırma, mühendislere ve tasarımcılara cıvatalı bağlantılarla ilgili karmaşık karar verme sürecini kolaylaştıran yenilikçi bir araç sağlayarak tasarım metodolojilerindeki boşlukları kapatmaya çalışmaktadır.

Genel amaç; makine, altyapı ve imalat dahil olmak üzere çok çeşitli mühendislik uygulamalarında temel bir rol oynayan silindirik gövdelerdeki cıvatalı bağlantıların tasarımının verimliliğini ve etkinliğini artırmaktır. Tez, kapsamlı bir tasarım çözümü sunarak, kullanıcıların cıvata seçimi ve konfigürasyonu ile ilgili bilinçli kararlar vermelerini sağlamayı ve sonuçta silindirik gövde montajlarının genel yapısal performansını, güvenliğini ve maliyet etkinliğini artırmayı amaçlamaktadır.

Bu araştırma, optimizasyon algoritmalarının ve matematiksel modellerin sistematik bir şekilde incelenmesi yoluyla, çok amaçlı optimizasyon fonksiyonlarını ele alabilen kullanıcı dostu bir tasarım aracının geliştirilmesini amaçlamaktadır. Önerilen aracın malzeme özellikleri, yük koşulları ve üretim kısıtlamaları gibi çeşitli kısıtlamaları ve gereksinimleri dikkate alması beklenmektedir. Tasarım aracının pratik uygulaması, farklı silindirik gövde montaj senaryoları için cıvata konfigürasyonlarını optimize etmedeki etkinliğini doğrulayan analiz çalışmaları ile gösterilecektir.

Özetle, bu tezin amacı, mühendislik camiasına güvenilir ve pratik bir araç sunarak, profesyonel kullanıcıların silindirik gövdelerdeki cıvatalı bağlantıların tasarımında bilinçli kararlar almalarını sağlamak ve böylece yapısal optimizasyon ve tasarım metodolojisindeki son teknolojiyi ilerletmektir.

1.2 Tezin İçeriği

Bu tezin içeriğinde ilk adımda giriş kısmıyla tezin amacı, arkasındaki motivasyonu ve önemi açıklanmıştır. İlerleyen bölümlerde sırasıyla literatür araştırması, metodoloji, doğrulamalar, kullanıcı arayüzü ve sonuçlar kısımları yer almaktadır. Bu kısımlarda öncelikle cıvatalar, flanş içeren silindirik yapılar, optimizasyon ve sonlu elemanlar yöntemleri hakkında açıklamalara yer verilmiştir. Daha sonra tez çalışmaları sırasında nasıl bir yolun izlendiği detaylı şekilde açıklanacaktır. Bu alışmaları doğrulamak için hangi yöntemlere başvurulduğu da detaylandırıldıktan sonra sonuçlar bölümüyle tezden hangi kazanımların elde edildiği belirtilmiştir.



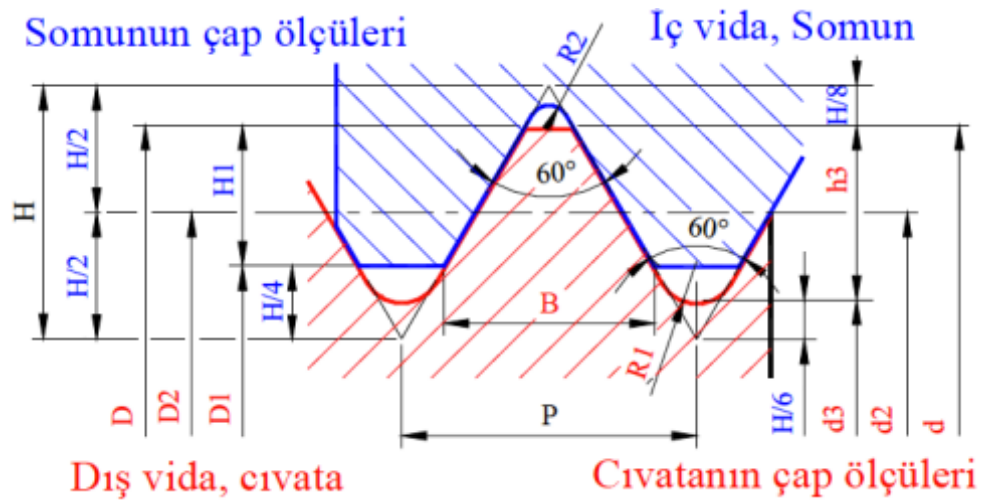


2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Cıvatalar

Cıvatalar, makine mühendisliğinin çetrefilli dünyasında çok önemli parçalar olarak yer alır. Sıradan bileşenler olmaktan çok uzak olan cıvatalar, ekipman ve konstrüksiyon dünyasını bir arada tutan ürünlerdir. Önemleri; güvenilir ve güçlü bağlantılar sağlama, çok sayıda uygulama boyunca denge ve yapısal bütünlük sunma potansiyellerine bağlıdır. Cıvataların makine mühendisliğindeki önemini anlamak için, çeşitli kullanımlarını araştırmak, tarihsel evrimlerini idrak etmek ve onları vazgeçilmez kılan eşsiz çalışma fikirlerini tanımak önemlidir.

Cıvataların diş yapıları, üretildikleri standartlara göre değişiklik göstermektedir. Mühendislik sektöründe genel olarak DIN veya ISO standartlarına uygun olarak üretilmiş metrik veya inç cıvatalar tercih edilmektedir [1]. Bunun yanında cıvata dişinin ince ve kalın diş olmak üzere farklı çeşitleri bulunmaktadır. Cıvataların ve somunların diş ölçülerinin tanımlanmasında kullanılan ölçüler Şekil 2.1’de verildiği gibidir. Cıvatalar dişleriyle sınıflandırıldığı gibi kafalarının şekilleriyle de sınıflandırılmaktadır. Şekil 2.2’de bu sınıflandırma standartları ile birlikte verilmiştir. Cıvataları sınıflandırma yöntemlerinden biri de kalitesine göre sınıflandırmaktır. Bu sınıflandırma yöntemi Çizelge 2.1’de görülmektedir.



Şekil 2.1 : Cıvataların diş ölçüleri

No	Parçanın resmi	Tanımı	DIN/ISO	TSE	Piyasada bulunan standart büyüklükler
1.		Altıköşe cıvata Yarım paso	DIN 931 EN ISO 4014 EN ISO 4753	TS 1021/4	M5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20
2.		Altıköşe cıvata İnce diş, Yarım paso	DIN 960 EN ISO 8765 EN ISO 4753		M8, 10, 12, 14, 16, 18, 20
3.		Altıköşe cıvata Tam paso	DIN 933 EN ISO 4753	TS 1021/2	M5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20
4.		Altıköşe cıvata Tam paso	EN ISO 4017 EN ISO 4753		M5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20
5.		Altıköşe cıvata İnce diş, Tam paso	DIN 961 EN ISO 8676 EN ISO 8765 EN ISO 4753		M8, 10, 12, 14, 16, 18, 20
6.		Altıköşe cıvata Yarım paso, Normal diş UNC	ASME B18.2.1		¼ ; 5/16 ; 3/8 ; 7/16 ; ½ ; 9/16 ; 5/8 ; 3/4
7.		Altıköşe cıvata Yarım paso, İnce diş UNC	ASME B18.2.1		¼ ; 5/16 ; 3/8 ; 7/16 ; ½ ; 9/16 ; 5/8 ; 3/4
8.		İnbus cıvata Yarım paso	DIN 912 EN ISO 4762		M5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20
9.		İnce kafa inbus cıvata Yarım paso	DIN 7984		M5, 6, 8, 10, 12
10.		Havşa başlı inbus cıvata, Yarım paso	DIN 7991 EN ISO 10642		M5, 6, 8, 10, 12
11.		Bombe başlı inbus cıvata	ISO 7380		M5, 6, 8, 10, 12
12.		Flanşlı altıköşe cıvata	DIN 6921 DIN 1665 ISO 4162 EN 1662		M5, 6, 8, 10, 12, 14, 16

Şekil 2.2 : Cıvata kafalarının sınıflandırılması

Çizelge 2.1 : Kalitesine Göre Cıvatalar

Kalite	Akma Dayanımı (%0.2) (MPa)	Kopma Dayanımı(MPa)
A2-A4	450(Ortalama)	700
8.8	640	830
10.9	940	1040
12.9	1100	1220

2.1.1 Cıvataların önemi

Makine mühendisliğinde cıvataların önemi tartışılmazdır. Bu basit olarak bilinen bağlantı elemanları, herhangi bir mekanik şekil veya sistemin omurgasıdır ve oldukça fazla sayıda kuvvete ve çevresel koşullara dayanmak için zorunlu güç ve dengeyi sağlar. Cıvatalar, karşılaştıkları zorluklar ne olursa olsun, faktörlerin güvenli bir şekilde monte edilmesini ve çalışır durumda kalmasını sağlayarak güvenilirliğin mimarları olarak kabul edilirler.

Yapısal mühendislikte cıvatalar; binaların, köprülerin ve farklı altyapıların geliştirilmesinde çok önemli bir rol oynar. Bu bağlantıların güvenilirliği, tüm yapının güvenliğini ve sağlamlığını büyük oranda etkiler. Ekipman ve mekanik sistemler alanında cıvatalar, motorların, dişli kutularının ve bir dizi değişen parçanın buluşmasını kolaylaştıran, yönleri birbirine bağlayan yapıştırıcıdır [4]. Cıvatalar aracılığıyla sağlanan modülerlik ve çok yönlülük, standartlaştırılmış bileşenlerden karmaşık yapıların oluşturulmasına olanak tanıyarak tasarım, üretim ve bakım süreçlerinde etkinliği artırır.

Mekanik işlevlerinin ötesinde, cıvatalar projelerin parasal ve lojistik etkinliğine katkıda bulunur [5]. Standartlaştırılmış boyutları ve özellikleri, üretim stratejilerini basitleştiren ve maliyetleri düşüren değiştirilebilirliği mümkün kılar. Cıvatalar ayrıca, koruma ve geri birleşim işlemleri için ayrılmaz olan sökme ve yeniden takma kolaylığını kolaylaştırır, böylece mekanik sistemlerin ömrünü uzatır.

2.1.2 Cıvataların kullanımı

Cıvataların kullanım amaçları, makine mühendisliğinin kendi alanı kadar çoktur. Otomobil endüstrisinde cıvatalar, motor ve şanzımanlardan şasi bileşenlerine kadar her şeyi güvence altına alarak araçların yapım aşamasının tamamında katkıda bulunur [6]. Havacılık ve uzay mühendisliği, hassasiyet ve güvenilirliğin çok önemli olduğu uçak ve uzay araçlarının yapısal bütünlüğünü sağlamak için cıvatalara yakından bağlıdır [7]. Cıvataların standardize olması güvenilirlik adına çok büyük bir avantaj sağlamaktadır. Bu avantaj, deneme veya test sayıları görece az ve maliyeti yüksek olan sistemlerde çok rahat bir şekilde görülebilir. Havacılık ve uzay alanında en önemli kıstaslardan biri olan kütleyi fazla artırmadan, sağlam bir şekilde iki ya da daha fazla malzemeyi bir arada tutmak, cıvataları bu alanda hali hazırda en çok kullanılan standardize ürünlerden biri yapmıştır [7].

Cıvataların kullanımı statik ve dinamik sistemlerin her birine uzanır. Statik yapılarda, cıvatalar sabit bileşenlerin yükünü taşıyarak yapılara ve altyapıya denge sağlar. Dönen makineler gibi dinamik sistemlerde, cıvatalar yüzlerce farklı zorlukla karşı karşıyadır. Her bir hizmetin özel gereksinimlerini anlamak, uygun cıvata türüne karar vermenin ve bunların uygun şekilde monte edilmesini sağlamanın ayrılmaz bir parçasıdır [8].

Son yıllarda, üstün maddelerin ve üretim teknolojilerinin yaratılmasıyla, cıvatalar yükselen alanlarda yeni işlevler görmüştür. Örneğin robotikte, hassasiyetin ve hafif taslağın gerekli olduğu yerlerde, özel cıvatalar çevik ve çevre dostu sistemlerin geliştirilmesine katkıda bulunur [9]. Cıvata taslaklarının ve maddelerinin durmak bilmeyen evrimi, makine mühendisliğinin sürekli genişleyen ufkunu göstermektedir.

2.1.3 Cıvataların tarihi

Cıvataların kayıtları, teknolojik ilerlemeyi ve mühendislik zihinlerinin yaratıcılığını yansıtan bir tür zaman yolculuğu gibidir. Cıvatalar, en basit halleriyle, ilk inşaatçıların ve zanaatkarların inşaat ve marangozlukta basit sabitleme birimlerini kullandıkları tarihi örneklerden beri var olmuştur [10].

Sanayi devrimi, cıvata üretimi için bir devrime işaret etmiştir. Ekipmanların ve seri üretim tekniklerinin kullanılmaya başlanmasıyla birlikte cıvatalar ilk kez standart hale gelmiştir. Bu standardizasyon, cıvata ve somunların farklı uygulamalarda birbirinin yerine kullanılabilmesine olanak tanıyan çok önemli bir gelişme olmuştur. Standart boyutlar ve dış özellikleri üretim yaklaşımlarını kolaylaştırmış ve çeşitli sektörlerde cıvataların kullanımına muazzam derecede katkıda bulunmuştur [11].

20. yüzyılın başları, alaşımlı çeliklerin ve sıcaklıkla sertleştirme süreçlerinin kullanılmaya başlanmasıyla benzer gelişmelere sahne olmuştur. Bu gelişmeler, cıvataların enerjisini ve sağlamlığını önemli ölçüde güçlendirerek daha büyük kütlelere ve daha rahatsız edici koşullara dayanmalarını sağlamıştır. Malzeme bilimi ilerledikçe, cıvatalar için malzeme seçimi, her biri hassas çevresel ve faydalı gereksinimlere göre özel olarak üretilmiş çeşitli alaşımlar ve kaplamalardan oluşacak şekilde genişlemiştir [12].

2.1.4 Cıvataların çalışma prensipleri

Bir cıvatanın performansının kalbinde, bir sıkıştırma kuvveti oluşturmak için uygulanması gereken ön tork yatmaktadır. Cıvataların çalışma standartları, elastik

deformasyon yoluyla ön gerilme yaratma potansiyelleriyle karmaşık bir şekilde bağlantılıdır. Bir cıvata sıkıldığında, yönetilebilir bir gerilmeye maruz kalır ve bir ön yükleme (ön gerilme ya da ön tork) geliştirir. Bu ön yük, cıvatanın dış kuvvetlere karşı koyabilmesi ve mafsallın bütünlüğünü koruyabilmesi için gereklidir [13].

Bir cıvatayı sıkma prosedürü, tercih edilen ön yüke ulaşmak için dikkatli bir şekilde tork kullanılmasını içerir. Yetersiz tork, operasyonel yükler altında olası arızalara yol açacak şekilde bağlantıların çözülmesine de neden olabilir. Diğer yandan, aşırı tork aşırı yüklenmeye yol açarak cıvatanın akmasına veya bağlantılı parçaların bozulmasına neden olabilir. En mükemmel stabiliteyi elde etmek, cıvatanın karakteristiğini, bağlantının özelliklerini ve uygulamanın benzersiz gereksinimlerini kavramayı gerektiren önemli bir süreçtir [14].

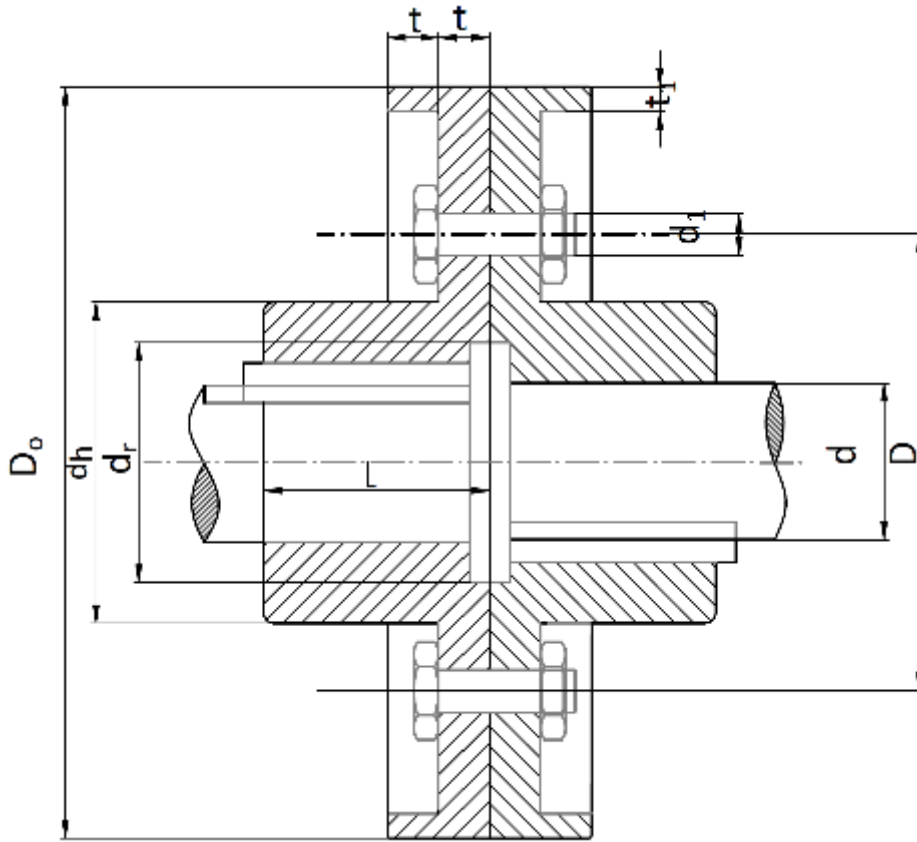
Cıvata bağlantılarında ön yüklemenin önemi tartışılmazdır. Bu yapıyı doğru yorumlayabilmek için mühendislerin sürtünme katsayısı, diş tasarımı ve cıvata ile bağladığı maddeler arasındaki etkileşim gibi unsurları göz önünde bulundurması gerekir [15].

Ön yüke ek olarak, cıvatanın kendi tasarımı da çok önemlidir. Örneğin dişler, cıvatanın boyutunun yanı sıra sıkıştırma basıncının yapının geneline eşit olarak dağıtılmasında büyük bir rol oynar. Diş aralığı, profili ve geçme boyutu, cıvatalı bağlantının genel performansı üzerinde etkisi olan unsurlardır. Bu kavramların anlaşılması, makine mühendisliği uygulamalarında güvenilir ve uzun ömürlü bağlantıların gerçekleştirilmesi için vazgeçilmezdir [16].

Sonuç olarak cıvatalar, farklı unsurları birleştiren ve yapıların, makinelerin ve sistemlerin performansının temelini oluşturan sağlamlığı sağlayan makine mühendisliğinin kahramanlarıdır. Cıvataların kayıtlardaki tarihsel gelişimi; mühendislik uygulamalarının, malzemelerin ve üretim teknolojilerinin durmaksızın evrimini tek bir ürünle gösterebilmektedir. Cıvataların endüstrilerdeki çeşitli kullanımları, günümüz mühendisliğindeki uyarlanabilirliklerini ve vazgeçilmezliklerini vurgular. Elastik deformasyon ve tork uygulama fiziğine dayanan çalışma prensipleri, cıvataların etkili bir şekilde kullanılması için gereken hassasiyet ve bilginin altını çizmektedir. Makine mühendisliği ilerlemeye devam ettikçe, cıvatalar zamansız ve önemli bir bileşen olmaya devam etmekte ve sessizce inşa edilen dünyanın dayanıklılığını ve esnekliğini sağlamaktadır.

2.2 Flanş İçeren Silindirik Yapılar

Flanşlı silindirik gövdeler, çeşitli mühendislik alanlarında kapsamlı uygulamalar bulan farklı ve hayati bir mekanik bileşen sınıfını temsil eder. Örnek bir yapı Şekil 2.3'te görülmektedir. Genellikle boru şekilleri ve uçlarında flanşların bulunması ile karakterize edilen bu bileşenler, yapısal bütünlüğün sağlanmasında, bağlantıların kolaylaştırılmasında ve mekanik sistemlerin işlevselliğinin artırılmasında çok önemli bir rol oynamaktadır. Flanşlı bu tür silindirik gövdelerin dikkate değer bir örneği, tasarımlarının uzay görevlerinin başarısı için çok önemli olduğu roket aşamalarında görülmektedir [4].



Şekil 2.3 : Flanş içeren silindirik yapılara bir örnek

2.2.1 Flanş içeren silindirik yapıların makine mühendisliğindeki önemi

Flanşlı silindirik gövdeler, yapıların, makinelerin ve havacılık sistemlerinin tasarımına ve montajına önemli ölçüde katkıda bulunarak makine mühendisliğinde temel unsurlar olarak hizmet eder. Bu bileşenlerin önemi, yükleri verimli bir şekilde iletme, dış kuvvetlere direnme ve çeşitli alt sistemlerin veya bileşenlerin bağlanması için bir platform sağlama yeteneklerinde yatmaktadır [17].

2.2.2 Mekanik sistemlerde kullanımı

Genellikle tüp şeklinde olan bu silindirik gövdeler sayısız mekanik sistemde kullanılmaktadır. Roket gövdeleri bağlamında; tahrik sistemlerini, yakıt tanklarını ve diğer kritik bileşenleri barındıran yapısal çerçeveyi oluştururlar. Bu silindirlerin uçlarındaki flanşlar, ek aşamaların veya faydalı yüklerin eklenmesine olanak tanıyan bağlantı noktaları olarak işlev görür [18]. Flanşlı silindirik gövdelerin modüler yapısı, uzay araştırmaları için çok aşamalı roketlerin yapımını mümkün kılarak havacılık ve uzay mühendisliğinde özellikle avantajlıdır [17]. Bir roketin her aşaması tipik olarak silindirik bir gövdeden oluşur ve flanşlar bu aşamaların birbirine bağlanmasında kilit rol oynar. Bu modüler tasarım, kullanılmış aşamaların sırayla fırlatılmasına olanak tanıyarak uzaya hızlandırılması gereken toplam kütleyi azaltır. Flanşlar sadece fırlatmanın yoğun kuvvetleri sırasında yapısal bütünlüğü sağlamakla kalmaz, aynı zamanda aşamaların hassas bir şekilde hizalanmasını ve bağlanmasını kolaylaştırarak uzay görevinin genel başarısına ve verimliliğine katkıda bulunur [19]. Sıvı taşıma sistemlerinde de genellikle hayati önem taşıyan boru şeklindeki gövdeler, temel bağlantılar için uçlarında flanşlara sahiptir. Sıvı taşıyan borular gibi işlevlerde, flanşlar sıkıca kapalı birleştirmeyi kolaylaştırarak yapısal bütünlüğü, sızdırmazlığı ve bakım kolaylığını sağlar. Silindirik gövdeler ve flanşların bu toplamı, çeşitli mekanik sistemlerde çok önemli bir işlev görür ve akışkan dinamiği, yapısal stabilite ve pek çok mühendislik bileşeninin sorunsuz işleyişindeki büyüklüklerini gösterir [20].

Özetle, flanşlı silindirik gövdeler makine mühendisliği alanında ayrılmaz bileşenlerdir ve çeşitli uygulamalarda çok yönlülük ve uyarlanabilirliği örneklemektedir. Roket kademelerindeki varlıkları, uzay araştırmalarının taleplerinin sağlam ve güvenilir yapısal çözümler gerektirdiği havacılık ve uzay mühendisliğindeki önemli rollerini göstermektedir [21]. Teknoloji ilerledikçe, bu bileşenlerin sürekli olarak iyileştirilmesi hem havacılık hem de uzay endüstrisi içinde ve ötesinde mekanik tüm sistemlerde daha da verimli ve yenilikçi tasarımlara katkıda bulunacaktır [22].

2.3 Makine Mühendisliğinde Optimizasyon

Makine mühendisliğinin dinamik dünyasında optimizasyon çok önemli bir rol oynamakta ve daha güçlü verimlilik, hassasiyet ve inovasyonun arkasındaki sağlam güç olarak hizmet etmektedir. Bu eksiksiz araştırma, optimizasyonun çok yönlü dünyasında gezinerek önemini, çeşitli uygulamalarını, tarihsel gelişimini, çalışma

prensiplerini, türlerini ve makine mühendisliği konusundaki etkisini ilerleten son teknoloji uygulamayı aydınlatmaktadır.

2.3.1 Makine mühendisliğinde optimizasyonun önemi

Makine mühendisliğinde optimizasyon artık sadece teknik bir konu değil; inovasyonun, verimliliğin ve büyümenin kalp atışıdır. Özünde optimizasyon, erişilebilir kaynaklardan en fazla avantajı elde etmek için çabalayan mükemmellik arayışını temsil eder. Önemi, planlamadan üretime, bakımdan sürdürülebilirliğe kadar makine mühendisliğinin her unsurunda kendini gösterir.

Tasarım aşamasında optimizasyon, yapıların ve elemanların maliyet, ağırlık ve malzeme sınırlamaları gibi kısıtlamalara bağlı olarak uygulanabilir genel performansın en yükseğini elde etmesini sağlar. Örneğin, otomobil mühendisliğinde, hafif ancak yapısal olarak sağlam bileşenleri düzenlemek için optimizasyon yöntemleri kullanılır ve güvenlikten ödün vermeden yakıt etkinliğini artırır [23].

Optimizasyon, üretim maliyetlerini sınırlamak, israfı azaltmak ve ortak çıktıyı artırmak için operasyonları kolaylaştırdığı üretim süreçlerinin hepsinde eşit derecede önemlidir. Kaynakların çevre dostu tahsisi, özel zamanlama ve uyarlanabilir yönetim yapıları, havacılıktan müşteri elektroniğine kadar çeşitli sektörlerde örneklenen optimizasyon standartlarının üretimde nasıl devrim yarattığını örneklemektedir [23].

Mühendislikte sürdürülebilirlik arayışı, çevresel etkiyi en aza indirmeye odaklanarak çok önemli bir hedef haline gelmiştir. Optimizasyon, enerji tasarruflu sistemler tasarlayarak, malzeme tüketimini azaltarak ve uzun ömürlü ürünler geliştirerek bu amaca ulaşmada çok önemli bir işlev görmektedir [23].

2.3.2 Mekanik sistemlerde optimizasyon kullanımı

Mekanik yapılarda optimizasyon uygulaması çok yönlüdür ve çok sayıda mühendislik alanı boyunca geniş bir zorluk yelpazesini ele alır. Yapısal tasarımdan termal analize, akışkanlar dinamiğine ve kontrol sistemlerine kadar optimizasyon yöntemleri, performans, güvenilirlik ve verimliliği arttırmak isteyen mühendisler için yararlı ekipmanlar olarak hizmet vermektedir [23].

- **Yapısal Tasarım**

Optimizasyonun temel işlevlerinden biri yapısal tasarımda yatmaktadır. Mühendisler, bileşenlerin en uygun geometrisine ve malzeme dağılımına karar vermek için optimizasyon algoritmaları atayarak, yapıların ağırlığı en aza indirirken operasyonel zorluklarla yüzleşmesini sağlar. Havacılık ve uzay endüstrisinde bu durum, yapısal optimizasyonun güç, ağırlık ve aerodinamik verimlilik arasındaki ince dengeye ulaşılmasına katkıda bulunduğu uçak bileşenlerinin diyagramı aracılığıyla örneklendirilir [24].

- **Malzeme Seçimi**

Optimizasyon; güç, dayanıklılık ve maliyet etkinliği gibi unsurları göz önünde bulundurarak benzersiz uygulamalar için maddelerin belirlenmesine yardımcı olur. Örneğin, hafif maddelerin yakıt verimliliği için temel olduğu otomobil sektöründe, optimizasyon yöntemleri, ağırlığı en aza indirirken tercih edilen mekanik kalıntıları elde etmek için alaşımların ve kompozitlerin çözünürlüğünü bilgilendirir [24].

- **Termal Analiz**

Termal analizde optimizasyon, ısıyı etkin bir şekilde dağıtan yapıların grafiğini çizmek için kullanılır. Bu, özellikle aşırı ısınmanın arızalara yol açabileceği dijital ünitelerde hayati önem taşır. Optimizasyon stratejileri, sıcaklık dağıtım mekanizmalarının, termal arayüzlerin ve soğutma sistemlerinin diyagramını oluşturarak dijital özelliklerin sıcaklık sınırları içinde çalışmasını sağlar [24].

- **Akışkan Dinamiği**

Optimizasyon, akışkanlar dinamiğinde etkilidir; sürüklenmeyi azaltmak ve verimliliği en üst düzeye çıkarmak için kanatlar, pervaneler ve değirmenler gibi unsurların taslağını şekillendirir. Otomobil endüstrisinde, araçların aerodinamiğini geliştirmek, benzin tüketimini azaltmak ve olağan performansı artırmak için optimizasyon stratejileri kullanılır [24].

- **Kontrol Sistemleri**

Kontrol sistemlerinin optimizasyonu, mekanik sistemlerin yanıt verebilirliğini ve kararlılığını artırır. Örneğin endüstriyel otomasyonda, optimizasyon algoritmaları kontrol parametrelerinin ince ayarını yapmak için kullanılır ve üretim süreçlerinin

daha spesifik ve çevre dostu çalışmasını sağlar. Robotikte optimizasyon, uyarlanabilir yönetim stratejilerinin geliştirilmesine katkıda bulunarak robotların görevlerini doğruluk ve verimlilikle yerine getirmesini sağlar [24].

2.3.3 Optimizasyonun tarihçesi

Optimizasyonun kökleri, resmi matematiksel çerçeveler dışında, zanaatkarların ve inşaatçıların yapıları ve makineleri bir araya getirmek için en çevre dostu yöntemleri aradıkları tarihi uygarlıklara kadar uzanmaktadır. Ancak optimizasyonun bilimsel bir öz disiplin olarak resmileşmesi yirminci yüzyılda matematik, hesaplama ve mühendislik alanlarındaki gelişmelerle ivme kazanmıştır [25].

Tarihi Roma mimarisindeki kemerlerin inşası gibi ilk insan çabaları, yapısal optimizasyonun sezgisel bir kavrayışını yansıtmaktadır. Yararlı kaynak kullanımında etkinlik arayışı, artık açıkça resmileştirilmemiş olsa da optimizasyon ilkelerinde gelecekteki eğilimlere zemin hazırlamıştır [25].

Bilgisayar sistemlerinin 20. yüzyılın ortalarında kullanılmaya başlanması optimizasyon için devrimsel bir dönem oldu. Hesaplama gücünün imkân sağladığı sayısal algoritmalar, mühendislerin karmaşık sorunları daha önce duyulmamış bir hassasiyetle çözmelerine olanak tanıdı. Optimizasyonla yakından ilişkili bir alan olan yöneylem araştırması, İkinci Dünya Savaşı boyunca lojistik, yardım tahsisi ve stratejik karar verme alanlarında işlevler belirleyerek optimizasyonun gerçek dünya senaryolarındaki gerçekçi etkisini ortaya koymuştur [26].

Hesaplama yetenekleri gelişmeye devam ettikçe, optimizasyon stratejileri daha sofistike hale gelmiştir. Hedef özelliklerin doğrusal eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamalarına göre optimize edilmesine yönelik matematiksel bir teknik olan doğrusal programlamanın geliştirilmesi yeni sınırlar açmıştır. Bu, doğrusal olmayan, dinamik ve çok amaçlı problemlerle ilgilenmesi gereken ekstra üstün optimizasyon algoritmalarının temelini atmıştır [26].

Yirminci yüzyılın ikinci aşaması ve yirmi birinci yüzyılın başları, optimizasyonun bir dizi mühendislik disiplinine entegrasyonuna tanık oldu. Sonlu elemanlar analizi (FEA), mühendislerin karmaşık yapıların davranışını simüle etmelerine ve tasarımları yinelemeli olarak iyileştirmelerine izin vererek yapısal optimizasyonda bir mihenk taşı haline geldi. Sayısal yöntemlerdeki gelişmelerle birlikte optimizasyon yazılımının

ortaya çıkışı, optimizasyonun kullanımını yaygınlaştırarak daha geniş bir mühendis ve araştırmacı kitlesinin kullanımına sunmuştur [26].

2.3.4 Optimizasyonun çalışma prensipleri

Makine mühendisliğinde optimizasyonun çalışma standartları matematiksel modelleme, algoritmalar ve yinelemeli iyileştirmeye (ing. Iterative Refinement) dayanır. Optimizasyon prosedürü, göz önünde bulundurulan cihaz veya taslağa özgü hedeflerin ve kısıtlamaların tanımlanmasıyla başlayan çok sayıda önemli adımı içerir [27].

- **Matematiksel Modelleme**

Optimizasyonun ilk adımı, tasarım değişkenleri (ing. Design variables) ile tercih edilen amaç fonksiyonları (ing. Objective function) arasındaki ilişkiyi temsil eden matematiksel bir model oluşturmaktır. Bu model, makineyi yöneten mühendislik fikirlerini kapsar ve mühendislerin tasarım seçeneklerinin performans üzerindeki etkisini ölçmelerine izin verir [27].

- **Amaç Fonksiyonları ve Kısıtlamalar**

Optimizasyon temel olarak, bir hedef bir dizi kısıtlamaya maruz bırakılan fonksiyonunu minimize veya maksimize eden grafik değişkenleri kümesini keşfetmekle ilgilidir. Amaç fonksiyonu, maliyeti en aza indirmek, performansı en üst düzeye çıkarmak veya belirli bir yapısal verimliliği gerçekleştirmek gibi mühendislerin optimize etmeye çalıştığı metriği temsil etmektedir [27].

- **Optimizasyon Algoritmaları**

Format alanını keşfetmek ve en kaliteli çözümleri seçmek için klasik stratejilerden günümüz üst düzey yaklaşımlarına kadar sayısız optimizasyon algoritması kullanılır. Kademeli azalma (ing. Steepest decent) ve Newton yöntemi gibi gradyan tabanlı yöntemler, optimizasyon dünyasında verimli bir şekilde gezinmek için matematiksel türevlerden yararlanır. Evrim (genetik algoritmalar), parçacık sürüsü davranışı (parçacık sürüsü optimizasyonu) veya benzetimli tavlama gibi bitkisel stratejilerle uyarılan sezgisel algoritmalar; karmaşık, doğrusal olmayan optimizasyon problemlerine sağlam seçenekler sunar [27].

- **Yinelemeli İyileştirme (ing. Iterative Refinement)**

Optimizasyon işlemleri doğası gereği yinelemelidir. Bir başlangıç tasarım değişkenler kümesi seçildikten sonra, optimizasyon algoritması çözümü ardışık iterasyonlar yoluyla iyileştirir. Her nesil, tasarımı en etkili çözüme yaklaştırır ve tasarım değişkenlerdeki değişikliklerin hedef özelliği ve kısıtlamaları nasıl etkilediğini anlamak için düzenli olarak duyarlılık değerlendirmesi (ing. Sensitivity analysis) kullanılır [27].

2.3.5 Makine mühendisliğinde optimizasyon türleri

Makine mühendisliğindeki sayısız zorluk, her biri kesin hedeflere ve kısıtlamalara göre özel olarak tasarlanmış çeşitli optimizasyon teknikleri gerektirir. Her biri tasarım ve performans arasındaki dengeye odaklanmış birkaç temel optimizasyon türü mevcuttur.

- **Topoloji Optimizasyonu**

Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım içinde en kullanışlı geometri dağılımına karar vermeye odaklanır. Topoloji optimizasyonu, kritik olmayan alanlardan malzemeleri iteratif olarak çıkarırken, bütünleyici bölgeleri güçlendirerek, minimum ağırlığa sahip yapısal olarak verimli tasarımlar oluşturur. Bu strateji, yapısal bütünlükten ödün vermeksizin ağırlık indiriminin çok önemli olduğu havacılık ve uzay bileşenlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır [28].

- **Parametre Optimizasyonu**

Parametre optimizasyonu, kısıtlamalara bağlı kalarak en güvenilir genel performansı elde etmek için tasarım değişkenlerinin ayarlanmasını içerir. Bu tür bir optimizasyon, mühendislik süreçlerinde sıkça görülür; boyutlar, malzeme özellikleri veya üretim toleransları gibi parametreler sistem kriterlerini karşılamak için optimize edilir. Örneğin, otomobil endüstrisinde, yapısal bileşenlerin boyutlarını ve maddelerini ayarlayarak çarpışmaya dayanıklılığını iyileştirmek için parametre optimizasyonu sıkça kullanılır [28].

- **Çok Amaçlı Optimizasyon**

Birbiriyle çelişen birkaç hedefin aynı anda optimize edilmek istendiği durumlarda, çok amaçlı optimizasyon devreye girer. Bu, Pareto Diyagramı (ing. Pareto Front) olarak

kabul edilen ve farklı hedefler arasındaki değiş tokuşları temsil eden bir dizi çeşitliliğin keşfedilmesini gerektirir. Ürün tasarımında, çok amaçlı optimizasyon ayrıca, maliyeti en aza indirirken genel performansı en üst düzeye çıkarmak gibi çelişkili hayallerin üstesinden gelebilir, bu da karar verecek olanlar için çeşitli alternatifler oluşturmaktadır [28].

- **Gürbüz (ing. Robust) Optimizasyon**

Gürbüz optimizasyon, gerçek dünya koşullarına dayanıklı tasarımlar oluşturmak için tasarım parametrelerindeki belirsizliklerin ve çeşitliliklerin etkisini dikkate alır. Bu tür bir optimizasyon, üretim süreçlerindeki, çevresel koşullardaki veya malzeme özelliklerindeki değişimlerin performans üzerinde etkili olabileceği işlevlerde hayati önem taşır. Örneğin, sağlık cihazlarının tasarımında gürbüz optimizasyon, cihazların çeşitli hastaların farklı koşulları altında güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlar [28].

2.3.6 Optimizasyon için hesaplama araçları ve yazılımları

Makine mühendisliğinde optimizasyon uygulamaları, son teknoloji hesaplama ekipmanlarının ve yazılımlarının geliştirilmesiyle büyük ölçüde kolaylaştırılmıştır. Bu ekipmanlar, mühendislerin gerçek dünya problemlerinde üstün optimizasyon algoritmalarını takip etmelerini sağlayarak karmaşık plan alanlarının keşfedilmesine ve çözümlerin belirlenmesine olanak tanır.

- **Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) Yazılımı**

Sonlu Elemanlar Analizi yazılım programı, yapısal optimizasyonda bir mihenk taşıdır. Mühendislerin bir dizi yükleme koşulu altında karmaşık yapıların davranışını modellemesine ve simüle etmesine olanak tanır. FEA yazılım programı, tasarım değişkenlerindeki ayarlamaların yapısal performans üzerinde nasıl bir etkiye sahip olduğuna dair değerli bilgiler sunarak optimizasyon sürecinde yinelemeli iyileştirmeyi kolaylaştırır [29].

- **Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Yazılımı**

Akışkanlar dinamiği ve termal analizde, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği optimizasyon yazılımları çok önemli bir rol oynar. CFD araçları, mühendislerin akışı, sıcaklık transferini ve ilgili olayları simüle ve optimize etmelerini sağlar. Roket burunları veya türbin kanatları gibi aerodinamik bileşenlerin tasarımında CFD

optimizasyonu, en uygun performansı elde etmek için şekillerin iyileştirilmesini sağlar [30].

- **Optimizasyon Yazılımı**

Özel optimizasyon yazılım programı uygulamaları, optimizasyon algoritmalarının yazılımını kolaylaştırmak için tasarlanmıştır. Bu uygulamalar sıklıkla simülasyon araçlarıyla sorunsuz bir şekilde birleşerek mühendislerin optimizasyonu detaylı analizlerle birleştirmesini sağlar. Örneğin MATLAB, optimizasyon problemlerini entegre etmek ve çözmek için güçlü bir ortam sağlar ve hassasiyet analizi için geniş bir algoritma ve ekipman yelpazesi sunar [31].

- **Açık Kaynak Kütüphaneleri**

Python'daki SciPy gibi açık kaynaklı optimizasyon kütüphaneleri, araştırmacılar ve mühendisler için işbirlikçi ve erişilebilir bir platform sağlar. Bu kütüphaneler, optimizasyon tekniklerinin geliştirilmesi ve yazımı için topluluk odaklı bir stratejiyi teşvik ederek zengin optimizasyon algoritmaları ve araçları sağlar.

- **Entegre Tasarım ve Optimizasyon Platformları**

ANSYS ve SolidWorks gibi ticari yazılım programı platformları, CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) becerilerini ileri optimizasyon araçlarıyla birleştiren seçenekler sunar. Bu yapılar, tasarım aşamasından optimizasyona sorunsuz bir geçiş sağlayarak mühendislerin seçeneklerini verimli bir şekilde keşfetmelerine olanak tanır.

2.3.7 Makine mühendisliğinde optimizasyonun geleceği

Yapay zekâ (AI) ve makine öğreniminin (ML) optimizasyon yaklaşımlarına entegrasyonu çok gelişen bir konudur. Algoritmalar hakkında bilgi edinen makine, optimizasyon süreçleri boyunca üretilen gerçeklerden araştırma yapma, önceki deneyimlere dayalı teknikleri uyarlama ve iyileştirme yeteneğine sahiptir.

- **Optimizasyonda Yapay Zekâ**

Yapay zekâ ve optimizasyonun beraber kullanımı, tasarımları otonom olarak ilerletebilen, değişen koşullara uyum sağlayabilen ve modern çözümler bulabilen mantıklı yapılar ortaya çıkarır. Yapısal tasarımda yapay zekâ odaklı optimizasyon,

sınırları keşfetmek için büyük veri kümelerini analiz edebilir ve mühendislere ekstra verimli ve yeni tasarımlar yönünde rehberlik edebilir [32].

- **Katmanlı Üretim ve Yenilikçi Tasarım**

Optimizasyon ve katmanlı üretim (3D baskı) arasındaki ilişki, mühendislerin tasarım stratejilerini yeniden şekillendirmeye başlamıştır. Üretken tasarım, sıklıkla optimizasyon hedefleri tarafından yönlendirilen birkaç tasarım seçeneğini keşfetmek için algoritmaların kullanılmasını gerektiren bir yöntemdir. Bu yöntem, yaygın tasarım yöntemleriyle üretilmesi zor veya mümkün olmayan karmaşık, doğal şekillerin ortaya çıkmasını sağlar [32].

- **Endüstri 4.0 ve Siber-Fiziksel Sistemler**

Dijital teknolojinin üretim süreçlerine entegrasyonu ile karakterize edilen Endüstri 4.0'ın ortaya çıkışı, benzer şekilde optimizasyonun konumunu güçlendirmektedir. Siber-fiziksel sistemler, gerçek zamanlı istatistikleri ve ileri sonuçlarını kıyaslayarak bütünsel bir optimizasyon yaklaşımına katkıda bulunur. Akıllı yapılar her zaman üretim stratejilerini öncelikle gerçek zamanlı genel performans verilerine dayanarak tarar ve uyarlar, dinamik ve duyarlı bir üretim ortamı geliştirir [32].

- **Sürdürülebilir Tasarım ve Optimizasyon**

Sürdürülebilirlik giderek daha merkezi bir konu haline geleceğinden, optimizasyon verimli ve enerji tasarruflu sistemlerin tasarlanmasında çok önemli bir rol oynayacaktır. Yenilenebilir elektrik sistemlerinin optimizasyonu, sürdürülebilir malzemelerin geliştirilmesi ve enerji açısından verimli ulaşımların tasarlanması, makine mühendislerinin ekstra sürdürülebilir bir geleceğe doğru büyük katkılar yapmaya devam edeceği alanlardır [32].

Sonuç olarak, makine mühendisliğinde optimizasyon alanı, ulaşılabilir olanın sınırlarını sürekli olarak zorlayan dinamik bir arayıştır. Tarihi köklerinden son teknoloji algoritmaların en yenisine kadar optimizasyon; yenilik, verimlilik ve hassasiyetin arkasında kullanılan bir baskı olmuştur.

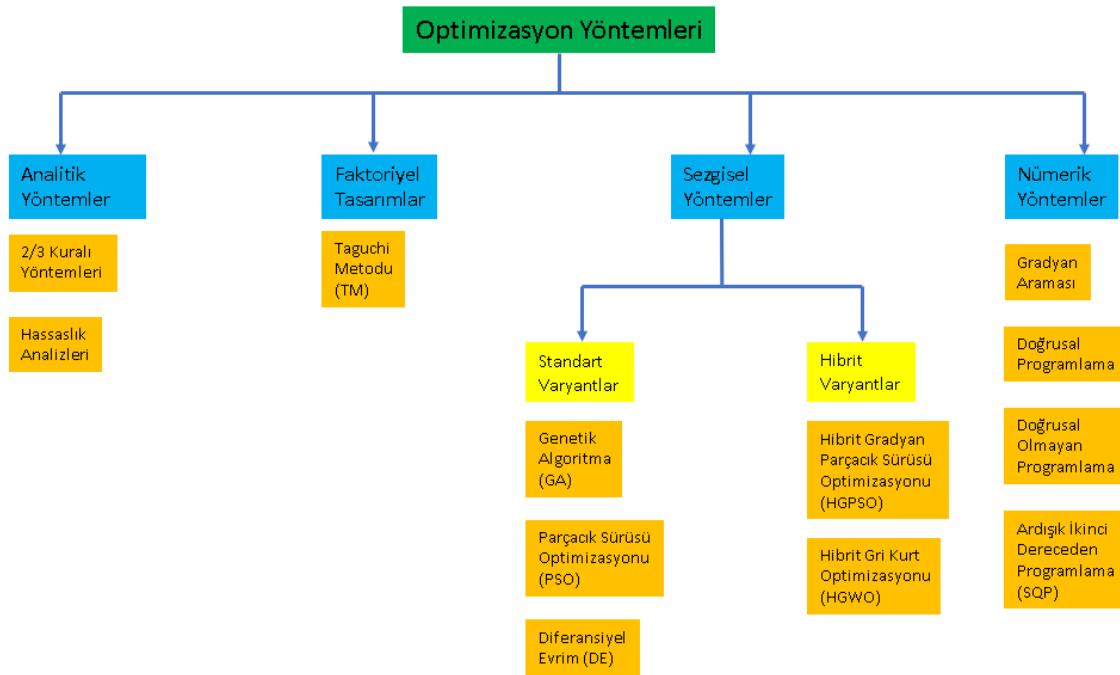
Optimizasyonun önemi, tasarım ve üretimden sürdürülebilirliğe kadar makine mühendisliğinin tüm yönlerinde uzanmaktadır. Tarihsel gelişimi, mühendislik uygulamalarının teknolojik gelişmelere adaptasyonunu göstermekle beraber

matematiksel titizlik ve hesaplama becerisinin birlikteliğini özetler. Optimizasyon türleri, stratejilerin çeşitli mühendislik zorluklarını ele almadaki çok yönlülüğünü göstermektedir.

Geleceğe baktığımızda, optimizasyonun yapay zekâ, eklemeli imalat ve Endüstri 4.0 gibi yükselen uygulamalı bilimlerle yakınsaması yeni sınırlar açmaktadır. Makine mühendisliğinde devam eden verimlilik ve hassasiyet arayışı, artık yalnızca tasarım ve üretim şeklimizi yeniden şekillendirmeyi değil, aynı zamanda yarının zorlukları için sürdürülebilir ve ilerici seçeneklere kapsamlı bir şekilde katkıda bulunmayı da garanti etmektedir. Bilim ve mühendislik arasındaki alışverişte optimizasyon, şekil ve işlev arasındaki uyumlu dengeyi düzenleyen yol gösterici bir araç olmaya devam ediyor [32].

2.3.8 Optimizasyonun türleri

Optimizasyon yöntemleri gruplandırması Şekil 2.4'te belirtilmiştir. Bu yöntemlerden tezde kullanılanlar GA ve SQP metotlarıdır. Bu yöntemlerin seçilme amacı hem iki farklı daldan metotların birleşerek aynı sonucu verdiğinde güvenilirliğinin yüksek olacağı gerçeği hem de MATLAB'da bu iki yöntemi kullanan hazır fonksiyonlar bulunmasıdır.



Şekil 2.4 : Optimizasyon yöntemleri

- **Genetik Algoritma**

Genetik algoritma (GA), doğal seleksiyon ve evrim sürecinden esinlenen güçlü bir optimizasyon tekniğidir. Geleneksel yöntemlerin pratik veya verimli olmadığı karmaşık optimizasyon ve arama problemlerini çözmek için mühendislik, bilgisayar bilimi, finans ve biyoloji gibi çeşitli alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır [34].

Genetik algoritma, özünde doğal seçim ilkelerini taklit ederek potansiyel çözümlerden oluşan bir popülasyonu en uygun çözüme doğru iteratif olarak geliştirir. Süreç birkaç temel bileşen içerir [34]:

Başlangıç: Algoritma, genellikle bireyler veya kromozomlar olarak adlandırılan rastgele çözümlerden oluşan bir popülasyon oluşturarak başlar. Her çözüm, problemin optimal çözümü için potansiyel bir aday temsil eder.

Uygunluk Değerlendirmesi: Bu adımda, popülasyondaki her bir birey değerlendirilir ve problemi ne kadar iyi çözdüğüne bağlı olarak bir uygunluk puanı atanır. Uygunluk fonksiyonu, problemin hedeflerine göre her bir çözümün kalitesini ölçer. Daha yüksek uygunluk puanına sahip bireyler daha elverişli kabul edilir.

Seçim: Seçim süreci, üreme için daha yüksek uygunluk puanına sahip bireyleri tercih ederek doğal seçim mekanizmasını simüle eder. Bir sonraki neslin ebeveynlerini seçmek için rulet tekerleği seçimi, turnuva seçimi veya sıralamaya dayalı seçim gibi çeşitli seçim yöntemleri kullanılabilir.

Çaprazlama: Çaprazlama sırasında, seçilen birey çiftleri (ebeveynler) yavru oluşturmak için genetik bilgi alışverişinde bulunur. Bu süreç biyolojik organizmalardaki genetik rekombinasyonu taklit eder. Farklı yavrular üretmek için tek noktalı çaprazlama, çok noktalı çaprazlama veya tek tip çaprazlama gibi farklı çaprazlama teknikleri uygulanabilir.

Mutasyon: Mutasyon, popülasyon içindeki genetik çeşitliliği korumak için yavruların genetik bilgilerinde rastgele değişiklikler meydana getirir. Arama uzayının yeni bölgelerini keşfederek optimal olmayan çözümlere erken yakınsamayı önlemeye yardımcı olur. Mutasyon tipik olarak her yavruda genlerin küçük bir kısmının rastgele değiştirilmesini içerir.

Değiştirme: Çaprazlama ve mutasyon yoluyla yeni nesil yavrular oluşturulduktan sonra, mevcut popülasyondaki en az uygun bireylerin yerini alırlar. Bu, popülasyon büyüklüğünün evrim süreci boyunca sabit kalmasını sağlar.

Sonlandırma: Algoritma, önceden tanımlanmış sayıda nesil boyunca veya bir sonlandırma kriteri karşılanana kadar seçim, çaprazlama, mutasyon ve değiştirme adımları boyunca yinelenir. Yaygın sonlandırma kriterleri arasında tatmin edici bir çözüme ulaşma, hesaplama kaynaklarının tükenmesi veya maksimum iterasyon sayısına ulaşma yer alır.

Genetik algoritma birden fazla nesil boyunca ilerledikçe, seçim, üreme ve varyasyonun iteratif süreci yoluyla optimal veya optime yakın çözümlere doğru yakınsar. GA'ların doğal paralellliği ve sağlamlığı, onları doğrusal olmayan ve çok modlu amaç fonksiyonlarına sahip karmaşık, yüksek boyutlu optimizasyon problemlerini ele almak için çok uygun hale getirir [34].

Ayrıca GA'lar esneklik, ölçeklenebilirlik ve çok çeşitli problem alanlarına uygulanabilirlik gibi çeşitli avantajlar sunar. Bununla birlikte, uygun parametre değerlerinin seçimi, hesaplama karmaşıklığı ve erken yakınsama riski gibi zorlukları da beraberinde getirmektedir.

Özetle, genetik algoritmalar, doğal evrim ilkelerini taklit ederek karmaşık optimizasyon problemlerini çözmek için çok yönlü ve verimli bir yaklaşım sağlar. Farklı çözüm uzaylarını keşfetme ve çözümleri uyarlanabilir bir şekilde iyileştirme yetenekleri, onları çeşitli bilimsel ve mühendislik disiplinlerinde değerli bir araç haline getirmektedir.

- **Ardışık Karesel Programlama (SQP)**

Ardışık Karesel Programlama (SQP), doğrusal olmayan kısıtlı optimizasyon problemlerini çözmek için yaygın olarak kullanılan bir optimizasyon yöntemidir. Bir dizi alt problemi çözerek yaklaşık bir çözümü yinelemeli olarak iyileştiren sıralı yöntemler sınıfına aittir. SQP, amaç fonksiyonunun ve kısıtlamaların doğrusal olmadığı, muhtemelen dışbükey olmadığı ve eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamalarına tabi olduğu problemler için özellikle etkilidir [34].

SQP'nin arkasındaki temel fikir, orijinal kısıtlı optimizasyon problemine bir dizi kısıtlamasız alt problemle yaklaşmaktır. Her iterasyonda, SQP amaç fonksiyonunun

ve mevcut deneme etrafındaki kısıtlamaların ikinci dereceden bir yaklaşımını oluşturur ve ardından yeni bir deneme elde etmek için bu ikinci dereceden alt problemi çözer. Bu süreç, optimallik koşullarını veya sonlandırma kriterlerini karşılayan bir çözüme yakınsayana kadar tekrarlanır [34].

SQP'nin genel çalışma sırası “Başlangıç, İkinci dereceden alt problemi programlama, Problemi çözme, Çizgi taraması, Sonlandırma kriteri” olacak şekilde özetlenebilir.

SQP, belirli düzenlilik koşulları altında orijinal kısıtlı optimizasyon probleminin durağan bir noktasına yakınsar. Küresel yakınsama özellikleri, doğrusal olmayan durumların etkin bir şekilde ele alınması ve hem eşitlik hem de eşitsizlik kısıtlamalarının ele alınabilmesi gibi çeşitli avantajlar sunar [34].

Bununla birlikte, SQP'nin başlangıç noktası seçimine duyarlılık, yerel optimumlara yakınsama ve her iterasyonda ikinci dereceden programlama alt problemlerinin çözülmesiyle ilişkili hesaplama karmaşıklığı gibi sınırlamaları da vardır [34].

Özetle, Ardışık Kuadratik Programlama, doğrusal olmayan kısıtlı optimizasyon problemlerini, orijinal probleme kuadratik programlama alt problemleriyle iteratif olarak yaklaşarak çözmek için güçlü bir optimizasyon yöntemidir. Etkinliği, amaç fonksiyonunun durağan noktalarına yakınsarken doğrusal olmayan durumları ve kısıtlamaları ele alma yeteneğinde yatmaktadır.

2.4 Makine Mühendisliğinde Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu Elemanlar Analizi (ing. Finite Element Analysis, FEA), makine mühendisliği alanında yapısal tasarımda yaygın olarak kullanılan çok güçlü bir sayısal tekniktir. Bir yapıyı sonlu elemanlar olarak adlandırılan daha küçük ve daha basit parçalara bölerek ve her bir elemanın çeşitli koşullar altındaki davranışını analiz ederek karmaşık mühendislik problemlerini çözmek için kullanılan bir yöntemdir. FEA, tasarım ve analiz sürecinin ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir ve mühendislerin fiziksel prototipler oluşturulmadan önce yapıların, bileşenlerin ve malzemelerin performansını simüle etmesine ve optimize etmesine olanak tanır.

2.4.1 Sonlu elemanlar analizinin tarihçesi

Sonlu Elemanlar Analizinin kökenleri, mühendislerin ve matematikçilerin yapısal ve ısı transferi problemlerini çözmek için sayısal yöntemler geliştirmeye başladığı

1940'ların ve 1950'lerin başlarına kadar uzanmaktadır. Ancak, 1960'lara kadar bilgi işlem teknolojisindeki ilerlemeler nedeniyle yöntemin yaygın olarak kabul görmesi mümkün olmamıştır. Dijital bilgisayarların ortaya çıkışı, mühendislerin FEA için gereken karmaşık matematiksel hesaplamaları verimli bir şekilde gerçekleştirmelerine olanak tanıyarak yapısal analiz tarihinde önemli bir dönüm noktası olmuştur [35].

2.4.2 Sonlu elemanlar analizinin temel prensipleri

Sonlu Elemanlar Analizinin arkasındaki temel kavram, sürekli bir haldeki yapının davranışını daha küçük, yönetilebilir elemanlara bölerek anlayabilmektir. Her bir eleman, davranışını temsil eden bir dizi denklem ile karakterize edilir ve yapının genel tepkisi, tüm elemanlar için denklem sistemi çözülerek belirlenir. Bu denklemler, malzemelerin davranışını sürekli ortamlar olarak tanımlayan süreklilik mekaniği (ing. Continuum Mechanics) ilkelerine dayanmaktadır [35].

2.4.3 Sonlu elemanlar analiz süreci

- **Geometri Tanımı:** İlk adım, özel CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) yazılımı kullanılarak yapının veya bileşenin geometrik bir modelinin oluşturulmasını içerir.
- **Ağ Oluşturma:** Yapı daha sonra ağ oluşturma yoluyla daha küçük elemanlara ayrıştırılır. Ağın kalitesi analizin doğruluğunu önemli ölçüde etkiler.
- **Eleman Türleri:** Elemanlar üçgenler, dörtgenler, dörtyüzlüler, altı yüzlüler gibi çeşitli şekil ve boyutlarda olabilir. Eleman tipinin seçimi yapının geometrisine ve istenen doğruluk seviyesine bağlıdır.
- **Malzeme Özellikleri:** Her bir elemana malzeme özelliklerinin atanması çok önemlidir. Bu özellikler elastikiyet, termal iletkenlik ve diğer malzemeye özgü özellikleri içerir.
- **Sınır Koşulları:** Sınır koşulları yapının çevresiyle nasıl etkileşime gireceğini tanımlar. Gerçek dünya koşullarını simüle etmek için kısıtlamalar ve harici yükler uygulanır.
- **Çözücü:** Sonlu elemanlar analizi (ing. Finite Element Analysis, FEA) çözücüsü, uygulanan yükleri, kısıtlamaları ve malzeme özelliklerini dikkate alarak her bir elemanın davranışını temsil eden denklem sistemini sayısal olarak çözer.

- **Son İşlemler:** Denklemler çözüldükten sonra mühendisler sonuçları analiz eder. Görselleştirme araçları yapısal tepkiyi, gerilme dağılımını, deformasyonu ve diğer kritik faktörleri yorumlamaya yardımcı olur.

2.4.4 Sonlu elemanlar analizi türleri

- **Statik Analiz:** Sabit yükler veya termal koşullar gibi kararlı durum koşulları altında bir yapının tepkisini inceler [36].
- **Dinamik Analiz:** Değişken yükler veya zamana bağlı koşullar altında bir yapının davranışını inceler. Bu, titreşimleri ve salınımları anlamak için çok önemlidir [37].
- **Modal Analiz:** Bir yapının doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemeye odaklanarak potansiyel rezonans sorunlarının çözümüne odaklanmayı kolaylaştırır.
- **Termal Analiz:** Bir yapı içindeki sıcaklık dağılımını ve ısı transferini inceler.
- **Yorulma Analizi:** Tekrarlanan veya döngüsel yüklemenin etkilerini analiz ederek bir yapının bu koşullar altındaki dayanıklılığını değerlendirir.
- **Doğrusal Olmayan Analiz:** Sisteme uygulanan kuvvetler ve oluşan deplasmanlar arasında doğrusal olmayan ilişki durumlarında meydana gelen malzeme davranışını, büyük deformasyonları ve doğrusal analizle yeterince ele alınamayan temas problemlerini dikkate alır.

2.4.5 Makine mühendisliği uygulamaları

Sonlu Elemanlar Analizi, yapısal tasarımları optimize etmek ve bileşenlerin performans gereksinimlerini karşılamasını sağlamak için makine mühendisliğinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bazı önemli uygulamaları şunlardır [35]:

- **Havacılık ve Uzay Alanı:** Çeşitli yükleme koşulları altında uçak, roket, uydu vb. araçların yapısal bütünlüğünün değerlendirilmesini kapsamaktadır.
- **Otomotiv Tasarımı:** Çarpışmaya dayanıklılık ve performans için araç yapılarının tasarımının optimize edilmesini kapsamaktadır.
- **Makine Bileşenleri:** Çeşitli kuvvetlere maruz kalan makine parçalarının mukavemet ve dayanıklılığının analiz edilmesini kapsamaktadır.
- **İnşaat Mühendisliği:** Binaların, köprülerin ve diğer altyapı projelerinin yapısal stabilitesinin değerlendirilmesini kapsamaktadır.

- **Biyomekanik:** Biyolojik dokuların ve tıbbi cihazlardaki implantların mekanik davranışlarının incelenmesi.
- **Tüketici Elektroniği:** Mekanik gerilmeye maruz kalan elektronik cihazların güvenilirliğini ve dayanıklılığını sağlamak.

2.4.6 Sonlu elemanlar analiz araçları

Makine mühendisliği alanında FEA yapmak için çeşitli yazılım paketleri yaygın olarak kullanılmaktadır [35]:

- **ANSYS:** Yapısal, termal, akışkanlar dinamiği ve elektromanyetik analizler için çözümler sunan kapsamlı bir simülasyon araçları paketini içermektedir.
- **ABAQUS:** Doğrusal olmayan analizler ve çoklu fizik simülasyonları da dahil olmak üzere geniş bir uygulama yelpazesini kapsayan çok yönlü bir FEA yazılımıdır.
- **COMSOL Multiphysics:** Akışkan-yapı etkileşimi ve ısı transferi gibi birleşik fizik olaylarını simüle etme kabiliyetiyle bilinen FEA yazılımıdır.
- **Nastran:** Başlangıçta NASA tarafından geliştirilen Nastran, havacılık ve otomotiv endüstrilerinde yaygın olarak kullanılan genel amaçlı bir FEA çözücüsüdür.
- **SolidWorks Simülasyonu:** SolidWorks CAD yazılımı ile entegre olarak, yapısal ve termal analizler için kullanıcı dostu bir yazılımdır.

2.4.7 Zorluklar ve gelecek eğilimler

Sonlu Elemanlar Analizi, mühendislerin yapıları tasarlama ve analiz etme yöntemlerinde devrim yaratmış olsa da, zorlukları da yok değildir. Ağ oluşturma, doğru malzeme modelleme ve karmaşık geometrilerle uğraşmak zaman alıcı ve hesaplama açısından maliyetli olabilir. Teknoloji ilerledikçe, FEA'nın geleceği muhtemelen şunları içerecektir [38]:

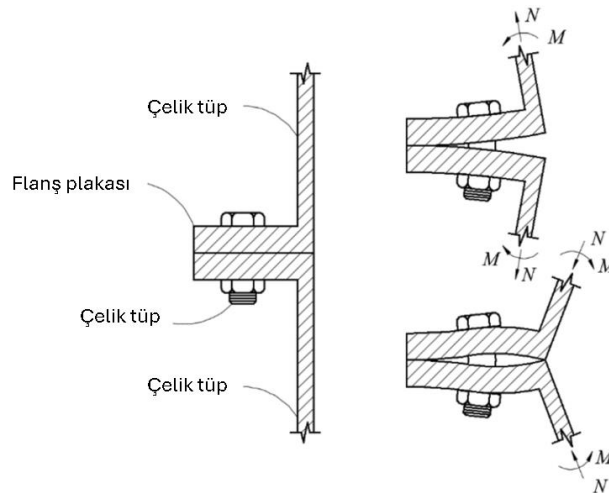
- **Yüksek Performanslı Hesaplama:** Hesaplama gücünde devam eden gelişmeler, daha büyük ve daha karmaşık yapıların daha hızlı simülasyonlarını ve analizlerini mümkün kılacaktır.
- **Makine Öğrenimi Entegrasyonu:** Tasarım sürecini optimize etmek ve malzeme modellemesinin doğruluğunu artırmak için makine öğrenimi algoritmalarının entegrasyonu kaçınılmazdır.

- **Çoklu Fizik Simülasyonları:** Akışkan-yapı etkileşimi ve elektromanyetik-thermal bağlantı gibi birleşik fiziksel olayların simülasyonuna giderek daha fazla önem verilmektedir. Tek bir branş yerine farklı dalların bir arada olması doğruluğu büyük ölçüde artırmaktadır.
- **Otomatik Ağ Oluşturma:** Otomatik ağ oluşturma için gelişmiş algoritmaların geliştirilmesi, ön işleme aşamasında gereken zaman ve çabayı azaltır.

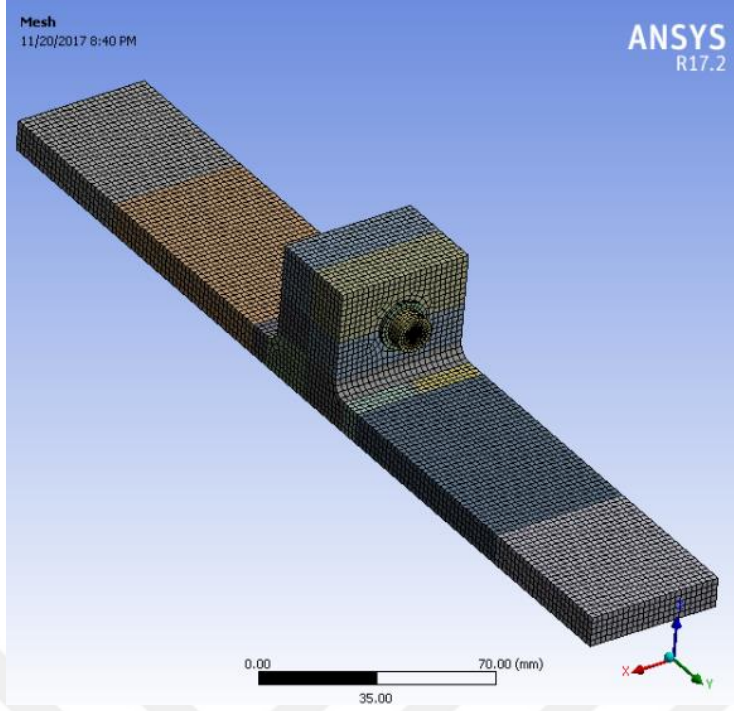
Sonuç olarak, Sonlu Elemanlar Analizi, yapısal tasarım ve analize sistematik ve verimli bir yaklaşım sunarak makine mühendisliği alanında vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir. Bilgi işlem ve simülasyon teknolojilerindeki ilerlemelerle birlikte ilerleyen sürekli gelişimi, FEA'nın mühendislik tasarımı ve inovasyonun geleceğini şekillendirmede hayati bir rol oynayacağını garanti etmektedir.

2.5 Literatürdeki Diğer Örnekler

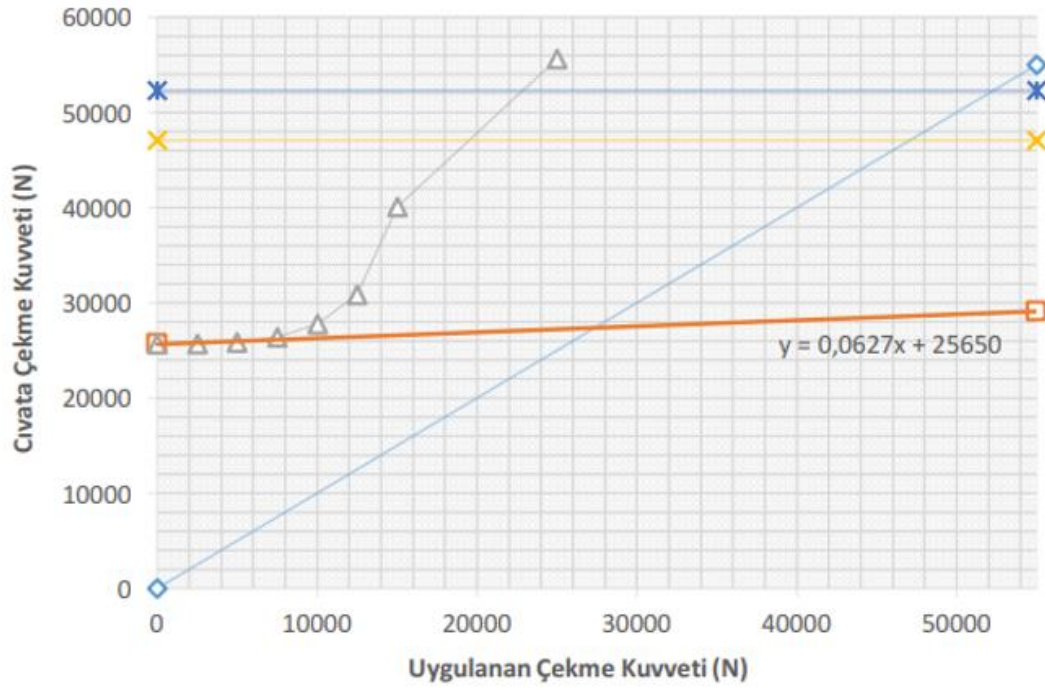
Cıvatalar üzerinde test ve analizler yapıp bunları karşılaştıran bir çalışmada, L braketler hazırlanarak M8 veya M10 cıvatalar yardımıyla sabitlenmiştir. Hangi cıvata ile bağlanırsa bağlansın bu braketler aynı yüke maruz bırakılmış ve yerleştirilen gerinim ölçer sensörleriyle kuvvet değerlerinin büyüklükleri saptanmıştır. Bu düzenek Şekil 2.5'te görülebilir. Daha sonra bu yapılan yükleme testini ANSYS ile yapılan analizler ile doğrulama işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerin ağ yapısı Şekil 2.6'da mevcuttur. Yapılan analiz ve test sonuçları kıyaslanmış ve hem cıvatanın ekseninden uygulanmayan eksantrik kuvvetin yarattığı etki hem de direngenlik hesaplarındaki tutarlılık doğrulanmıştır. Bu kıyaslama grafiği Şekil 2.7'de belirtilmiştir [2].



Şekil 2.5 : Çalışmadaki L braketler ve cıvata bağlantısı



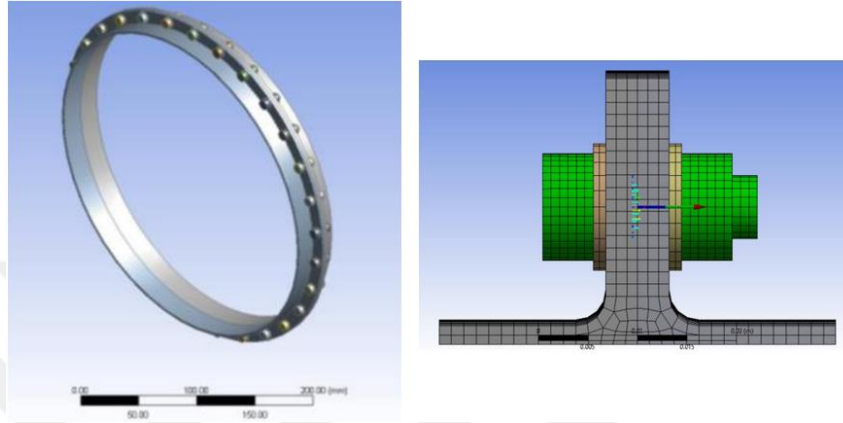
Şekil 2.6 : Çalışmada gerçekleştirilen sonlu elemanlar yöntemi analizi görseli



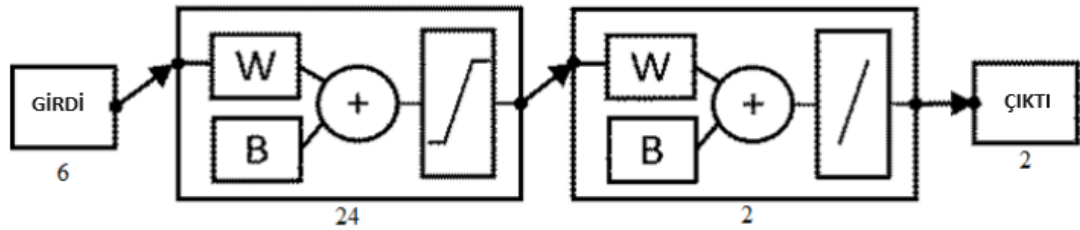
Şekil 2.7 : Çalışmadaki cıvatalar için analiz ve testlerin karşılaştırılması

Kombine olarak eksenel ve moment yüklerine maruz bırakılan bir uçak motorundaki flanş-cıvata bağlantısının yapay sinir ağıyla kurulmuş bir tasarım aracıyla modellenmesi konusunu işleyen başka bir tez çalışmasında, öncelikle ANSYS analizi

yapabilmek için flanş-cıvata yapısı modellenmiş ve ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu modelleme ve ağ yapısı Şekil 2.8’de mevcuttur. Daha sonra rastgele kuvvetler verilerek analizler yapılmış ve yapay sinir ağı yapısı oluşturulmuştur. Bu yapay sinir ağının oluşturulma algoritması Şekil 2.9’da belirtilmiştir. Model sadece kesme yükleri ile yüklendiğinde, flanşlar üzerindeki kesme gerilmesinin her iki flanş geometrisi arasındaki sürtünme katsayısından etkilenmediği analizle doğrulanmıştır [4].



Şekil 2.8 : Çalışmada yapılan FEA modeli ve ağ yapısı

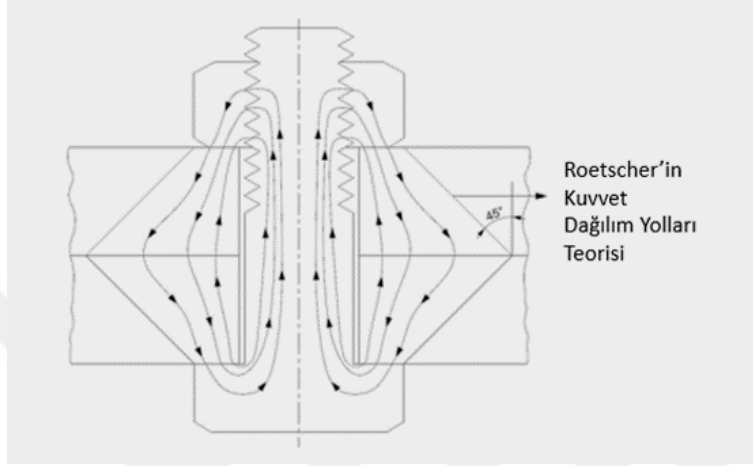


Şekil 2.9 : Çalışmada yapay sinir ağır modeli oluşturma aşamaları

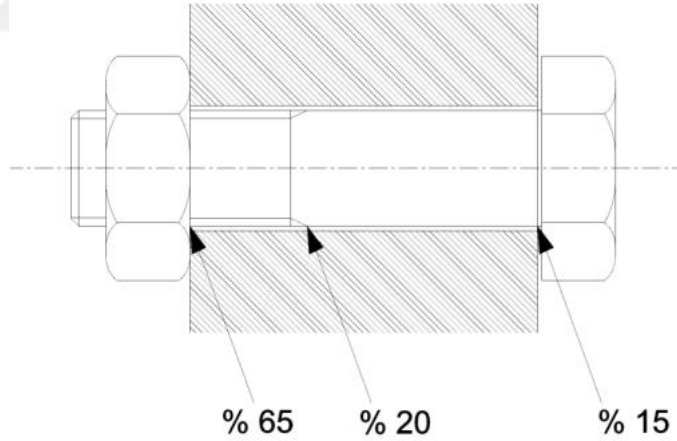
Cıvatalar üzerine araştırma yapan Hümanur’a göre iki yüzey birbirine cıvata bağlantısı ile bağlandığında ve bu cıvata bağlantısı bir yük taşıma görevi üstlendiğinde, yükten kaynaklı oluşan gerilme cıvata veya somun kafasından yüzeylere iletilmektedir. Cıvataların ilettikleri bu kuvvetlerin davranışını tam olarak anlamak teorik ve deneysel açıdan oldukça zordur. Matematiksel olarak karşılaşılan zorluk, elastisite teorisini üç boyutlu ve asimetric bir problem olarak birbirinden farklı kısıtlamalar ile çözmek gerekmesinden kaynaklıdır. Deneysel olarak ise, cıvata bağlantılarına gerinim ölçer yapıştırmanın zorluğundandır [39].

Roetscher, 1927’de cıvatalı bağlantıyı oluşturan iki plakaya etkiyen kuvvetin birbirlerine 45° derecelik yarım koni şeklinde dağıldığı fikrini öne sürmüştür. Ito,

Toyoda ve Nagata ise çalışmalarında, Roetscher'in bu konik yaklaşımının, koniklik açısının değişebileceğini göstermişlerdir. Pilkey'e göre, cıvataların hasar durumları şöyle üç başlık altında incelenebilir; doğrudan cıvata başının altından %15, dişli kısmın sonundan %20 veya cıvatanın vida dişler açılmış kısmı %65 oranında kritik noktalar yaratmaktadır [39]. Bu durumların görselleri sırasıyla Şekil 2.10 ve Şekil 2.11'de görülmektedir.



Şekil 2.10 : Roetscher'in kuvvet dağılım yolları teorisi ve gerçekçi gösterimi



Şekil 2.11 : Pilkey'e göre cıvata hasar oluşma yüzdesi

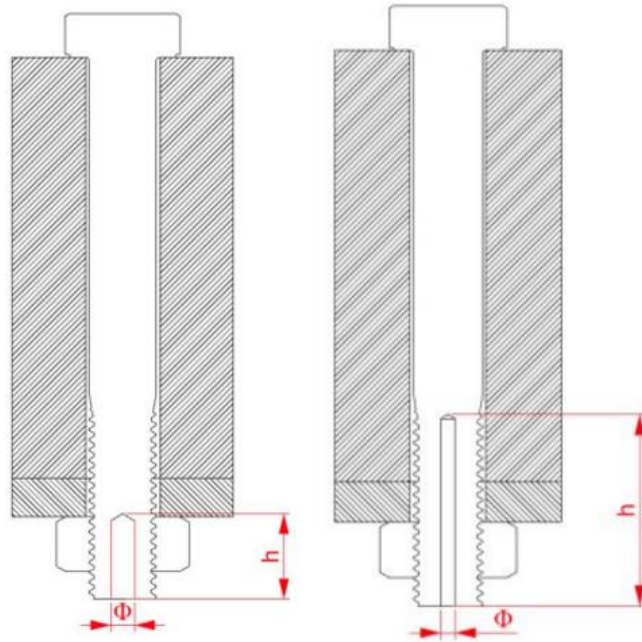
Cıvatalardaki oluşan bu hasarları azaltmak ya da kaldırmak için çeşitli iyileştirme yöntemleri mevcuttur. Bu yöntemlerden biri cıvatanın yaylanma özelliğinden faydalanmaktır. Yaylanma özelliğinden faydalanılarak kuvvet yollarının iyileştirilmesi için geliştirilen yöntemler de mevcuttur.

Uzar Cıvata: Pedersen'in belirttiği gibi cıvata gövdesi ile cıvatanın vidalı bölgesindeki fark arttıkça, cıvata gövdesinin vidaya bağlandığı noktada radyus daha fazla

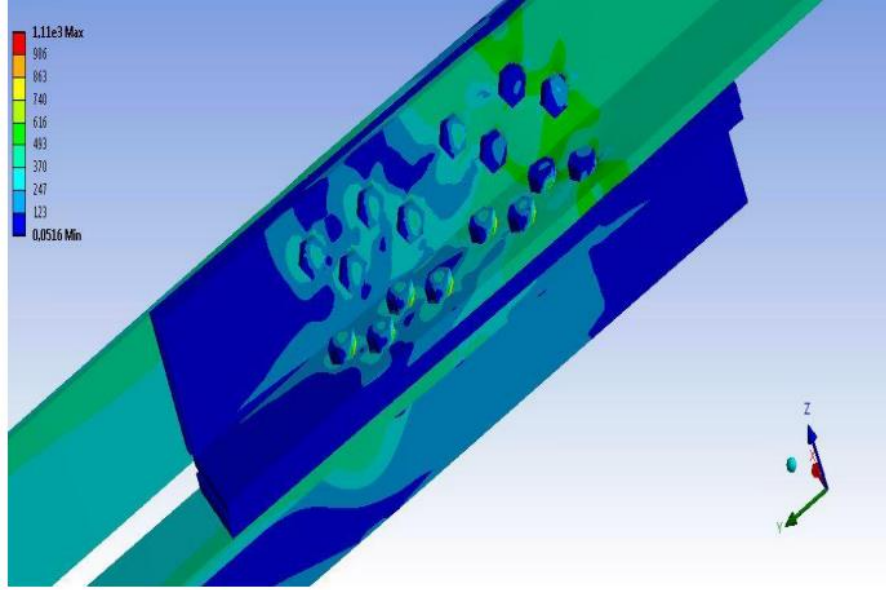
olabilmektedir. Cıvata gövdesinden alınan kesit ile cıvatanın vida bölgesinden alınan kesit kıyaslamasında, dairesel çaplardaki farklılık arttıkça gerilmelerin daha düzenli dağıldığı görülmüştür [39].

Elastik Somun: Verkatesan ve Kinzel'in belirttiği gibi cıvata gövdesi ile cıvatanın vidalı bölgesindeki fark arttıkça, cıvata gövdesinin vidaya bağlandığı noktada radyus daha fazla olabilmektedir. Cıvata gövdesinden alınan kesit ile cıvatanın vida bölgesinden alınan kesit kıyaslamasında, dairesel çaplardaki farklılık arttıkça gerilmelerin daha düzenli dağıldığı görülmüştür. Bu fark arttırıldığı zaman kuvvet akış yolları daha fazla cıvata dişine dağılmaktadır. Dağılımın daha sağlıklı olabilmesi için de aşağıda görülen geometrik farklılıklardan faydalanılarak esneyebilir somun geometrileri oluşturmuş ve analiz etmişlerdir [39].

Govindu, Jayanand ve Venkatesh'in de somun geometrisini cıvatanın dişlerine kuvveti aktarırken gerilme konsantrasyon sayısını azaltmak için yaptıkları çalışmalarda somun geometrileri analiz edilmiş ve etkili olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmada cıvataya açılan Şekil 2.12'deki deliklerin cıvata dayanımı ve yük taşıma kapasitesine olan etkileri incelenmiş ve açılan deliğin her durumda sistemi olumsuz etkilediği fakat eğer cıvata üzerinde uzama isteniyorsa bu durumun olumlu olabileceği değerlendirilmiştir [39].

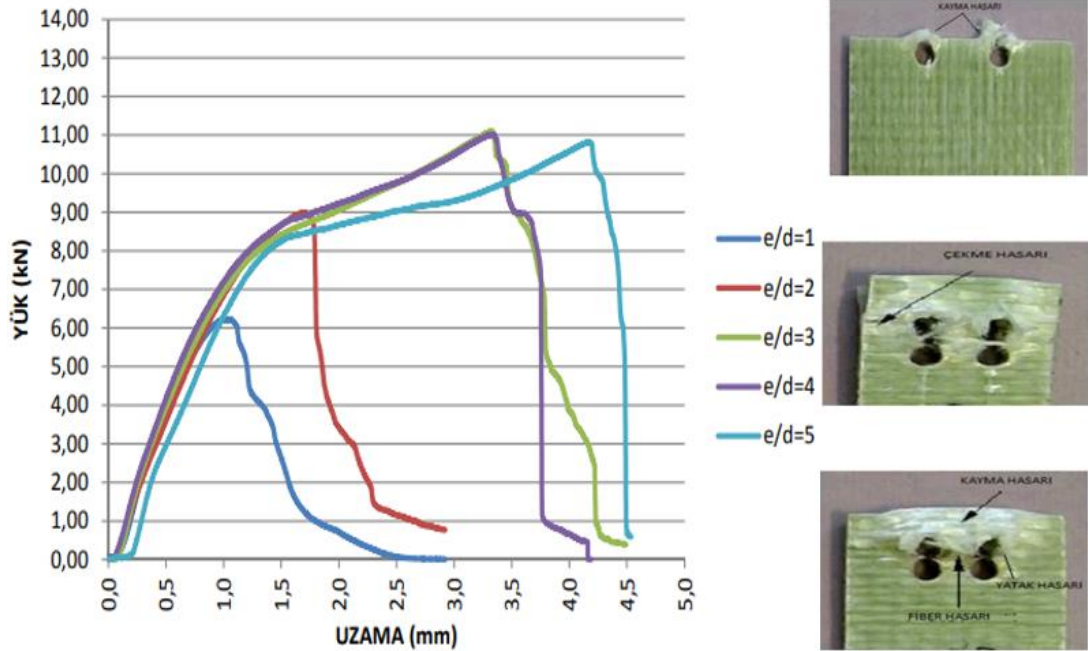


Şekil 2.12 : Çalışmada cıvataya açılan deliklerin gösterimi

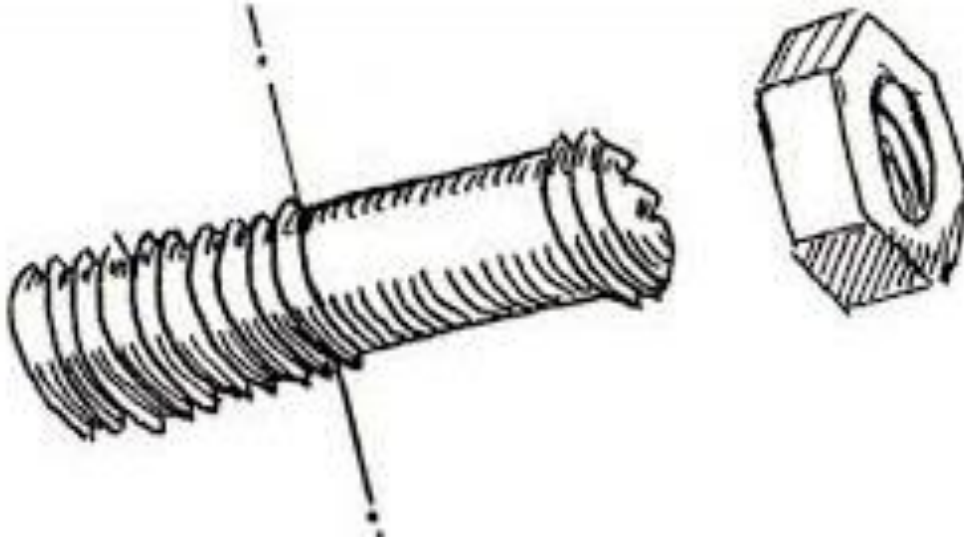


Şekil 2.15 : Çalışmadaki analiz sonucu -2

Yapılan diğer bir çalışmada Mehmet, kompozit yapıları birleştirmek için kullanılan görece fazla sayıdaki cıvataların kesme yükü altındaki dayanımlarını kıyaslamıştır. Bu kıyaslamada hem cıvata hem de tutucular incelenmiş ve Şekil 2.16 ve Şekil 2.17’deki görüntüler elde edilmiştir. Bu durumda kompozitlerde cıvatalar arasındaki mesafelerin çok daha önemli olduğu ve kompoziti etkilediği gibi cıvataları da büyük ölçüde etkilediği gözlenmiştir [41].



Şekil 2.16 : Tutuculardaki hasarlar

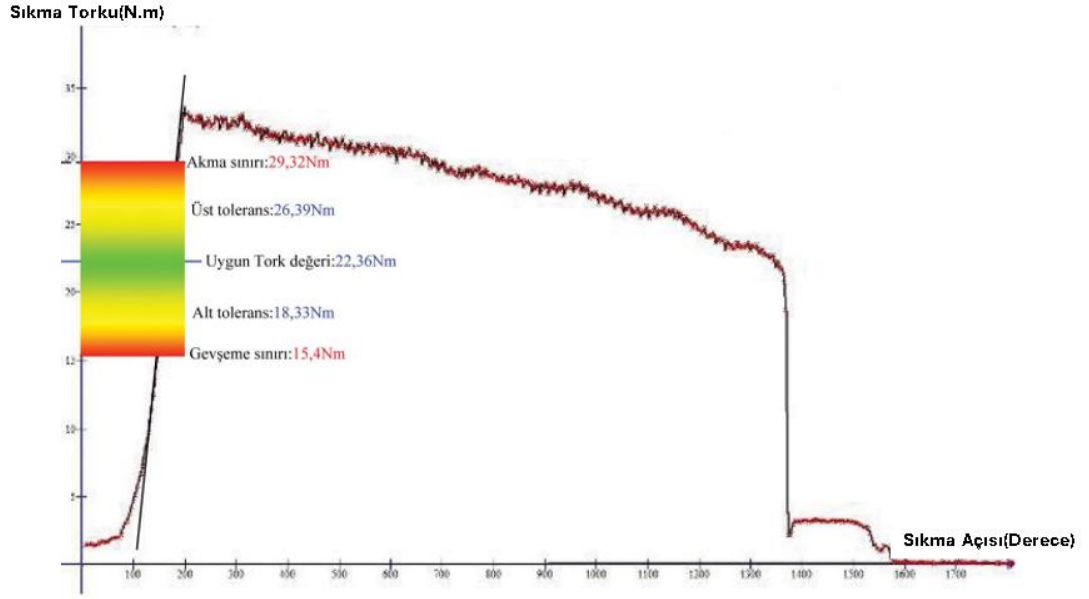


Şekil 2.17 : Testte kırılmış M8 cıvata

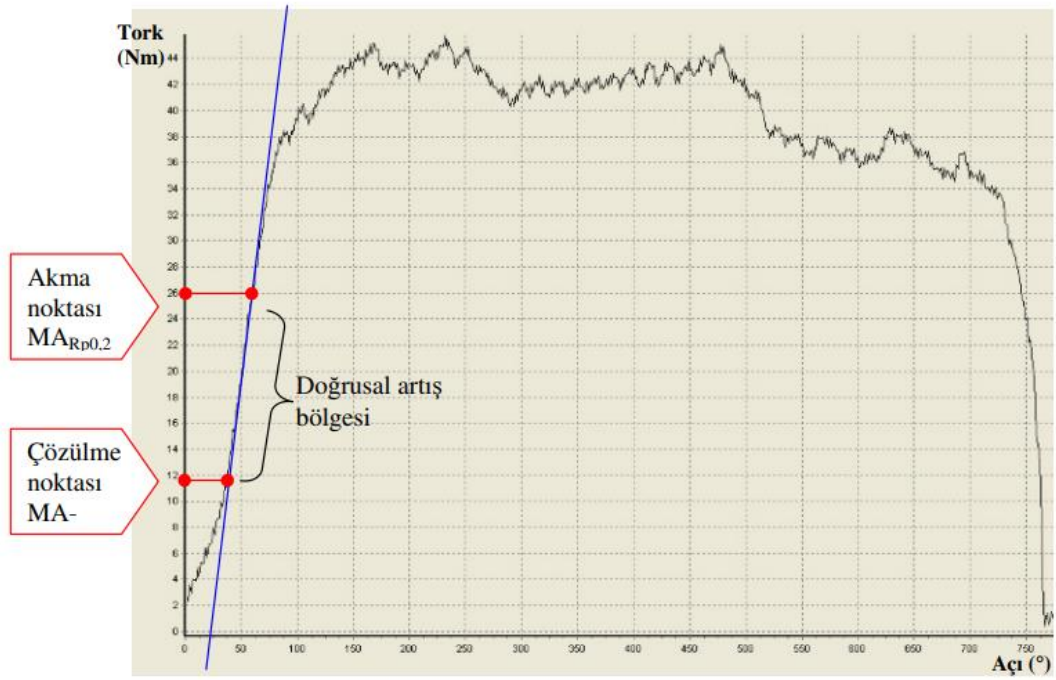
Cıvatalarla alakalı bir çalışmada sıkma torkunun cıvatalı sistemin yük taşıma kapasiteni nasıl etkilediğine bakılmıştır. Burada sıkma torkunun aslında asıl amacının cıvataya bir ön çekme kuvveti vermek olduğundan bahsedilmektedir. Bu çekme kuvvetini cıvataya verebilmek için montaj sırasında sıklıkla kullanılan tork aletine başvurulmuş ve bu alet ile dişlere temas etmeye gerek kalmadan cıvata sıkılabilmektedir. Bu durumda Şekil 2.18 ile belirtilen diyagram oluşturulmuştur. Şekil 2.19 ise verilen tork değerinin çoğunluğunun cıvata çekilmesine değil sürtünme ile cıvata başı ve dişlerde takıldığını göstermektedir. Şekil 2.20, deneysel olarak cıvatalara uygulanması gereken tork değerinin nasıl belirlenebileceğini göstermektedir. Eğimi sabit olan alana bakılarak tork değeri belirlenebilir [42].



Şekil 2.18 : Tork ile ön gerilme kuvveti arasındaki balık kılçığı diyagramı



Şekil 2.19 : M8 cıvata – somun bağlantısı için ön gerilme-tork diyagramı



Şekil 2.20 : M8 Cıvata – vidalı delik bağlantısının Tork – Açı grafiği

Araştırılan tüm bu sistemler ve onları etkileyen davranışlar, kodun yazımında ve teorik hesaplamalarında çok önemli birer rol oynamış ve Metodoloji kısmında belirtildiği gibi tez hazırlanışını etkilemiştir.

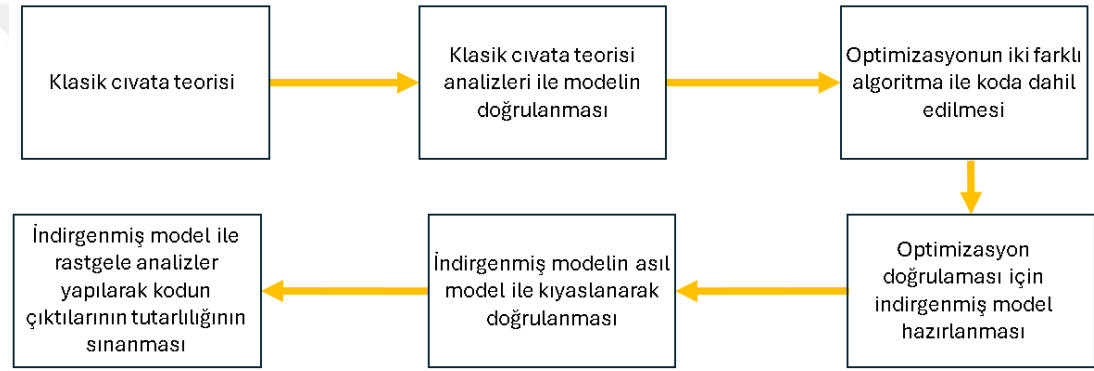
2.6 Literatürde Eksik Görünen Noktalar

Flanş ve cıvata sistemlerinin tasarımlarında genellikle başlangıç el hesabıyla olur. Bu yanlış bir yöntem olmamasına karşın, bu durumun otomatize edilmemesi aslında ilerde bir değişiklik veya yeniden hesaplama gerektiğinde durumu zorlaştırmakta ve zamanı uzatmaktadır. Aynı şekilde hesaplama çıkan sonuçların doğrudan analize gönderilmesi ve burada karşılaşılan hatalardan kaynaklı değişikliklerin işlenip tekrar analize gönderilmesi aslında vakit kaybı yaratmaktadır. Tasarım süreci dışında ise entegrasyon zamanının genelde bir amaç fonksiyonu olarak ele alınmaması ilerde cıvatanın en önemli noktalarından biri olan sökölüp takılma işlemine gölge düşürmektedir. Kısaca literatürde eksik görülen ve bu tezin genel anlamda doldurmayı beklediği alanlar şöyle sıralanabilir:

- Tasarıma başlanırken, tasarımın çoğunlukla el hesabıyla yapılması ve bu sürecin otomatize hale getirilme ihtiyacı,
- Tasarım-analiz iterasyonlarının çok uzaması,
- Ağırlığın yanında entegrasyon zamanının da tasarımda önemli bir rol oynamasının elzemliği.

3. METODOLOJİ

Kodun geliştirilmesi sırasında, öncelikle optimizasyon kısmı dahil olmayan yani ham haldeki flanş cıvata bağlantıları hesaplamaları işlenmiştir. Bu hesaplamalar iki yapıyı bir arada tutan cıvataların dışarıdan gelen yükü nasıl paylaştığına dayanmaktadır. Daha sonra koda iki farklı fonksiyonu kullanarak bir optimizasyon kısmı eklenmiştir. Optimizasyonun iki farklı fonksiyon ile yapılıp sonuçların karşılaştırılması kodun güvenilirliğini artırmıştır. Bu anlatılanlar bir akış diyagramı olarak Şekil 3.1 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Metodoloji için akış diyagramı

3.1 Klasik Flanş-Cıvata Hesaplamaları

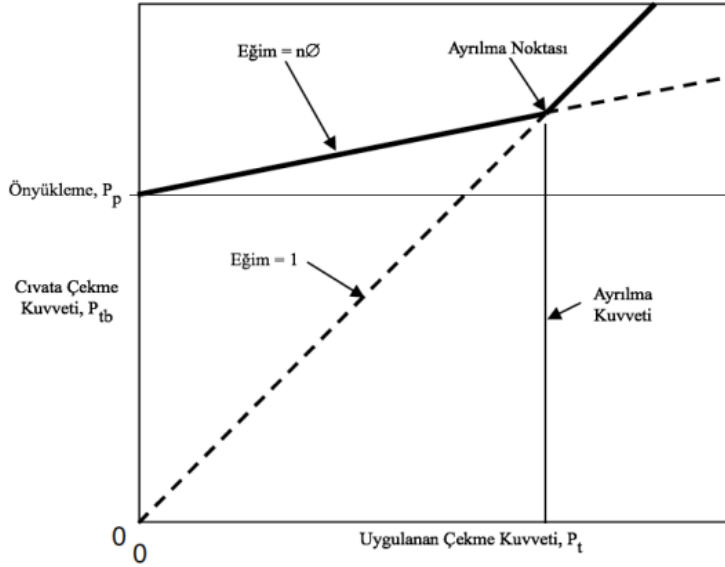
Cıvatalı bağlantılara dışarıdan uygulanan yük, flanş ve cıvata arasında belirli bir oranda paylaşarak taşınmaktadır. Bu oran, flanşın direngenliğinin cıvatanın direngenliğine bölümüyle elde edilmektedir. Klasik cıvata teorisinde, cıvata tarafından taşınan yük (P_b), cıvataya uygulanan önyüklemeye (P_{pre}) ve uygulanan kuvvetin (P_{ext}), bağlantı katılık faktörü (ϕ) ve yük etki düzlem faktörü (n) ile çarpımına eşit olduğu Denklem 3.1’de verilmiştir. Bu durumda cıvatanın taşıyacağı yükü bulmak için, cıvatanın direngenliğini (k_b), cıvata ve flanş direngenliklerinin (k_m) toplamına bölmek gerekmektedir (Denklem 3.2). S_F , güvenlik faktörüdür. Yük etki düzlemi faktörü genel olarak 0 ile 1 arasında olan teorik bir bağlantı faktörüdür. Bağlantı üzerinde yükün hangi düzlem üzerinden aktığını temsil etmektedir. Burç kullanılmayan bağlantılarda genel olarak yük etki düzlemi faktörü 0,5 olarak kullanılabilir fakat güvenli tarafta

kalmak için ve bu faktörü hesaplamının pratikte çok mümkün olmadığı düşünüldüğünde 1 olarak alınabilir [43].

$$P_b = P_{pre} + S_F n \phi P_{ext} \quad (3.1)$$

$$\phi = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (3.2)$$

Denklem 3.1, uygulanan çekme kuvveti sebebiyle flanş yüzeyleri birbirinden ayrılmadığında geçerlidir. Çekme kuvveti sebebiyle flanş yüzeyleri birbirinden ayrıldığında yük sadece cıvata üzerinden aktarılmaktadır. Bu durumda cıvata üzerindeki yük doğrudan dışarıdan gelen yüke eşit olmaktadır. Cıvata üzerinde oluşan net kuvvetin değişimi Şekil 3.2 ile gösterildiği gibi olmaktadır.

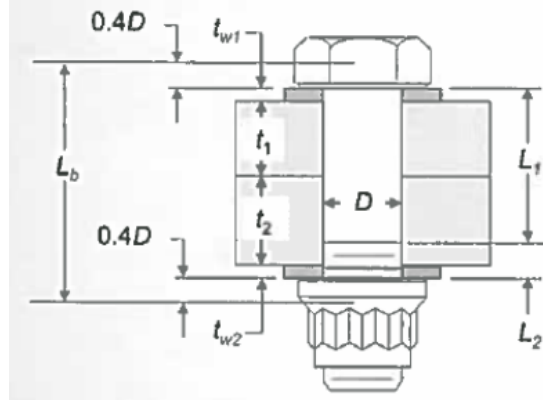


Şekil 3.2 : Cıvata üzerindeki net yük değişimi

Cıvatanın direngenliğini Denklem 3.3 ile bulmak mümkündür. Burada A, cıvatanın gerilme kesit alanı, E cıvata malzemesinin elastik modülü ve L cıvatanın bağlantıda kullanılan kısmının uzunluğudur.

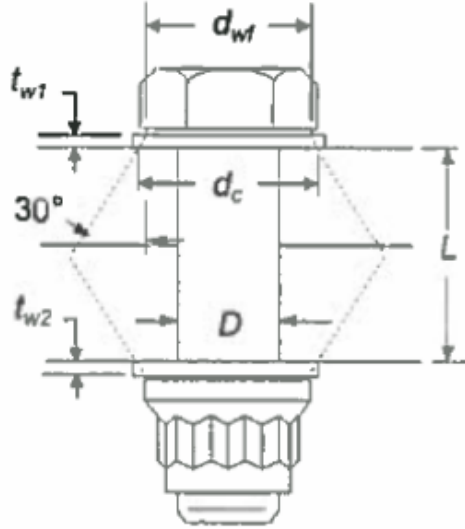
$$k_b = \frac{AE_b}{L} \quad (3.3)$$

Bu formüle etki eden parametreler Şekil 3.3'te verilmiştir. Flanşın direngenliği hesaplanırken kullanılacak formül Denklem 3.4'te ve kullanılan parametrelerin görseli Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.3 : Cıvata direngenliğine etki eden parametreler

$$k_m = \frac{\pi E_m D}{2 \ln[5 \left(\frac{L+0.5 D}{L+2.5 D} \right)]} \quad (3.4)$$



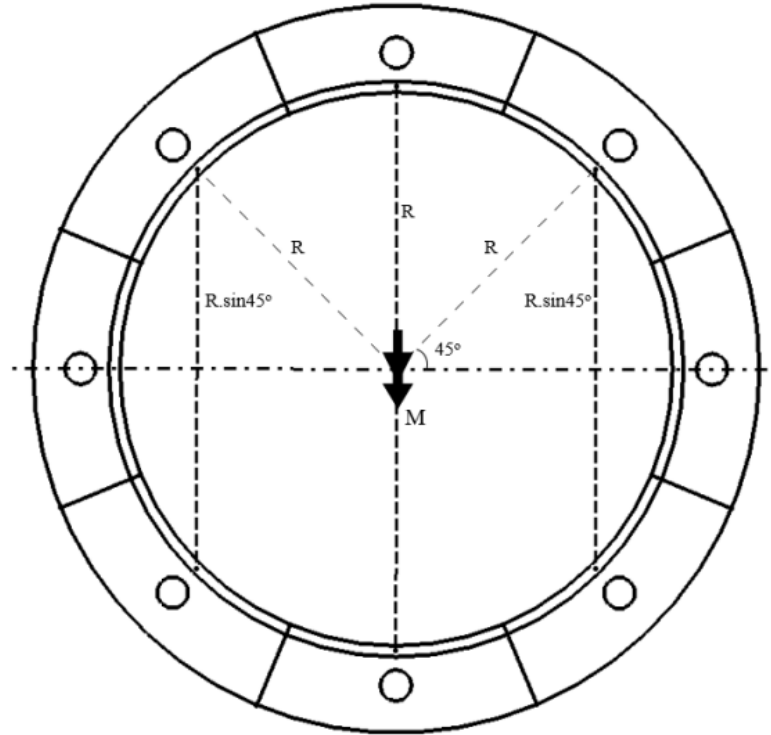
Şekil 3.4 : Flanş direngenliği hesaplanırken kullanılacak parametreler

Cıvata ve flanşın direngenlik oranlarına bağlı olarak, sistem üzerine dışarıdan uygulanan kuvvetin yapı üzerindeki dağılımının kuvvet-deformasyon grafiği Şekil 3.5'te gösterildiği gibidir. Grafikte hesaplanan sistemde flaşın direngenliği, cıvatanın direngenliğinin 3 katı olarak hesaplanmıştır. Bu durumda uygulanan kuvvetin %25'i cıvata tarafından taşınırken, %75'i flanş tarafından taşınmaktadır. Uygulanan önyüklemeye ise cıvatanın kopma dayanımının %75'inden fazla olmayacak şekilde uygulanmıştır. Doğrusal yaklaşıma göre çizilen bu grafikte cıvatanın kopması ile bağlantının ayrılması aynı noktaya gelecek şekilde tasarım gerçekleştirilmiştir, bunun için cıvata seçimi, flanşın direngenliği, cıvatanın direngenliğinin 3 katı olacak şekilde seçilmiştir [43].

Silindirik yapılara uygulanan en zorlayıcı yük olan momentin sisteme olan etkisi Denklem 3.5'te görülmektedir. Bu formülde verilen kuvvet değeri, sistem üzerinde yaratılan en büyük kuvvetin bulunduğu yerde oluşmaktadır. Momentin nötral ekseninde moment kaynaklı hiçbir kuvvet oluşmaz iken nötral eksenin en uzak iki noktada da bu maksimum kuvvet değerine ulaşılacak olup bir tarafta çekme diğer tarafta basma etkisi yaratılacaktır. Bu formülde M değeri sistemdeki moment yükünü, R değeri cıvataların silindirik gövde üzerinde dizilim yarıçapını ve N değeri toplam cıvata sayısını ifade etmektedir [45].

$$F = \frac{2M}{RN} \quad (3.5)$$

Bu formülün ispatı için cıvatalar arasında kuvvet dağılımı metodu izlenebilir. Momentin maksimum çekme yükü oluşturduğu üst kesit için eksenel gerilme Denklem 3.6-3.9 ile hesaplanır; burada M etkiyen eğilme momenti, y ağırlık merkezinin tarafsız ekseninden uzaklığı, I atalet momenti, A her bir eşit kesitin kesit alanı ve d her bir kesitin ağırlık merkezinin nötral ekseninden uzaklığıdır. Görsel için Şekil 3.7'ye bakılabilir.



Şekil 3.7 : Momentin flanşlarda eksenel kuvvete dönüştürüleceğinin ispatı

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (3.6)$$

$$I = \sum_1^{\infty} Ad^2 \quad (3.7)$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{MR}{I} \quad (3.7)$$

$$F = \frac{MRA}{2AR^2 + 4AR^2 \sin^2 45} \quad (3.8)$$

$$F = \frac{2M}{RN} \quad (3.9)$$

Cıvata için gerekli ön yükleme değeri genelde cıvata akma dayanımına belirli bir oranda yaklaşmaktadır ve bu oran literatürde yaklaşık 0.65 civarındadır. Kısaca 1000MPa akma dayanımı olan bir cıvata için, ön yükleme vererek yani torklayarak cıvata 650MPa'lık bir gerilmeye maruz bırakılmaktadır. Bu ön yükleme değeri aslında bir cıvata için çok kritiktir. Ön yüklemenin olması gereken değerde yapılması halinde dışarıdan gelen yüklerin çok büyük çoğunluğunu cıvata değil flanş taşımaya başlar ve bu durumda %65'lik akma dayanımında geriye kalan %35'lik kısmı dışarıdan gelen yük ile doldurmak çok daha zor hale gelir. Yani aslında kısaca kullanıcı, cıvataları akma dayanımının belirli bir oranına kadar kendi elleriyle getirmektedir, başta bu absürt gibi gözüke de işin aslında akma dayanımından geriye kalan kısmın dış kuvvetler ile doldurulması çok daha çetrefilli hale getirilmiştir. Bu (ortalama) %65 değerinin çok kritik bir anlamı vardır. Cıvatalar önerilen ön yükün altında bir seviyede torklanırsa, bağlantı bütünü gerekli sıkıştırma kuvvetinden yoksun kalabilir. Bu durum bağlantının ayrılmasına, dış yüklere karşı kırılabilirliğin artmasına ve bağlantı direngenliğinin azalmasına neden olabilir. Cıvataların önerilen seviyelerin üzerinde torklanması zararlı etkilere neden olabilir. Örneğin akma dayanımı 100.000 psi olan bir cıvata, 130.000 psi'ye kadar torklanırsa, plastik deformasyona uğrayabilir ve kalıcı uzama yaşayabilir. Bu da sıkıştırma kuvvetinin azalmasına ve olası bağlantı hatalarına neden olur. Cıvatanın sıkma torku hesaplamasında pratikte bulması çok zor olan bir K parametresi dahil olur. Bu parametre tork katsayısıdır ve cıvata-flanş malzemesi, yağlama ve diş durumuna bağlıdır. Denklem 3.10'da bu formül görülebilir [46].

$$T = \frac{0.65\sigma_y D}{K} \quad (3.10)$$

Yağlama ve kaplamanın sürtünme katsayısı ve dolayısıyla sürtünme kuvvetini nasıl etkilediği Çizelge 3.1'de görülebilir. Anlaşılabileceği üzere kaplamalar ve yağlamalar genel olarak sürtünmeyi azaltacağı gibi düzgün yapılmazsa beklenen etkiyi yaratmayabilmektedir.

Çizelge 3.1 : Kaplamaların Sürtünme katsayısına etkisi

Yağlayıcı Kaplamalar	Cıvata Sürtünme Katsayısı
Kadmiyum Kaplama	0,153-0,328
Çinko Kaplama	0,262-0,398
Siyah Oksit	0,109-0,279
Makine Yağı	0,20-0,225
Kaplamasız Çelik Cıvata	0,158-0,267
Fosfat ve Yağ	0,15-0,23
Kaplamalı Cıvata	0,15
Gres yağı, motor yağı veya cila	0,12

Torklama yöntemi de ön gerilme değerini doğrudan etkilemektedir. Görüleceği gibi eğer elektronik tabanlı bir ölçüm cihazı kullanılmaz ise hassasiyet yüksek olmamakta olup bu durum Çizelge 3.2’de görülmektedir.

Çizelge 3.2 : Torklama yöntemlerinin hassasiyetleri

Yöntem	Hassasiyet (%)
Tork anahtarı ile yağlamasız cıvata	35
Tork anahtarı ile kadmiyum kaplamalı cıvata	30
Tork anahtarı ile yağlamalı cıvata	25
Önyükleme ölçebilen rondela	10
Gerinim ölçer	1
Bilgisayar kontrollü tork anahtarı (akma limitinin altı için)	15
Bilgisayar kontrollü tork anahtarı (akma limitini tespit edebilen)	8
Ultrasonik ölçüm cihazı	5

3.2 Cıvata Hata Durumları Hesaplamaları

Cıvataların sisteme gelen yüke dayanıp dayanmadığını en genel ifadeyle Denklem 3.11’de görülebilir. Bu ifadede R_t , R_b ve R_s sırasıyla cıvata üzerindeki eksenel, eğilme ve kesme yüklerinden elde edilen katsayılardır. Bunlar, dış kuvvetlerin cıvataların mukavemetlerine oranlarıdır. İyi tasarlanmış bir sistemde hepsi 0 ila 1 aralığında olmalıdır. MS, güvenlik payıdır ve genellikle 0.1’den büyük olması beklenir. %65 önyükleme yapılmış bir cıvata için maksimum 0.35 olabilmektedir [13].

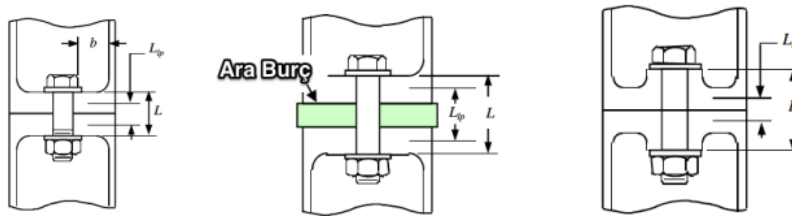
$$MS = \frac{1}{\sqrt{(R_t+R_b)^2+(R_s)^3}} - 1 \quad (3.11)$$

$$R_t = \frac{P_{pre,max} + S_F n \phi P_{ext}}{\sigma_u} \quad (3.12)$$

$$R_b = \frac{S_F \cdot M}{\sigma_u} \quad (3.13)$$

$$R_s = \frac{S_F V}{\tau_y} \quad (3.14)$$

$P_{pre,max}$ cıvataya uygulanan önyükleme değerinin maksimum değeridir ve bu değer ortalama olarak normal hesaplanan ön yükleme değerinin 1.25 katı olacaktır. M , V değerleri sırasıyla silindirik gövdeye gelen moment ve kesme yüklerini temsil etmektedir. Yazılan koddaki moment değeri, doğrudan kullanmak yerine hesaplama kolaylığı olması açısından P_{ext} içerisine eksenel kuvvetle beraber dahil edilmiştir. Bu formül de Denklem 3.15’te verilmiştir. m değeri, Şekil 3.6’daki eksantrisite katsayısıdır. ϕ daha önce de bahsedilen direngenlik sabiti iken n değeri ise düzlem faktörü olarak Şekil 3.8’de belirtilmiştir [47].



Şekil 3.8 : Yükleme düzlemleri: sırasıyla $n = 0,5$, $n > 0,5$, $n < 0,5$

$$P_{ext} = m \left(F + \frac{2M}{RN} \right) \quad (3.15)$$

Bu denklemleri kullanarak cıvatanın belirli kuvvetlere maruz bırakılan silindirik yapıları taşıyıp taşıyamadığını anlamak mümkündür, fakat yalnızca cıvatanın akma

dayanımını bu yükler altında geçip geçmediğini kontrol etmek eksik bir bakış açısı olacaktır. Bunun için diğer hata modlarını da araştırmak gereklidir.

- **Cıvata diş kesilmesi**

Bu farklı hata modlarından ilki cıvata dişlerinin kesilmesidir. Bu hata modu oluştuğunda cıvata dişi artık işlevsiz hale gelir ve diş sıyrılması denilen çok yaygın bir hata meydana gelir. Bunun için uygulanan formül serisi Denklem 3.16 ve 3.17 ile verilmiştir. Burada F_{su} , cıvatanın kesme yüküne karşı dayanım kuvvetini göstermektedir. Genelde çekme yüküne karşı olan dayanımının 0.577 katı kadar olacaktır. L, cıvata uzunluğu (diğer bir deyişle flanş kalınlığı) ve D cıvata çapıdır.

$$MS = \frac{F_{su}A_s}{P_b} - 1 \quad (3.16)$$

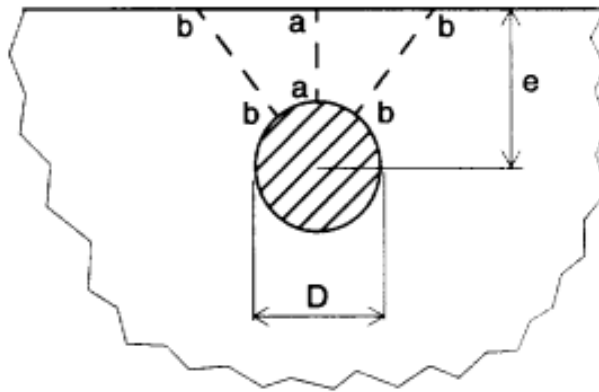
$$A_s = \frac{5\pi LD}{8} \quad (3.17)$$

- **Dayanma gerilmesi**

İkinci hata modu, dayanma gerilmesi denilen değer cıvatanın dayanımını geçmesiyle oluşur ve Denklem 3.18 ile hesaplanmaktadır. Burada F_{ts} değeri cıvatanın çekme yükü altındaki dayanımını kuvvet cinsinden ifade eder. t flanş kalınlığı, D ise cıvata çapıdır.

$$MS = \frac{F_{ts}Dt}{S_FV} - 1 \quad (3.18)$$

Tam olarak bir hata modu olmasa da tasarımlarda büyük bir geometrik girdi sağlayan faktör ise cıvataların kenarlara ne kadar yakın olması gerektiğiyle ilgilidir. Bunu daha iyi anlayabilmek adına Şekil 3.9 incelenebilir.



Şekil 3.9 : Kesme yırtılması olayının geometrik gösterimi

- **Bağlantı ayrılması**

Hata modlarının sonuncusu ise, bağlantı ayrılması kriteridir. Bu kritere göre uygulanan önyükleme değeri dış kuvvetler tarafından gelen kuvvetlerle aşılsa yapıyı tutan önyükleme yetersiz kalır ve yapı artık bir arada duramaz. Bu hata modunun hesaplamaları Denklem 3.19’da görülebilir.

$$MS = \frac{P_{pre}^{0.75}}{S_F(1-n\phi P_{ext})} - 1 \quad (3.19)$$

Tüm bu hesaplamalar, kod için birer kısıt olarak girilecek ve kodun tek bir MS yani güvenlik payı kullanmasını sağlayacaktır. En kritik görülen, yani en küçük MS değeri için kod çalışacak ve kullanıcıya bu hata modlarının hiçbirinde sıkıntı yaratmayacak bir tasarım oluşturacaktır.

3.3 Optimizasyonun Hesaplamalara Dahil Edilmesi

Herhangi bir optimizasyon probleminde ilk yapılması gereken iş, optimizasyonu standart formda yazmaktır. Yazılacak kod için de öncelikle kısıtlar ve fonksiyonlar belirlenmiş ve optimizasyon problemi standart formda yazılmıştır.

$$\text{Bul, } \mathbf{x} = [D, N, L] \quad (3.20)$$

$$\text{En küçük, } \{\mathbf{M}(\mathbf{x}), N\}$$

$$\text{Öyle ki, } MS(\mathbf{x}) \geq 0.1 \text{ ve } 0.1 \leq \phi(\mathbf{x}) \leq 0.4$$

Burada $\mathbf{x}$ tasarım değişkenleri kümesi, N cıvata sayısı, D cıvata çapı, L flanş kalınlığı (aynı zamanda cıvata boyu), $\mathbf{M}$ tüm sistemin kütlesi, MS güvenlik kriteri, ϕ cıvatalı bağlantı rijitlik katsayısıdır.

Kısaca optimizasyonu yapılacak fonksiyonlar ve tasarım değişkenleri belirlenmiş ve hangi kısıtlamalar altında bu optimizasyonun gerçekleştirileceği saptanmıştır.

- **Tasarım değişkenleri**

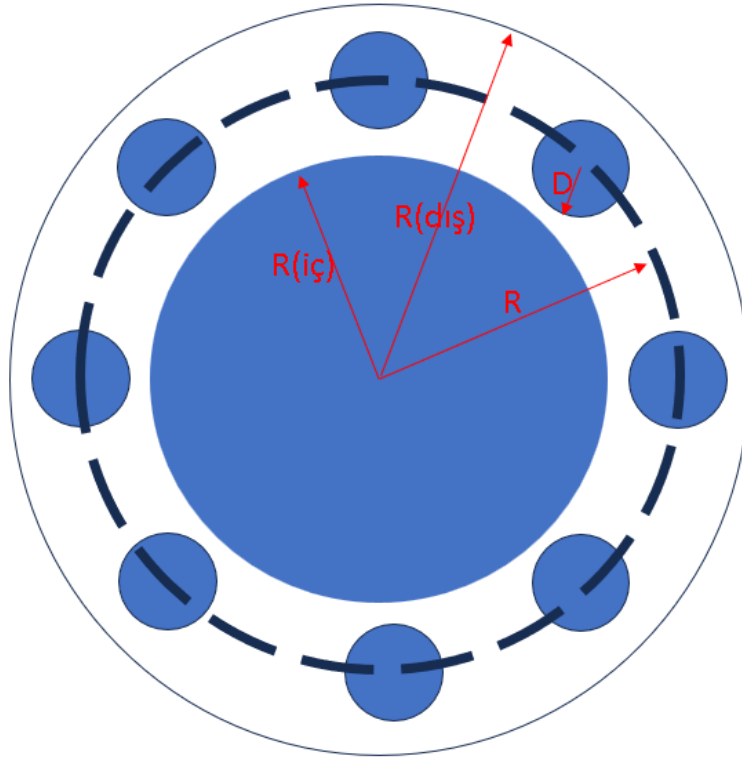
Bu çalışmada, tasarım değişkenleri olarak cıvata sayısı, cıvata çapı ve flanş kalınlığı kullanılmıştır. Bunun sebebi herhangi bir flanş-cıvata bağlantısında en büyük sorunun genelde cıvata sayısı ve tipi seçimi olmasıdır. Flanş kalınlığı ise genelde seçilen cıvataya göre direngenlik hesabıyla belirlenmekte ve kütleyi çok büyük ölçüde belirlemektedir.

- **Amaç Fonksiyonları**

Bu çalışmada iki amaç fonksiyonu bulunmaktadır. İlk amaç fonksiyonu, cıvata-flanş sisteminin toplam kütlesidir. Açıkçası, flanşlar toplam kütleyle öncülük etmektedir, çünkü kalınlık kritik derecede önemlidir. Cıvata sayısı azsa, cıvataların kütlesi flanşlarıinkiyle neredeyse karşılaştırılamaz. İkinci amaç fonksiyonu ise, tüm cıvata-flanş sistemini monte etmek için gereken montaj süresini azaltmayı hedeflemektedir. Bu nedenle, ikinci amaç fonksiyonu sistemde kullanılan toplam cıvata sayısı olarak seçilmiştir. Sistemin toplam kütlesi, yani ilk amaç fonksiyonu Denklem 3.21’de görülebilir.

$$M = \left[\frac{\pi (D_r^2)}{4} - \frac{(\pi (D_r - 6 D)^2)}{4} - \frac{N \pi D^2}{4} \right] L \delta_m + N \pi \frac{D^2}{4} L (3 \delta_m) \quad (3.21)$$

Bu denklem oluşturulurken Şekil 3.10’da belirtilen dairelerden beyaz alana sahip kısım kullanılmıştır. Daha sonra bu alan hacmi bulmak için flanş kalınlığıyla ve kütleyi bulmak için flanş yoğunluğuyla çarpılmıştır. Üzerine cıvataların kendi kütleleri eklenmiştir. Bu sırada flanş genelde alüminyum, cıvata ise çelik olduğundan flanş yoğunluğu 3 ile çarpılmıştır.



Şekil 3.10 : Kütle hesabında kullanılan parametreler

Sınırlar

Tasarım değişkenleri için girilen sınırlamalar aslında teorik olmaktan çok gerçek hayata yöneliktir. 3 adet tasarım değişkeni için 3 adet sınır şartı girilmiştir. Bunlardan ilki, metrik cıvatalar için M3 ve M20 arasında değişen cıvata çapı sınır şartıdır. Bunun seçilme nedeni silindirik yapılarda (uzay endüstrisi alanında) genellikle bu cıvata çapı aralığındaki cıvataların kullanılmasıdır [15]. İkinci sınır şartı ise cıvata sayısı içindir ve 4 ile 500 arasında girilmiştir. Bunun nedeni ise 4'ten az cıvatanın bir yapıda çok fazla eksantrisine yaratacağı ve 500'den fazla cıvatanın ise flanş boyunca dizildiğinde birbirine çok yakın olacağı varsayımdır. Flanş kalınlığı için ise 1mm ile 150mm arasında değişmektedir. Bunun nedeni ise 1mm'den düşük kalınlığının uygulanamaz olması ve 150mm'den fazla kalınlığın ise ϕ değerini çok azaltıp artırıp flanşa çok fazla yük taşımasıdır.

Kısıtlamalar

Optimizasyonun hangi kısıtlar altında yapılacağı aslında barizdir. Cıvatanın veya sistemin herhangi bir hata moduna sebep olmaması beklenir. Bunun için ise Bölüm 3.2'de verilen hata modlarının tamamı kısıt olarak koda eklenmiştir ve MS değeri 0.1'den yüksek olarak girilmiştir [13]. Bunların dışında tam olarak hata modu olarak sınıflandırılmasa da gerçek hayata uygun sonuçların alınması adına iki adet daha kısıt eklenmesi gerekmektedir.

Bu kısıtlardan ilki geometrik bir kısıt olan, cıvatalar arasındaki minimum mesafenin cıvata çapı kadar olması gerektiğidir. Herhangi bir cıvata ile başka bir cıvata arasındaki en az mesafe bu cıvataların çapı kadar olacaktır. Aynı şekilde cıvata ile kenarlar arasındaki minimum mesafe de bu cıvatanın çapı kadar olacaktır.

Diğer bir kısıt ise ϕ değerinin gerçek hayatta olması gerektiği gibi 0.1 ile 0.4 arasında olması gerektiğidir. Bu hesaba göre dışarıdan gelen yükün minimum %10'unu, maksimum da %40'ını cıvata taşımaktadır [13]. Bu, kodun cıvata ve flanş olarak nasıl bir geometriye sahip olmasını önerdiğiyle alakalıdır.

3.3.1 gamultiobj fonksiyonunun koda işlenmesi

MATLAB'daki gamultiobj, birden fazla amaç fonksiyonuna sahip genetik algoritma optimizasyonu için yerleşik bir işlevdir. Global Optimizasyon Araçlarının bir parçasıdır ve birden fazla çelişkili amaç fonksiyonuna sahip optimizasyon

problemlerini çözmek için kullanılır. Amaç, Pareto Diyagramı olarak bilinen farklı hedefler arasında bir değiş-tokuşu veya birleşmeyi temsil eden bir dizi çözüm bulmaktır. Çizelge 3.3'teki girdiler ve Çizelge 3.4'teki çıktılar eşliğinde koda daha önce belirtilen fonksiyonlar girdi olarak verilmiş ve çıktılar kullanılmıştır. Genel kullanımı şu şekildedir:

[x, fval, exitflag, output, population, scores] = gamultiobj(fun, nvars, A, b, Aeq, beq, lb, ub, nonlcon)

Çizelge 3.3 : gamultiobj fonksiyonunun girdileri

fun	Minimize veya maksimize edilecek amaç fonksiyonuna.
nvars	Karar değişkenlerinin sayısı.
A,b	Doğrusal eşitsizlik kısıtları ($Ax \leq b$ şeklinde işlenmelidir.).
Aeq, beq	Doğrusal eşitlik kısıtları ($Aeq * x = beq$ şeklinde işlenmelidir.).
lb, ub	Tasarım değişkenleri üzerindeki alt ve üst sınırlar.
nonlcon	Doğrusal olmayan kısıt fonksiyonu.

Çizelge 3.4 : gamultiobj fonksiyonunun çıktıları

x	Pareto kümesi (Pareto diyagramındaki çözümler).
fval	Pareto değerleri (x'e karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri).
exitflag	Sonlandırma nedenini gösteren çıkış bayrağı.
output	Optimizasyon süreci hakkında bilgi içeren yapı.
population	Bireylerin nihai popülasyonu.
scores	Nihai popülasyon için amaç fonksiyonu değerleri.

3.3.2 fmincon fonksiyonunun koda işlenmesi

MATLAB'daki fmincon fonksiyonu, doğrusal olmayan kısıtlı optimizasyon problemlerini çözmek için yerleşik bir fonksiyondur. Optimizasyon Araçlarının bir parçasıdır ve genellikle doğrusal olmayan eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamalarına tabi birkaç değişkenin skaler fonksiyonunun minimumunu bulmak için kullanılır. Çizelge

3.5'teki girdiler ve Çizelge 3.6'daki çıktılar kullanılarak kod fmincon algoritmasını çalıştırmaktadır. Kullanımı şöyle özetlenebilir:

[x, fval, exitflag, output, lambda, grad, hessian] = fmincon(fun, x0, A, b, Aeq, beq, lb, ub, nonlcon, options)

Çizelge 3.5 : fmincon fonksiyonunun girdileri

fun	Minimize veya maksimize edilecek amaç fonksiyonuna.
x0	Çözüm için başlangıç tahmini.
A,b	Doğrusal eşitsizlik kısıtları ($Ax \leq b$ şeklinde işlenmelidir.).
Aeq, beq	Doğrusal eşitlik kısıtları ($Aeq * x = beq$ şeklinde işlenmelidir.).
lb, ub	Tasarım değişkenleri üzerindeki alt ve üst sınırlar.
nonlcon	Doğrusal olmayan kısıt fonksiyonu.
options	Optoptions fonksiyonu ile oluşturulan optimizasyon seçenekleri.

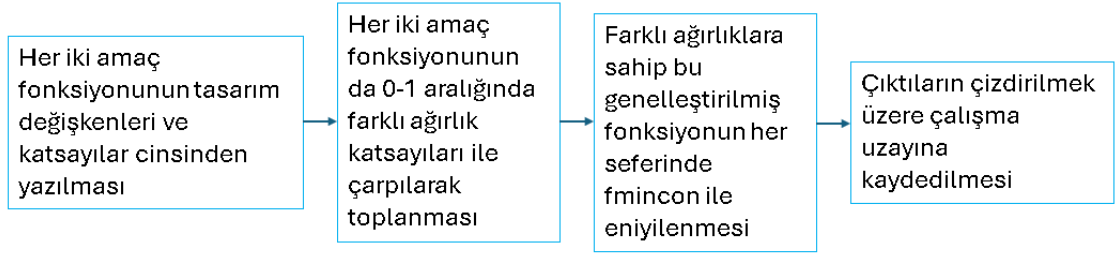
Çizelge 3.6 : fmincon fonksiyonunun çıktıları

x	Pareto kümesi (Pareto diyagramındaki çözümler).
fval	Pareto değerleri (x'e karşılık gelen amaç fonksiyonu değerleri).
exitflag	Sonlandırma nedenini gösteren çıkış bayrağı.
output	Optimizasyon süreci hakkında bilgi içeren yapı.
lambda	Çözümdeki Lagrange çarpanları veya Karush-Kuhn-Tucker (KKT) çarpanları.
grad	Çözümdeki amaç fonksiyonunun gradyanı.
hessian	Çözümdeki Lagrangian'ın Hessian matrisi.

fmincon fonksiyonu ham haldeyken tek amaç fonksiyonu içeren optimizasyon problemlerini çözmek için kullanılmaktadır. Bu fonksiyonu birden fazla amaç fonksiyonu içeren bir yapıya dönüştürmek için şu yöntem izlenmiştir:

Her iki amaç fonksiyonu bir “for” döngüsüne sokularak ve eşit ağırlık katsayıları verilerek toplanmıştır. Daha sonra elde edilen toplam fonksiyonu yine “fmincon”

fonksiyonu içine sokulmuş ve sonuçlar alınmıştır. Bu kullanım izlenirken eşit ağırlık katsayıları kullanılmak zorunda değildir, yani aslında iki amaç fonksiyonundan daha önemli olanı daha yüksek katsayıya sahip olandır. Yazılan kodda ise bu iki amaç fonksiyonu eşit önemde kabul edilmiştir. Bu yapılan işlemler detaylı halde Şekil 3.11’de görülmektedir.



Şekil 3.11 : fmincon fonksiyonunun çok amaçlı optimizasyon için kullanımı

3.4 Kodun Girdi ve Çıktıları

Kodun girdi ve çıktıları sırasıyla Çizelge 3.7’de ve Çizelge 3.8’de verilmiştir. Burada F, V ve M değerleri cıvataların bir arada tuttuğu silindirik yapıya dışarıdan etki eden yükleri temsil etmektedir. SF ve MS değerleri tasarımın sonunda elde edilen güvenlik katsayıları olup Ej, Eb ve TS değerleri malzeme özelliğidir. Kodun girdi ve çıktıları örnek olarak verilmiş olan Şekil 3.12’de tek bir pencerede görülebilir.

Kodun girdileri oluşturulurken; malzeme özellikleri, yükler ve geometrik özellikler gibi değiştirilebilir parametrelerin ayarlanması sağlanmıştır. Örneğin yüklerde eksenel kuvvet ve bükülme momentleri senaryodan senaryoya çok fazla değişebilmektedir. Bir durumda eksenel çekme kuvveti oluşturulurken diğer durumda eksenel basma kuvveti daha baskındır. Diğer bir girdi türü de güvenlik sayılarıdır. Bu parametreler de kullanıcının isteğine göre değişebilmektedir. Çıktılar oluşturulurken ise kullanıcının kodu kullanarak bir tasarım oluşturabilmesi gerekliliği düşünülmüştür. Bu durumda öncelikle kodun çıktılarının kullanılabilir olduğunu belirten çıktı gösterilmiştir. Sonrasında ise sırasıyla tasarım değişkenleri ve amaç fonksiyonları gösterilmektedir. Algoritmaların tutarlılığını anlatmak için ise Pareto Diyagramı çizdirilmiştir.

Çizelge 3.7 : Kodun girdileri

Girdiler	Birimi	Tanımı
F	N	Eksenel çekme kuvveti
V	N	Kesme kuvveti
M	N.m	Bükülme momenti
Dr	m	Dış çap
SF	-	Güvenlik faktörü
MS	-	Güvenlik payı
MD	kg/m ³	Flanşın yoğunluğu
Ej	GPa	Flanşın elastik modülü
Eb	GPa	Cıvatanın elastik modülü
TS	MPa	Cıvatanın akma dayanımı

Çizelge 3.8 : Kodun Çıktıları

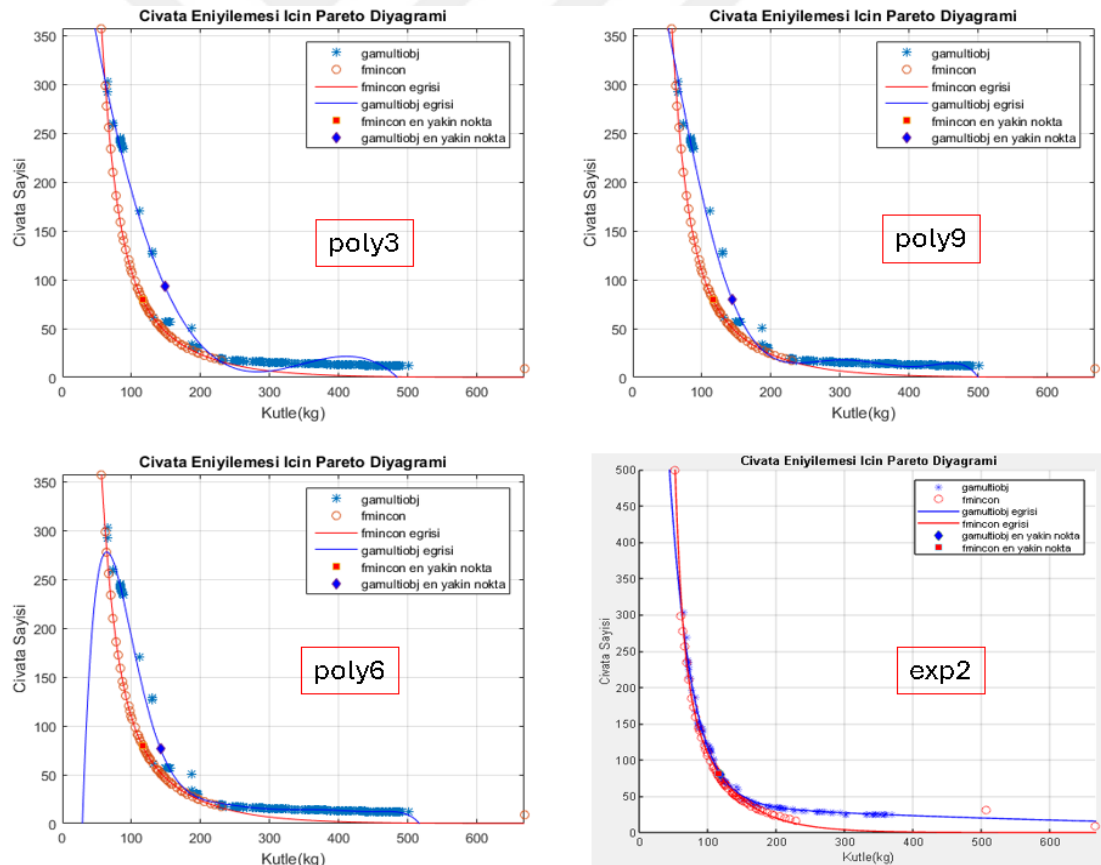
Çıktılar	Tanımı
exitflag Değeri	Optimizasyonun düzgün çıktı verip vermediğini gösterir.
Tasarım Değişkenleri	Cıvata çapı, cıvata sayısı ve flanş kalınlığını gösterir
Amaç Fonksiyonları	Toplam sistem kütlesini ve toplam cıvata sayısını gösterir.
Pareto Diyagramı	Problem için tüm olasılıkları göstermektedir.

GİRDİLER			
Eksenel Kuwet-F =	500000	N	fmincon exitflag degeri : 1 fmincon tasarım degiskenleri : cıvata capı : M9, cıvata sayısı : 69, flanş kalınlığı(mm) : 20 fmincon amac fonksiyonları : kutle(kg) : 100, cıvata sayısı : 69 ga exitflag degeri : 1 gamultiobj tasarım degiskenleri : cıvata capı : M10, cıvata sayısı : 58, flanş kalınlığı(mm) : 23 gamultiobj amac fonksiyonları : kutle(kg) : 111, cıvata sayısı : 58
Kesme Kuwetı-V =	0	N	
Bukulme Momenti-M =	0	N.m	
Flans Capi-Dr =	1.500	m	
Güvenlik Faktörü-SF =	2.000		
Güvenlik Payı-MS =	0.300		
Flans Yoğunluk-MD =	2800	kg/m ³	
Cıvata Akma Dayanımı-TS =	9.4e+08	Pa	
Flans Elastik Modulu-Ej =	7e+10	Pa	
Cıvata Elastik Modulu-Eb =	2.1e+11	Pa	
			İkisini Çalıştır fmincon Çalıştır gamultiobj Çalıştır

Şekil 3.12 : Kodun girdi ve çıktıların olduğu kullanıcı arayüzü

3.5 Pareto Diyagramına Eğri Atama

Sonuçların daha tutarlı olması adına kodda hesaplanan ve Pareto Diyagramını çizerken kullanılan noktalara her iki algoritma için ayrı ayrı birer eğri ataması yapılmıştır. Bunun amacı hem görsel açıdan noktalar Pareto Diyagramında sonuçların dağılımının düzgün gözükmesi hem de dirsek noktasının bulunmasında kesikli değerler yerine sürekli bir eğri kullanarak doğruluğun artırılmasıdır. Burada ne tür bir eğrinin atanacağını bulmak için öncelikle noktaların dağılımının genel şekline odaklanılmış ve eksponansiyel bir eğri atanması beklenmiştir. Doğruluğu artırmak adına da MATLAB'daki 'exp2' komutu kullanılmış ve iki adet eksponansiyel eğrinin toplanması sağlanmıştır. Bu işlem yapılmadan önce gamultiobj fonksiyonuna polinom ataması denemesi yapılmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 3.13 ile gösterilmiştir. Bu durumda elde edilen eğriler arasından 'exp2' komutunun oluşturduğu eksponansiyel olan eğri seçilmiştir.



Şekil 3.13 : Eğri ataması için düşünülen fonksiyonlar

Eğri atamasından sonra, her iki algorithmadan elde edilen eğriler kullanılarak hem algoritmaların ne kadar yakın sonuç verdiği kıyaslanmış hem de orijine en yakın

noktaları hesaplanmıştır. Bulunan noktalar eğriler üzerinde işaretlenmiş ve birbiriyle kıyaslanacak şekilde gösterilmiştir. Bulunan amaç fonksiyonu değerlerinden tasarım değişkenlerine geçmek için ise, üç adet bilinmeyen ve iki adet denklem içeren bir soru seti ile karşılaşılmıştır. Bunlardan cıvata sayısı, hali hazırda hem amaç fonksiyonlarından hem de tasarım değişkenlerinden biri olduğu için doğrudan bulunmaktadır. Flanş kalınlığını bulmak için, her iki algoritma için çizdirilen noktaların orijine en yakın olanının cıvata çapı değeri kullanılmış ve flanş kalınlığı değeri hesaplanmıştır. Cıvata apı da böylece elde edilmiştir.



4. DOĞRULAMALAR

Kod yazımından sonra sıra kodun doğrulama aşamasındadır. Kodun düzgün şekilde sonuç verdiği öncelikle çıktıların mantıklı olup olmadığına göre değerlendirilmiş, daha sonra çıktılar analize sokulmuştur. Çıktıların kullanıma uygun olup olmadığı exitflag değerine bakarak rahatça anlaşılır fakat daha derin bir araştırma için değerler incelenebilir. İnceleme için, Rt ve Rs değerlerinin 0-1 aralığından olduğuna, Pareto Diyagramının optimizasyona uygun şekilde bir grafik verdiğine, kısıtların sağlanıp sağlanmadığına ve iki fonksiyondan (ga ve fmincon) alınan çıktıların benzer sonucu verip vermediğine bakılabilir. Çıktıların kullanılabilir olup olmadığı exitflag değeriyle anlaşılabilir. Bu değerlerin tam manası Çizelge 4.1'e bakılarak anlaşılabilir.

Çizelge 4.1 : MATLAB'da exitflag değerlerinin anlamları

exitflag Değeri	Anlamı
1	Objektif fonksiyondaki değişim tolerans değerinden azdır ve kısıt fonksiyonundaki değişim de kısıt fonksiyonu toleransından azdır.
3	Objektif fonksiyon değeri iteratifler boyunca değişmemektedir ve kısıt fonksiyonu değişimi tolerans değerinden düşüktür.
4	Adım büyüklüğü işlemin yapıldığı makine hassasiyetinden daha küçük ve kısıtlama ihlali tolerans değerinden daha azdır.
0	Maksimum nesil sayısı aşıldı.
-1	Optimizasyon bir çıktı fonksiyonu veya çizim fonksiyonu tarafından sonlandırıldı.
-2	Uygulanabilir nokta bulunamadı.
-4	Durma süresi sınırı aşıldı.
-5	Zaman sınırı aşıldı.

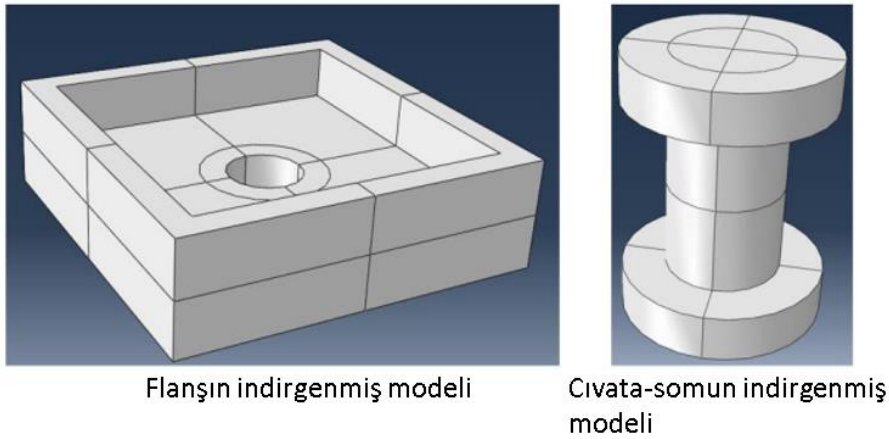
Kodun tüm çıktılarının uygunluğu kontrol edildikten sonra sıra doğrulama aşamasına gelmiştir. Analizle yapılan doğrulamalar için, öncelikle optimizasyonun dahil edilmediği, yani klasik cıvata hesaplamalarının olduğu kısımlara odaklanılmıştır. Bunun için simetrik olacak şekilde tek cıvata içeren yapı modellenmiş ve flanş görevi

verilmiştir. Ortasına da cıvata ve somun yekpare halde modellenmiş ve eklenmiştir. Bu modellemeler Şekil 4.1’de bulunmaktadır. Sistem modellemesi için indirgenmiş flanş modelinden simetrik olacak şekilde iki adet ve cıvata-somun modelinden bir adet kullanılmıştır.

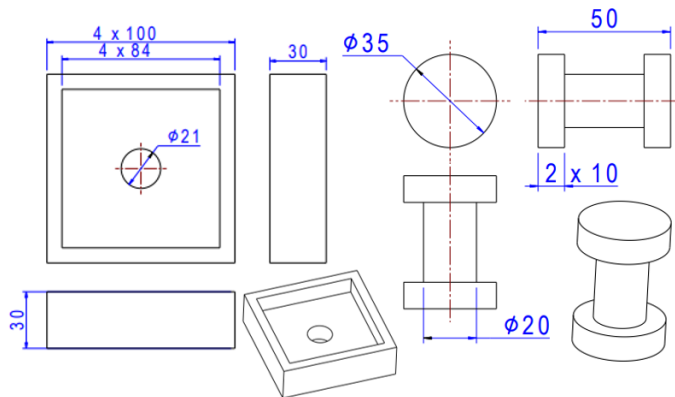
4.1 Kodun Optimizasyon Dahil Olmayan Kısımının Doğrulaması

- **Yalnızca Çekme Kuvvetinin Olduğu Kısımın İncelenmesi**

Malzeme özelliği olarak tüm tez boyunca aynı olacak şekilde ilerlenmiş ve flanşlar için alüminyum, cıvata-somunlar için ise çelik girilmiştir. Girilen malzeme özellikleri Çizelge 4.2 ile belirtilmiştir. Bu model ve özellikler ışığında oluşturulan modelin sistem görüntüsü Şekil 4.3 ile belirtilmiştir. Şekil 4.1 ile belirtilen modeldeki uzunluklar Şekil 4.2 ile belirtildiği gibi gibidir.



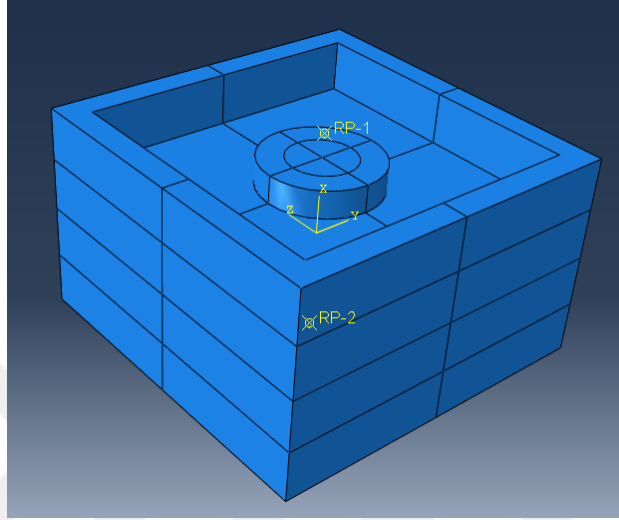
Şekil 4.1 : Flanşın, cıvatanın ve somunun indirgenmiş modelleri



Şekil 4.2 : İndirgenmiş analiz modelinin uzunlukları

Çizelge 4.2 : Analizdeki parçaların mekanik özellikleri

Parça Tanımı	Elastisite Modülü(GPa)	Poisson Oranı
Flanş	70	0.33
Cıvata-Somun	210	0.33



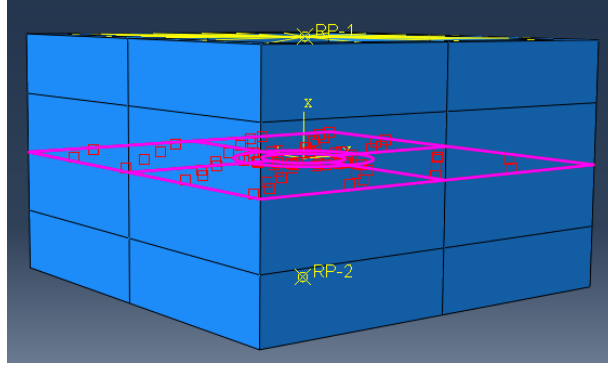
Şekil 4.3 : Oluşturulan analiz modelinin sistem hali

Bu model bir cıvata analiz modeli olduğu için, literatürde de benzer örnekleri bulunan bir şekilde analiz edilmiş ve 3 adet adım eklenmiştir. Bunlardan ilki kaskatı bağlama (ing. tie) adımıdır. Daha sonra cıvata analizlerinde yapılması gereken güncel uzunluğa sabitle (ing. fixed at current length) adımı uygulanmıştır. Son adım olarak ise dış kuvvetler uygulanmıştır. Bu adımların görseli Şekil 4.4 ile belirtilmiştir.

Step Manager				
	Name	Procedure	Nlgeom	Time
✓	Initial	(Initial)	N/A	N/A
✓	Step-1	Static, General	ON	1
✓	Step-2	Static, General	ON	1
✓	Step-3	Static, General	ON	1

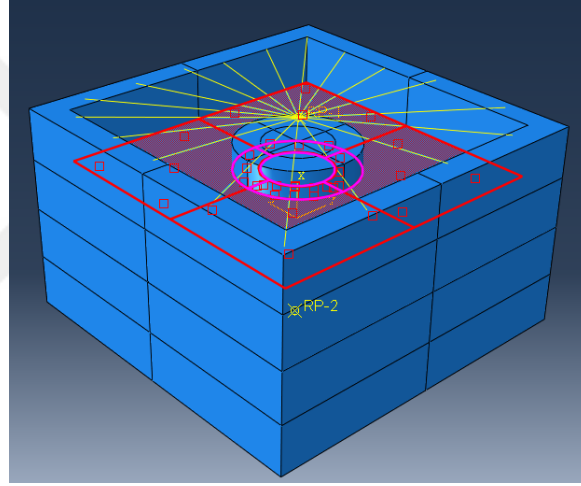
Şekil 4.4 : Analiz adımları görseli

Temas koşulları olarak modele 3 adet sınır koşulu tanımlanmıştır. İlki 2 adet tutucu arasında yüzey yüzeye temas koşuludur. Bu koşul Şekil 4.5 ile belirtilmiştir. Temasın tanımlandığı bu yüzey aynı zamanda sistem için bir simetri eksenini görmektedir.



Şekil 4.5 : Tutucular arasındaki yüzey yüzeye temas koşulu görseli

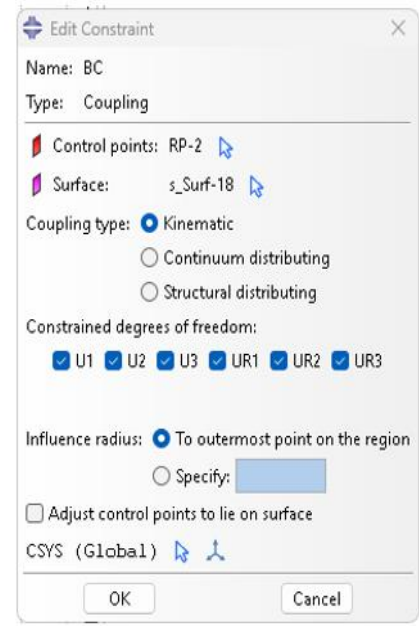
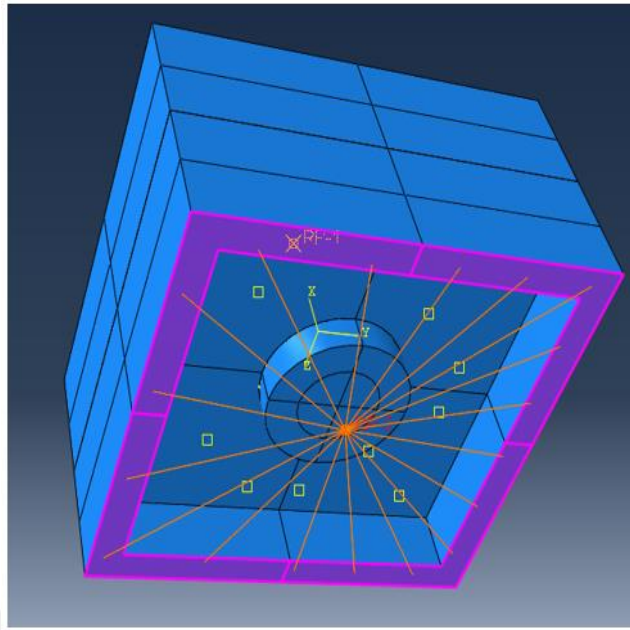
İkinci ve üçüncü temas koşulu ise cıvata ve somun kafaları ile tutucular arasındaki yüzeyler arasındaki yüzey yüzeye temas koşuludur. Bu koşulun görseli Şekil 4.6 ile belirtilmiştir.



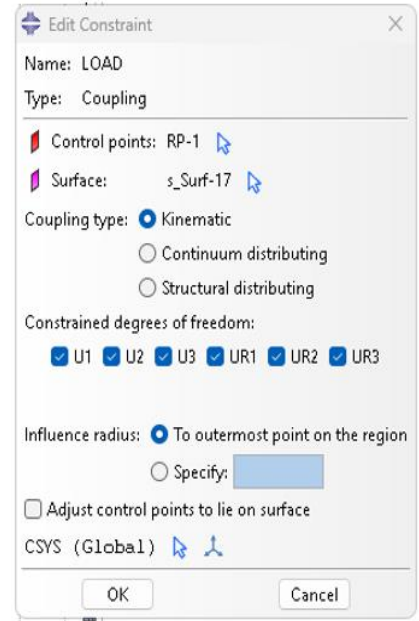
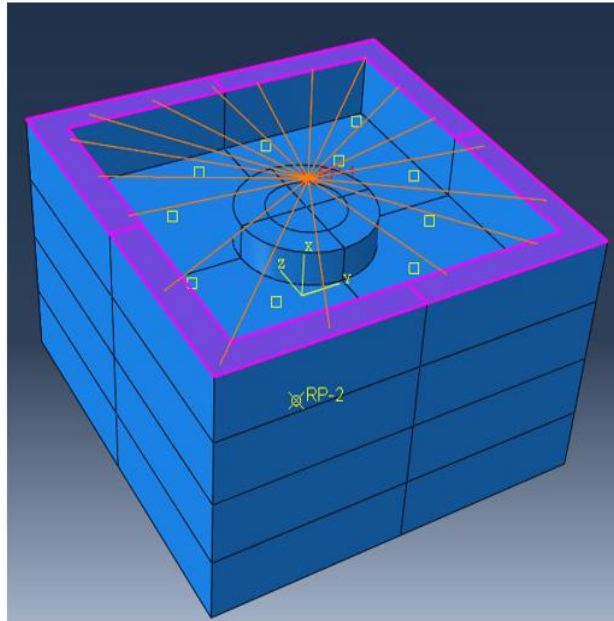
Şekil 4.6 : Cıvata-somun kafaları ile tutucular arasındaki temas koşulu

Daha sonra bu yüzeylerin üçüne de 0.2 sürtünme katsayısı tanımlanmıştır. Bu değerin kullanılmasının sebebi genelde hem cıvatalarda hem de tutucularda kaplama kullanılması ve bu değerin ortalama 0.2 değerine denk gelmesidir [15].

Sınır koşulları olarak sistemin alt kısmı uzayda sabitlenmiş ve tam simetrik olan yüzeyinden ise kuvvetler uygulanmıştır. Bu durumun görselleri Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 ile belirtilmiştir. Sabitleme ve kuvvet uygulama sırasında RP atama yani referans nokta ataması yapılmış ve bu noktalar yüzeylere kinematik bağlama (ing. kinematic coupling) ile bağlanmıştır.

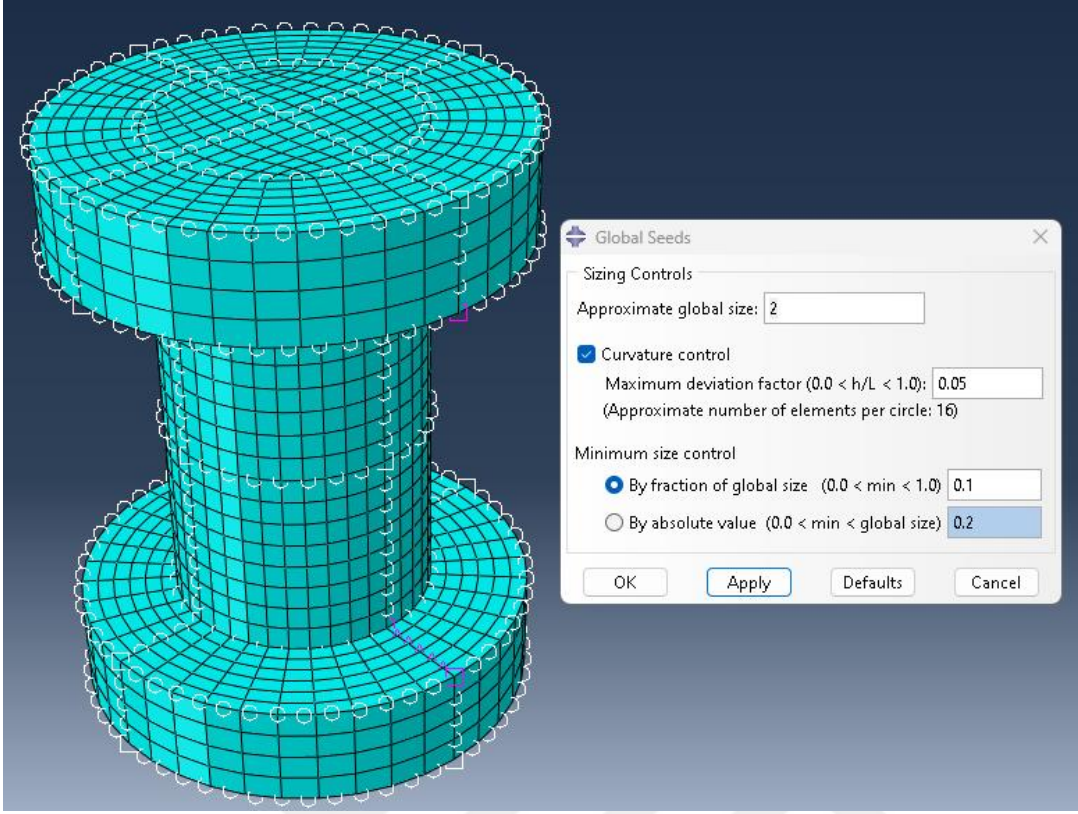


Şekil 4.7 : Sistemin alt kısmının uzayda tüm yönlerde sabitlenmesi

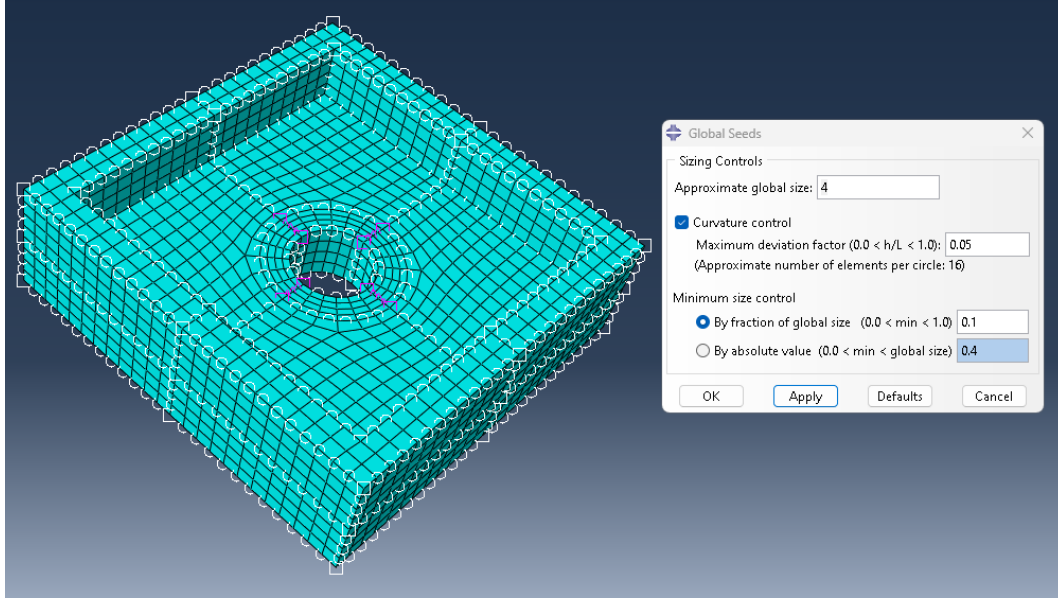


Şekil 4.8 : Sistemin üst yüzeyinden kuvvetlerin uygulanması

Ağ yapısı oluşturulurken cıvata için global boyut 2 mm, tutucular için ise 4 mm seçilmiştir. Bunlar Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da görülebilir.



Şekil 4.9 : Cıvata ağ yapısı genel görünümü ve global boyutu

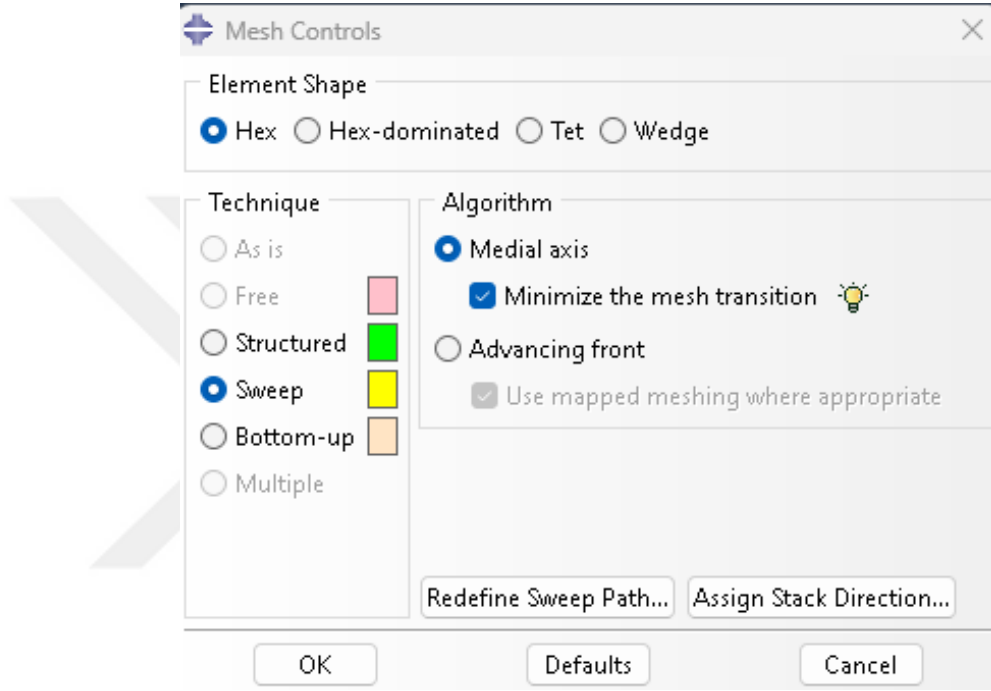


Şekil 4.10 : Tutucuların ağ yapısı genel görünümü ve global boyutu

Bu boyutların seçilmesinde ağ hassaslaştırma (ing. mesh sensitivity) tekniği kullanılmıştır. Bu teknik kullanılırken cıvatanın tam ortasından geçen bir kesit alınmış ve sonuçlara göre bu eksenindeki ortalama gerilme değeri değişimi incelenmiştir. Bu

değişime göre %5'ten aşağı fark oluşmaya başladığında optimum ağ boyutu ve sayısı bulunmuş kabul edilmiştir. Bu durumun grafiği Şekil 4.13 ile belirtilmiştir.

Statik yapısal sonlu elemanlar analizinde (FEA) altıgen ağ, temel olarak altı yüzlü (veya tuğla şekilli) elemanlardan oluşan bir ağ anlamına gelir. Bu ağ türü, bazı sınırlamaları olmasına rağmen belirli senaryolardaki avantajları nedeniyle FEA'da yaygın olarak kullanılır. Tüm tez boyunca kullanılan ağ modeli olan altı yüzlü eleman modelinin seçimi Şekil 4.11 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.11 : Tüm tez boyunca kullanılan ağ yapısının görseli

Statik yapısal sonlu elemanlar analizinde (FEA) altıgen ağ, temel olarak altı yüzlü (veya tuğla şekilli) elemanlardan oluşan bir ağ anlamına gelir. Bu ağ türü, bazı sınırlamaları olmasına rağmen belirli senaryolardaki avantajları nedeniyle FEA'da yaygın olarak kullanılır. Tüm tez boyunca kullanılan ağ modeli olan altı yüzlü eleman modelinin seçimi Şekil 4.11 ile gösterilmiştir.

Altıgen Ağ'ın Avantajları

Doğruluk: Altı yüzlü elemanlar, özellikle ağırlıklı olarak doğrusal deformasyonlara sahip yapılar için tipik olarak daha doğru sonuçlar sağlar. Dört yüzlü elemanlara kıyasla daha iyi yakınsama davranışı sergilerler, yani daha ince bir ağ ile çözüm gerçek çözüme daha hızlı yaklaşır.

Sertlik: Altıgen elemanlar dört yüzlü elemanlardan daha sert olma eğilimindedir, bu da katı yapıların davranışını doğru bir şekilde yakalamak için faydalı olabilir.

Azaltılmış Eleman Bozulması: Altı yüzlü elemanlar, özellikle son derece düzensiz geometrilerin veya keskin köşelerin olduğu durumlarda, dört yüzlü elemanlara kıyasla eleman bozulmasına daha az eğilimlidir.

Verimli Çözücüler: Birçok FEA çözücüsü altı yüzlü ağlar için optimize edilmiştir, bu da bu tür ağları içeren simülasyonlar için daha hızlı hesaplama süreleri sağlar.

Düzenli Bağlantı: Altı yüzlü kafesler genellikle daha düzenli bir bağlantı modeli sergiler, bu da dört yüzlü elemanlardan oluşan kafeslere kıyasla oluşturulmasını ve görselleştirilmesini kolaylaştırır.

Altıgen Ağ'ın Dezavantajları:

Karmaşık Geometri İşleme: Karmaşık özelliklere veya düzensiz şekillere sahip karmaşık geometriler için altıgen ağ üretimi zor olabilir. Daha fazla manuel müdahale veya özel ağ atma teknikleri gerektirebilir.

Artan Mesh Yoğunluğu: Altı yüzlü elemanlar, kavisli veya karmaşık özellikleri doğru bir şekilde yakalamak için dört yüzlü elemanlara kıyasla daha yoğun bir ağ gerektirebilir ve bu da potansiyel olarak daha yüksek hesaplama maliyetlerine yol açabilir.

Sınır Katman Ağları: Özellikle akışkan akışı simülasyonlarında sınır katman ağlarının oluşturulması, dört yüzlü ağlara kıyasla altı yüzlü ağlarda daha zor olabilir.

Sınırlı Esneklik: Altıgen kafesler, özellikle dört yüzlü elemanların daha iyi performans sunabileceği yüksek oranda bozulmuş veya doğrusal olmayan deformasyonlar içeren tüm simülasyon türleri için uygun olmayabilir.

Özetle, statik yapısal FEA'da altıgen ağ, özellikle ağırlıklı olarak doğrusal davranışa sahip katı yapılar için doğruluk, sertlik ve verimlilik açısından avantajlar sunar. Bununla birlikte, karmaşık geometrilerin ele alınmasında zorluklar ortaya çıkarabilir ve belirli senaryolarda dört yüzlü elemanlara kıyasla daha yoğun ağ gerektirebilir. Altı yüzlü ve dört yüzlü ağ oluşturma arasındaki seçim, analiz edilen problemin belirli özelliklerine ve doğruluk, hesaplama verimliliği ve ağ oluşturma kolaylığı arasındaki alışverişlere bağlıdır.

Bu ağ yapısı ve diğer üç boyutlu sonlu elemanlar yöntemlerinin kullandığı hesaplamalar Şekil 4.12 ile belirtilmiştir.

3 boyutlu katı
Gerilim-Yer değiştirme

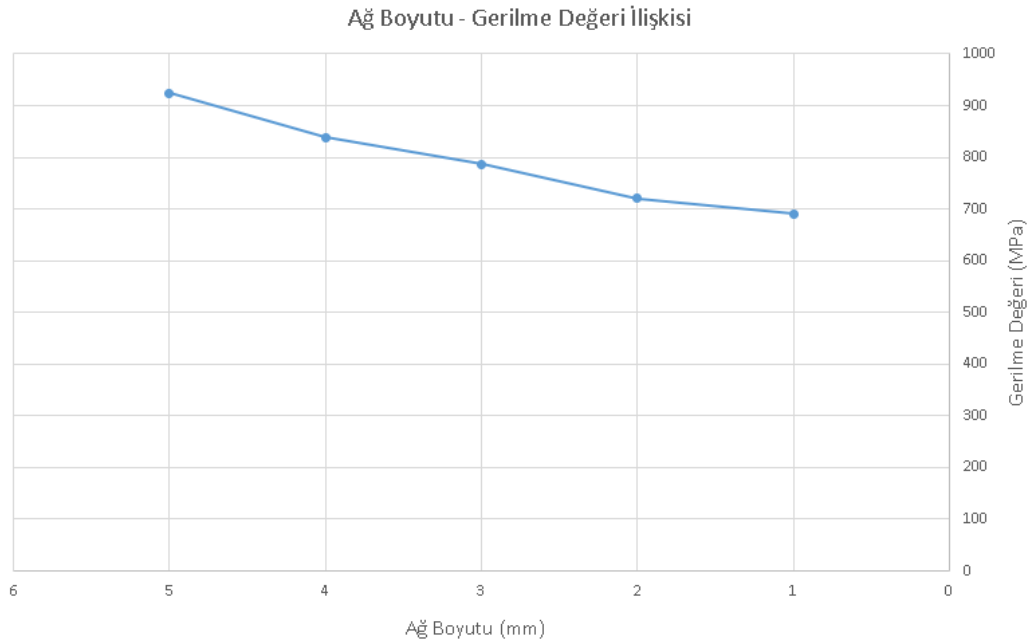
$$\begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ \text{Sym} & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ & & & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ & & & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ 2\epsilon_{yz} \\ 2\epsilon_{zx} \\ 2\epsilon_{xy} \end{bmatrix}$$

$$\sigma = E \times \epsilon$$

Gerilme-Gerinim

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E} [(\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z))] & \gamma_{xy} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xy} \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} [(\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z))] & \gamma_{yz} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{yz} \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [(\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y))] & \gamma_{zx} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{zx} \end{aligned}$$

Şekil 4.12 : 3 boyutlu FEA yöntemlerinin formülasyonları



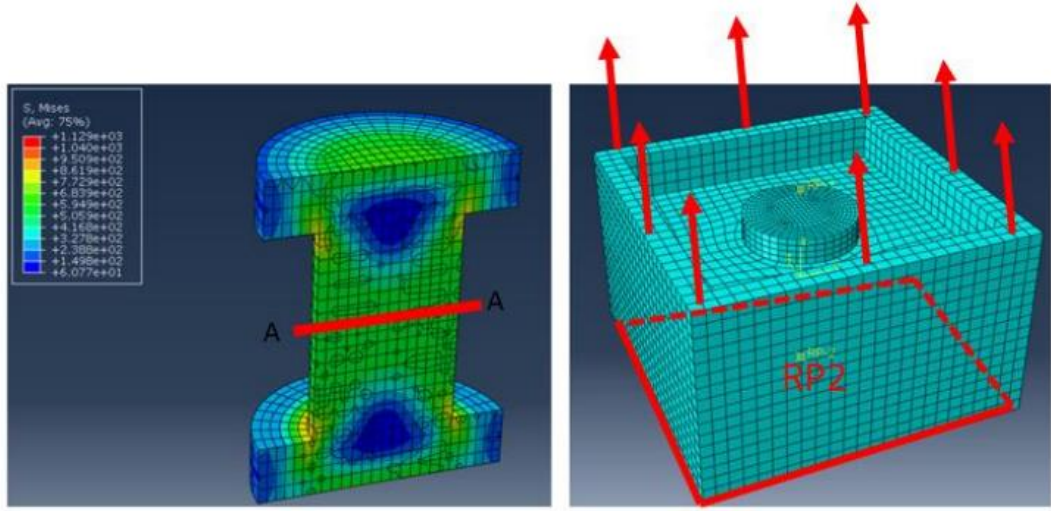
Şekil 4.13 : Ağ boyutu-Gerilme ilişkisi grafiği

Grafikten de anlaşılacağı gibi, ağ boyutu 3'ten 2'ye düştüğünde %9 bir değişim gözlemlenirken 2'den 1'e düştüğünde ise yalnızca %3'lük bir değişim vardır. Bu da ağ boyutunun yeterince düzgün olup bilgisayarı da yormadan düzgün sonuçlar elde edileceğini göstermektedir. Bu nedenle cıvata için global ağ boyutu 2 olarak seçilmiştir.

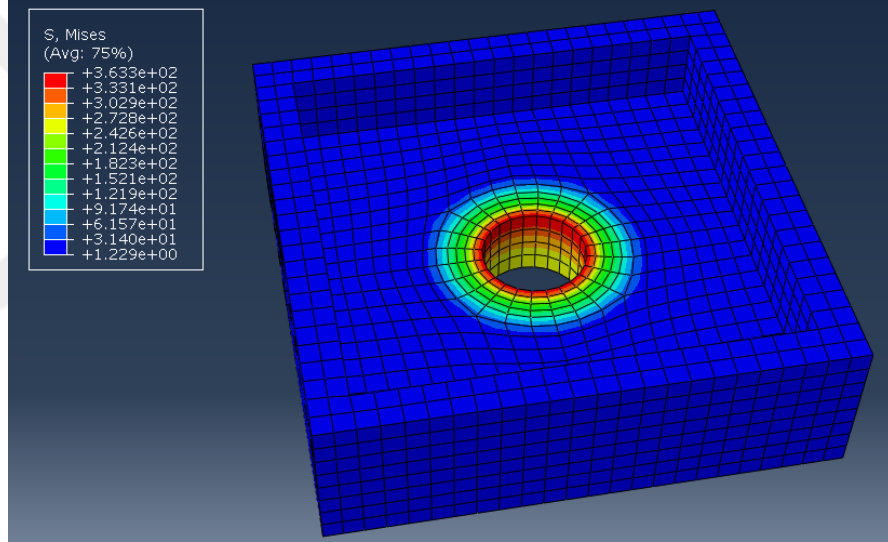
Analizde kullanılan kuvvetler çözüm için son adımdır. Kuvvetin uygulanacağı yüzey önceden belirlenmiş yüzeydir ve değer olarak belirtilen RP'den 150kN uygulanmıştır. Bir cıvatanın en önemli durumu olan ön yükleme adımında ise M20 cıvatanın ön yükleme yaklaşık değeri olan 155kN değeri cıvatanın tam ortasından çekme yönünde uygulanmıştır. Bu ön yükleme değeri cıvatanın akma dayanımının yaklaşık %67'sine denk gelmektedir.

Bu modelin girdileri yukarıda belirtildiği gibi kurgulandıktan sonra kod da şu girdileri içerecek şekilde çalıştırılmıştır: $F=100$ kN çekme kuvveti, $SF=1,5$ güvenlik faktörü, $MS=0,1$ güvenlik payı, $E_f=70$ GPa flanş elastisite modülü, $E_b=210$ GPa cıvata elastisite modülü. Analizde 15 mm flanş kalınlığına sahip M20 cıvata kullanılmıştır. Bu girdi değerlerini kullanarak, kodun R_t için çıktısının 0,78 olduğu bulunabilir (optimizasyon kısımları dahil edilmeden), bu da cıvatanın mukavemetinin yaklaşık %78'i kadar gerilmesi gerektiğini yani $0,78 \times 940 = 733$ MPa değerinde olması gerektiğini gösterir.

Şekil 4.14'te sol tarafta belirtilen analiz girdilerine göre yapılan analizin sonucu, sağ tarafta ise analizdeki kuvvet yönü ve sabitleme noktaları belirtilmiştir. Şekilde de belirtildiği gibi gövde, alt kısımdan sabitlenmiş ve kuvvet ise üst kısımdan çekme yaratacak şekilde uygulanmıştır. Bu durumda Şekil 4.14'te A-A kesitinde belirtilen alanın ortalama gerilme değeri 712 MPa'dır. Kod çıktısı ile kıyaslandığında ise %3 seviyesinde bir fark gözlenmektedir. Tutucu parçası için analiz sonuçları incelendiğinde, beklendiği gibi çok yüksek olmayan gerilme değerleri görülmüştür. Yeterli ön yükleme değeri verildiğinde, bu ön yükleme değerini aşmayan herhangi bir yük var ise cıvata üzerinde akma dayanımını aşan bir gerilme beklenmez. Aynı şekilde 10.9 kalite cıvatalar için tutucunun 3 katı elastisite modülüne sahip cıvatalar kullanılırsa (örneğin alüminyum tutucu ve çelik cıvata) tutucularda da akma dayanımını geçen bir bölge olması beklenmez. Bu durum analiz sonucunda Şekil 4.15'te görülebilir. Görüleceği üzere ön yükleme değerinin verildiği cıvata kafası kısmındaki gerilmeler yüksek iken geri kalan kısımlarda gerilme değerleri düşüktür.



Şekil 4.14 : Sadece çekme kuvvetiyle yapılan analizin sonucu

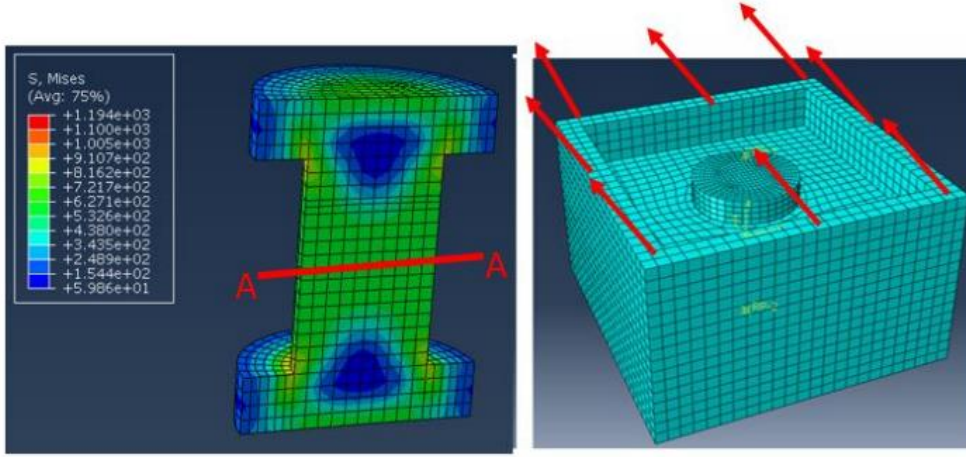


Şekil 4.15 : Tutucudaki gerilme dağılımı- Kesme kuvveti için

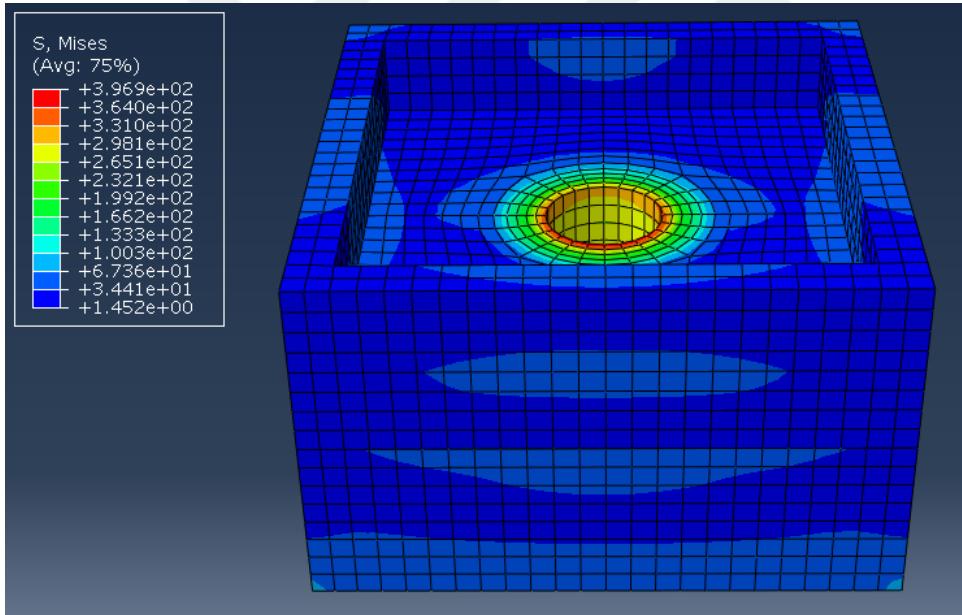
- **Yalnızca Kesme Kuvvetinin Olduğu Durumun İncelenmesi**

Bu doğrulama durumu için aynı model kullanılmıştır. Bu durumda yine RP2'den sabitleme yapılmış fakat RP1'den çekme yerine kesme kuvveti olarak girdi yapılmıştır. Doğrulama girdileri şu şekilde sıralanabilir: $F=70$ kN kesme kuvveti, $SF=2$ güvenlik faktörü, $MS=0,15$ güvenlik payı, $E_j=210$ GPa gövde elastisite modülü, $E_b=210$ GPa cıvata elastisite modülü. Bu girdi değerleri kullanıldığında, R_s için kodun çıktısı 0,69 olur. Sonlu elemanlar sonuçları Şekil 4.16'da ve Şekil 4.17'de gösterilmektedir. Orta hattaki yani kesit A-A'daki gerilme değeri 635 MPa'dır. Kod ve FEA tahmini arasındaki fark yüzde 2 civarındadır ve bu normal cıvata analizinde

kabul edilebilir bir değerdir. Flanş için bakıldığında ise sonuçlara göre cıvata kafasına denk gelen kısımlarda ön yükleme kaynaklı gerilmeler yüksek iken kalan kısımlarda yüksek değildir.



Şekil 4.16 : Kesme kuvveti durumuna ait sonuç ve ağ modeli

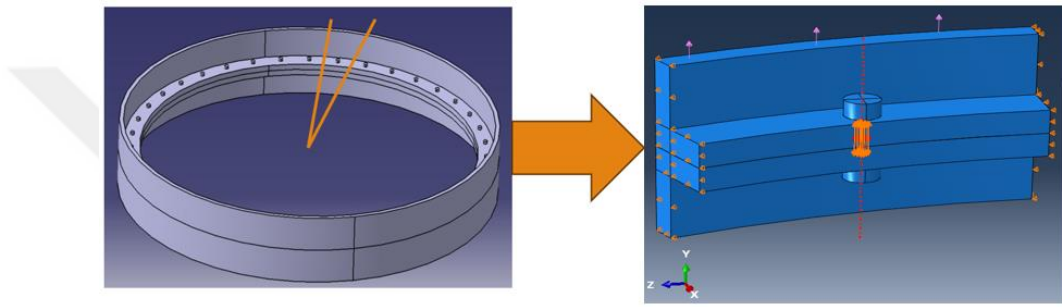


Şekil 4.17 : Tutucudaki gerilme dağılımı-Kesme kuvveti için

Yapılan analizlere bakıldığında, saf çekme ve saf kesme kuvvetleri altında optimizasyon harici hesaplamaların tutarlı olduğunu söylenebilir. Bu durum, aslında beklenen bir çıkarımdır çünkü yıllardır süregelen bir takım deneysel ve teorik çalışmaların sonucu olarak kullanılan yöntemlerin doğruluğu sınanmıştır.

4.2 Optimizasyon Dahil Kısımının Doğrulanması

Bu doğrulamalardan sonra, kodun optimizasyon da dahil tamamı ABAQUS kullanılarak doğrulanmıştır. Doğrulamalar için, flanş-cıvata sistemi indirgenmiş bir model olarak incelenmiştir. İlk olarak, bir yük durumu ve malzeme koşulu rastgele seçilmiş ve bu girdilere göre kodun çıktıları CATIA'da modellenmiştir. Model rastgele seçilen yük durumuna maruz bırakılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. İndirgenmiş model Şekil 4.18'de açıklanmıştır. Her yük durumunda, modelin üstünde ve altında RP oluşturulmuştur. Alt RP zemine sabitlenmiş ve üst RP'den ise yükler sisteme uygulanmıştır.

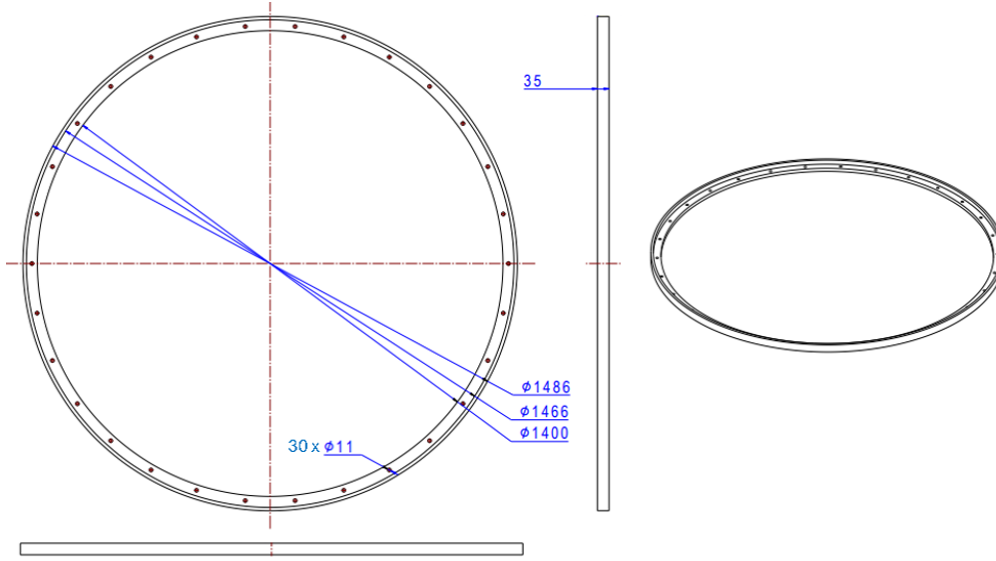


Şekil 4.18 : İndirgenmiş model açıklaması

Bu model hesaplama süresini ve maliyetini azalttığı için kullanılmıştır. Şekil 4.18'da gözüken modelin iki kenarı sınır koşulu olarak verilmiştir, böylece model şeklin solunda modellendiği gibi 360 dereceye sahipmiş gibi davranır. Her bir girdi kümesi benzersiz bir çıktı kümesine yol açar. Daha önce de belirtildiği gibi ABAQUS'te her çıktı ayrı ayrı modellenir. Örneğin, kod 32 mm flanş uzunluğu, 30 cıvata kullanımı ve 18 mm cıvata çapı çıktı setini verir. Tüm bu parametreler modellenir ve her sınır koşulu eklenerek tek bir cıvata-flanş sistemine indirgenir. Prosedür rastgele seçilen koşullar için tekrarlanır. Böylece kodun farklı girdilere göre nasıl çıktılar ürettiği saptanır ve bu sonuçları analiz ile doğrulamak daha kapsamlı bir verifikasyon sağlamaktadır.

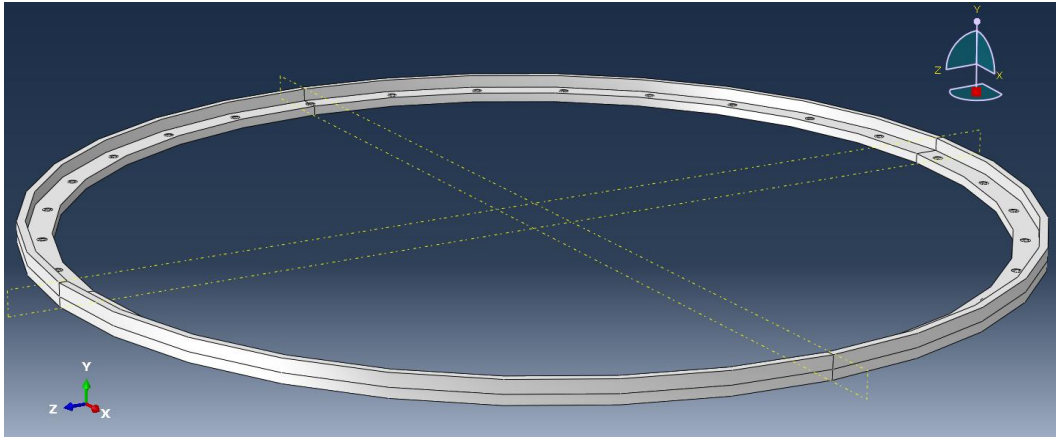
Şekil 4.19 ile belirtilen geometride, spesifik bir girdi seti için kodun toplamda 30mm flanş kalınlığı ve 10mm cıvata çapı çıktısı vermiştir. Cıvata sayısının ise 30 adet çıktığı varsayılın. Bu durumda bu 30 adet cıvata Şekil 4.18'de verildiği gibi eşit aralıklarla sıralanacaktır. Cıvata çapından %10 büyük olacak şekilde flanşlara cıvatanın gireceği delikler açılmıştır. Şekil 4.19'da belirtilen şekle göre dış çap 1486mm olarak girilmiş, delik çapının 3 katı kadar cıvata bölgesi derinliği alınmış, cıvata çapının 2 katı kadar,

kuvvetin uygulanacağı kısmın yüksekliği belirtilmiş ve cıvata çapının kendisi kadar ise kuvvetin uygulanacağı kısmın genişliği modellenmiştir. Bu prosedür her analizde tekrar etmektedir.



Şekil 4.19 : Modellenen flanşın geometrik özellikleri

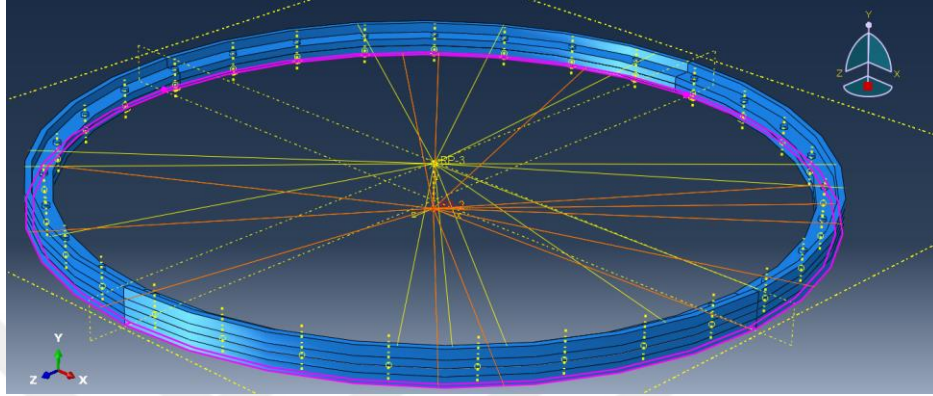
Model hazırlanırken, cıvata ve somunlar yekpare halde modellenmiştir. Flanş parçasından 2 adet simetrik olacak şekilde girdi yapılmıştır. Daha sonra malzeme atamaları flanşlar alüminyum ve cıvata-somunlar çelik olacak şekilde girilmiştir (önceki analizler ile aynı olacak şekilde). Cıvata görseli önceki analizlerle aynı olduğundan Şekil 4.20'ye yalnızca flanş görseli eklenmiştir.



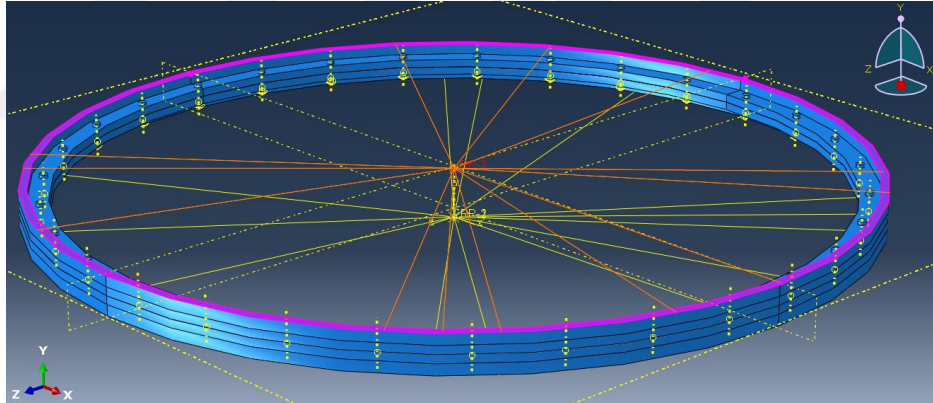
Şekil 4.20 : Flanş modeli görseli

Analiz adımları, önceki analizler ile aynıdır. Sırasıyla kaskatı bağlama, güncel uzunluğa sabitleme ve dış yüklerin verilmesi şeklindedir. Yükler ve sınır koşulları adımı, alt kısım için RP2 adında bir referans nokta atanmış ve bu nokta uzayda tüm

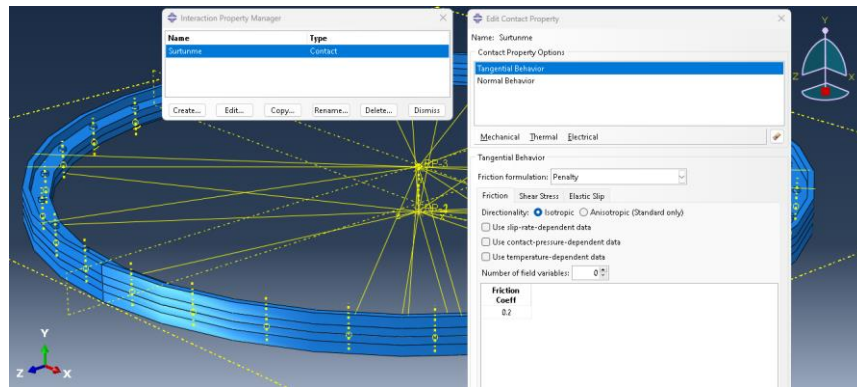
yönlerde sabitlenmiştir. Bu görsel Şekil 4.21’de mevcuttur. Yük uygulama yüzeyi olarak da RP3 adında yeni bir nokta atanmış ve bu nokta üst flanşın üst yüzeyine kinematik bağlantı yardımıyla bağlanmıştır. Yükler de bu RP3 noktasından uygulanmış olup bunun görseli Şekil 4.22’de görünmektedir. İki simetrik flanşın orta yüzeyine 0.2 sürtünme katsayısı olacak şekilde temas tanımı yapılmıştır ve bu tanım Şekil 4.23’te daha net görülebilir.



Şekil 4.21 : RP2 ile alt yüzeyin uzayda sabitlenmesi

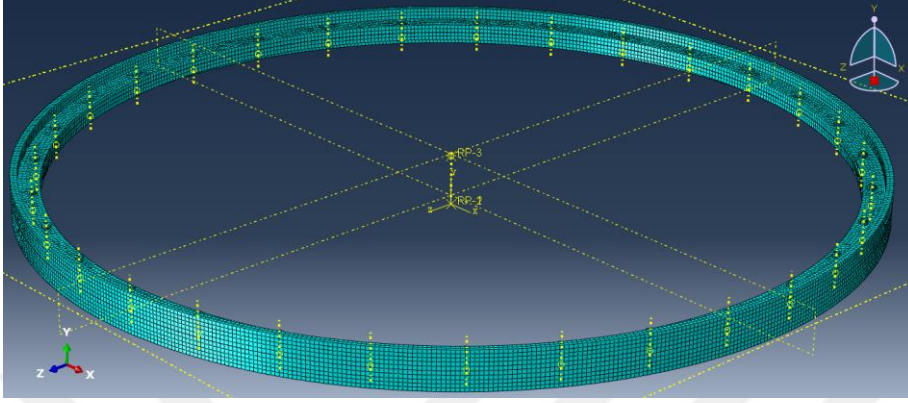


Şekil 4.22 : RP3 ile üst yüzeyin bağlanması



Şekil 4.23 : Flanşların yüzeyine sürtünmeli temas tanımı yapılması

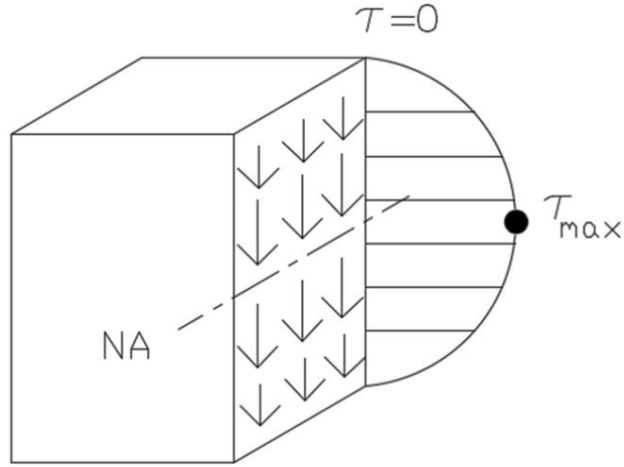
Ağ yapısı oluşturulurken, flanşlar için ortalama global büyüklük 7mm olarak girilirken, cıvata ve somun için bu değer 1.2mm olarak girilmiştir. Bu doğrultuda elde edilen modele ait görüntü Şekil 4.24 ile paylaşılmıştır. Bu haliyle tüm kalınlık içeren yüzeyler 2’den fazla elemanlar geçilmiştir.



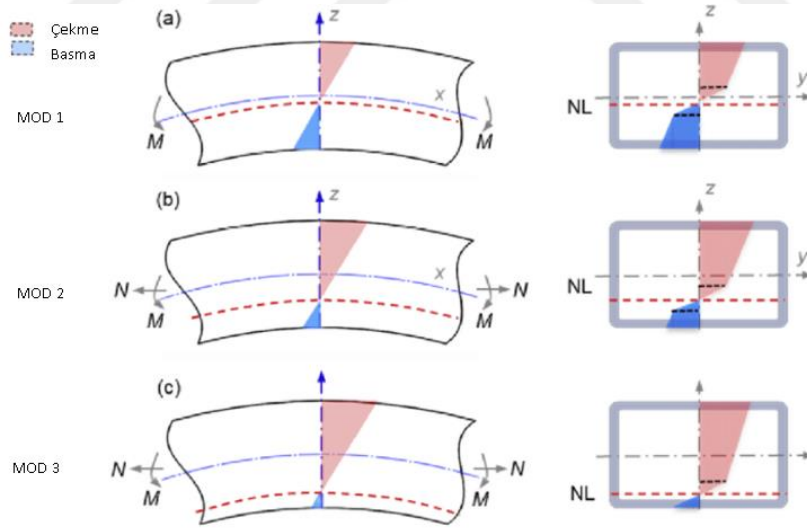
Şekil 4.24 : Oluşturulan sisteme ait ağ yapısı görüntüsü

Bu tür bir sistemin içerdiği cıvata sayısı kaynaklı hesaplama maliyeti çok yüksektir. Toplamda 30 adet cıvatanın her birine ön yükleme, cıvata-somun kafaları ile flanşlar arasına temas tanımı, flanşların orta yüzeyinin boydan boya sürtünme kuvveti içermesi bu modeli hesaplaması çok zahmetli bir FEA analizi haline getirmiştir. Bu zahmeti çözebilmek adına, indirgenmiş bir model oluşturmanın daha verimli bir yol olacağı düşünülmüştür. Bu bağlamda her bir cıvatayı tek tek incelemektense en çok yüke maruz kalan cıvatayı incelemek daha mantıklı olacaktır. Örneğin 30 cıvata olan bu sistemde RP2 sabitken RP3’ten yalnızca çekme yükü verilirse tüm cıvatalara eşit olacak şekilde bir yük paylaşımı yapılacağı aşikârdır. Yalnızca kesme yükü verildiğinde kesme gerilmesi dağılımı eşit olarak paylaştırılacaktır. Bu, Şekil 4.25’te belirtilen kesme gerilmesi dağılımından farklı olacaktır çünkü burada tek bir cıvatanın kesiti değil tüm cıvatalara etkiyen toplam kuvvet incelenmektedir. Yalnızca bükülme momenti olan bir durum ele alındığında ise, öngörüleceği gibi nötral eksene en uzak iki cıvatanın biri maksimum çekme yükünü diğeri maksimum basma yükü görecektir. Basma yükü eğer ön yükleme değeri aşılmıyorsa bir sorun teşkil etmemektedir bu nedenle asıl kritik olan çekme yükü altındaki cıvatanın incelenmesidir. Bu durum Şekil 4.26 ile görülmektedir. Bu durumların hepsi bir arada düşünüldüğünde, herhangi bir indirgenmiş modelin doğruluğunu sınamak için tek bir kombine yük durumuna bakmak yeterli olacaktır, çünkü durumların ikisinde tüm yük eşit dağılmakta, diğesinde ise nötral eksenden uzaklaştıkça yük artmaktadır. Kısaca, herhangi bir

indirgenmiş modelin doğruluğunu sınamak için Şekil 4.18'deki görselin sol tarafında kalan tüm sistem modeline ve sağ tarafında kalan indirgenmiş modele kombine yük analizi yapılması gerekmektedir. Bu nedenle Şekil 4.24'te oluşturulmuş modele rastgele seçilmiş olacak şekilde $F=80\text{kN}$ çekme kuvveti, $V=50\text{kN}$ kesme kuvveti (+Z yönünde) ve $M=45\text{kN.m}$ bükülme momenti (+Z yönünde) uygulanmıştır. Bunu yaparken de her bir cıvataya M10 cıvata ön gerilme değeri olarak 32kN verilmiştir.



Şekil 4.25 : Kesme gerilmesinin bir yüzeydeki dağılımı

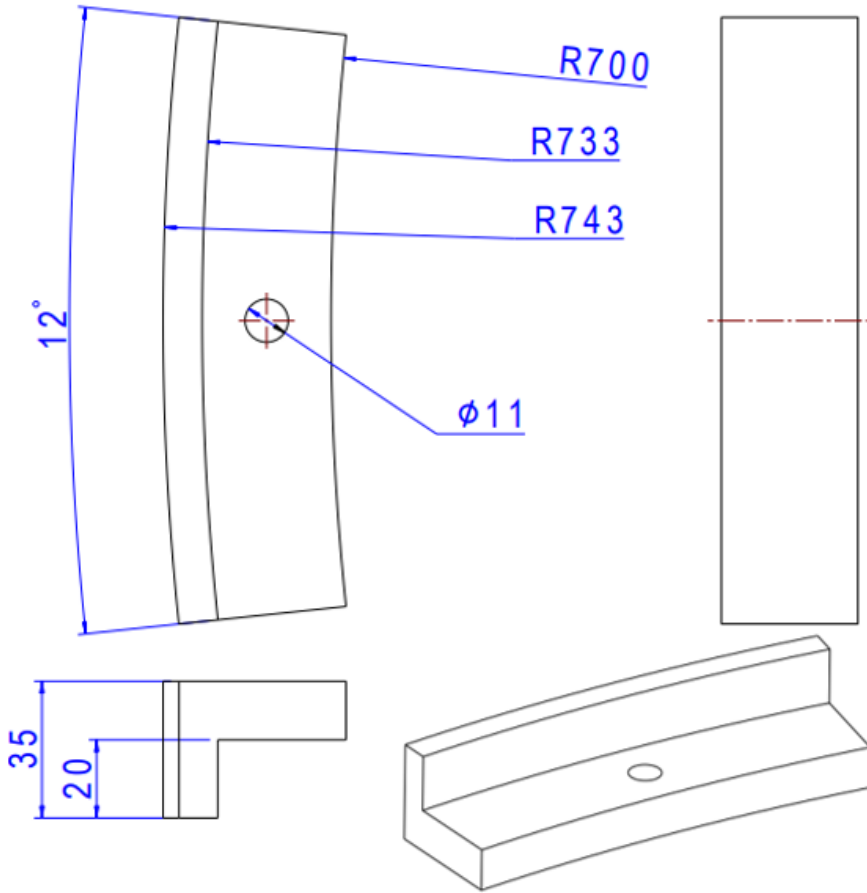


Şekil 4.26 : Bükülme momentinin kesitteki gerilme görseli

Oluşturulan modelin analizi yapıldığında en fazla yüke maruz bırakılan cıvatanın beklenildiği gibi X eksenı üzerinde bulunan cıvatalar olduğu görülür. Kısaca bunun sebebi aksenal kuvvetin tüm cıvatalara eşit dağılması, +Z yönünden verilen kesme kuvvetinin etkisinin en fazla X ekseninde bulunan cıvatalar tarafından hissedilmesi ve

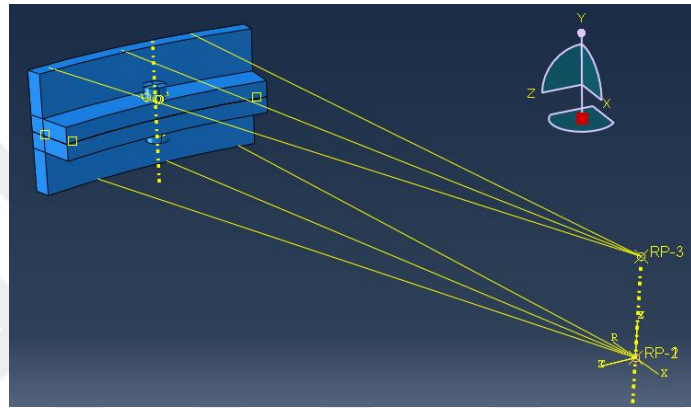
+Z yönünden verilen bükülme momentinin etkisinin +X'deki bir cıvata için çekme etkisi yaratırken -X'deki bir cıvata için basma etkisi yaratmasıdır. Bu durumda +X'de bulunan cıvata (o konuma en yakın olan cıvata) en kritik durumda olacaktır çünkü basma etkisinde cıvataya ön yükleme dışında bir yük düşmez. Yani +X'de bulunan cıvataya hem kesmenin hem de momentin en yüksek hali yansımaktadır. Bu durumda bir geçti kaldı analizi yapılacaksa bu cıvatanın incelenmesi yeterli olacaktır. Oluşturulan indirgenmiş modelin asıl modelle olan uyumluluğunun test edilmesi için yapılan analizde de bu yol izlenmiştir. Bu bölgede bulunan cıvata, tek başına Şekil 4.18'de sağ tarafta bulunan modeldeki gibi incelenmiş ve Şekil 4.24'te oluşturulan analiz modeliyle gerilme değerleri bazında kıyaslanmıştır.

Yapılan bu analizden sonra indirgenmiş modelde de aynı sonucu vermesinin beklendiği model oluşturulmuştur. Bu modelin geometrik özellikleri Şekil 4.27'de belirtilmiştir. Kullanılan cıvata M10 cıvata, delik ise 11mm çapındadır. İki flanş özdeşdir.



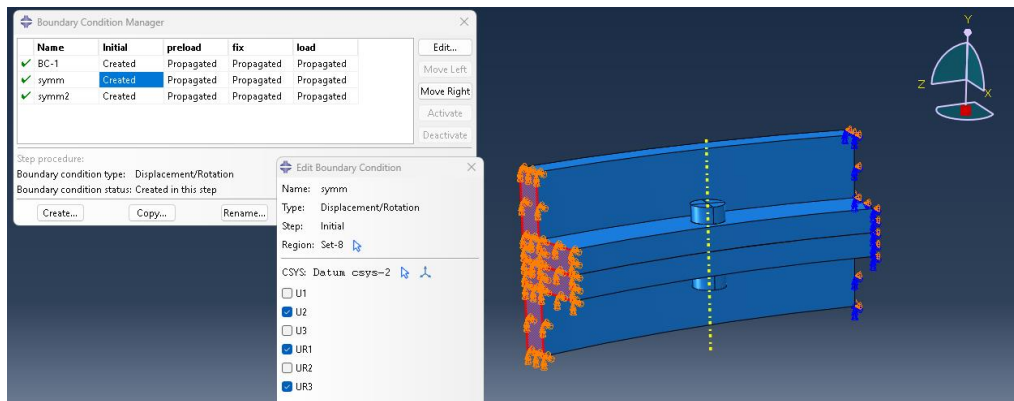
Şekil 4.27 : İndirgenmiş modelin geometrik özellikleri

Bu modelde, malzeme olarak flanş alüminyum (elastik modülü 70GPa), cıvata çelik (elastik modülü 210GPa) olarak girilmiştir. Adım olarak daha önceki analizler ile aynı adımlar oluşturulmuş ve ön yükleme olarak yine 43kN verilmiştir. İki flanş arasına 0.2 sürtünme katsayısı tanımlanmıştır. RP olarak, flanşın alt kısmına RP2 ve üst kısmına RP3 atanmış ve bu noktalar kinematik bağlantı ile Şekil 4.28’de gösterildiği gibi alt ve üst flanşların yüzeylerine bağlanmıştır. Yükleme ve sabitleme sınır koşulları bu RP’lerden uygulanacaktır. Görüldüğü üzere bu noktalar flanşın eğriliğini merkez kabul eden eksen üzerinde alınmıştır. Yani flanşlar birer tam çember olarak düşünülürse, noktalar bu merkezden geçen eksen üzerinde alınmışlardır.



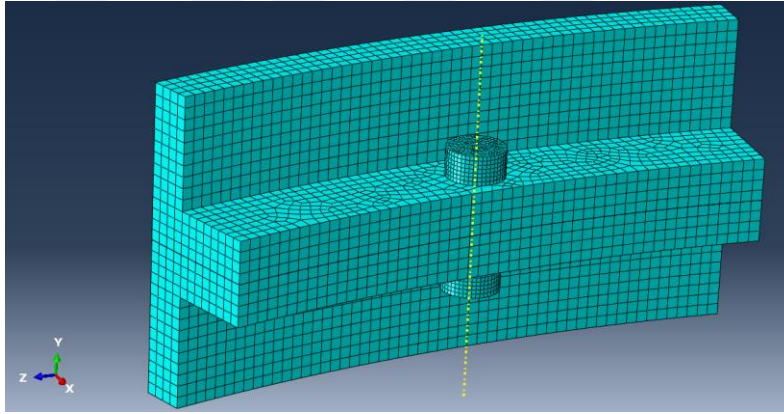
Şekil 4.28 : RP2 ve RP3’ün belirlenmesi

İndirgenmiş modelin en önemli artısı hesaplama maliyetidir. Bunun gerçekleşebilmesi için modelin simetri koşuluna uygun olarak oluşturulması ve sınır koşullarının bu yönde verilmesi gereklidir. Cıvata tam merkezde olacak şekilde modellendiğinden sınır koşullarının düzgün verilmesi yeterli olacaktır. Sınır koşulları verilirken modelin sağ ve sol tarafında kalan yüzeylerin tamamına simetri koşulu tanımlanmış ve Şekil 4.29’da belirtilen deplasman ve dönü özellikleri sabitlenmiştir [50].



Şekil 4.29 : İndirgenmiş modele simetri koşulunun tanımlanması

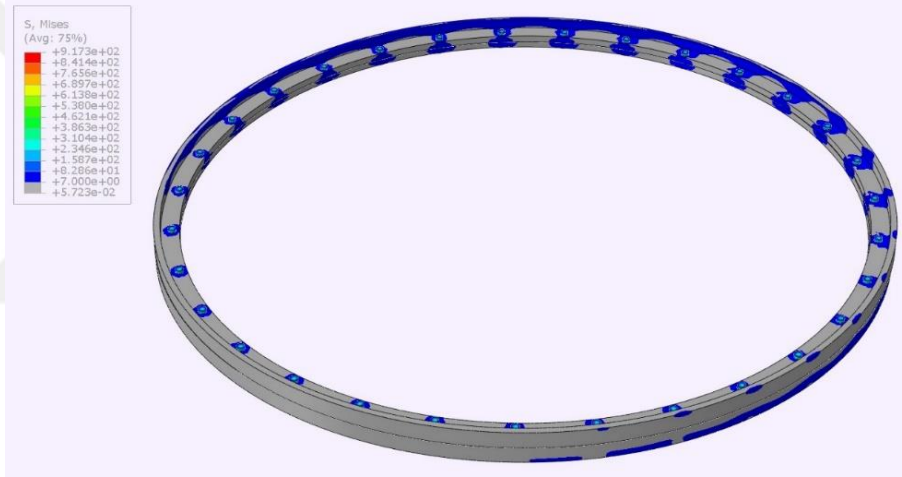
Bu tanımlamadan sonra yapılması gereken, yükleri RP'lere vermektir. Yükler verilirken en önemli nokta, 30 cıvata bulunan asıl modelden yüklerin nasıl farklılaştığını ayırt etmektir. Eksenel kuvvet, doğrudan 30'a bölünecektir çünkü tüm cıvatalara eşit dağıldığı aşıkardır. Kesme kuvveti, yine 30 cıvataya eşit olarak paylaştırılacaktır. Bükülme momenti de Denklem 3.9'da belirtildiği gibi çekme ve basma kuvvetine dönüştürülebilir. Basma kuvvetinin cıvata üzerinde bir zorlama etkisi yaratmayacağı düşünülürse, indirgenmiş modelde bükülme momenti için çekme yüküne ek olarak momentin çekme etkisinin eklenmesi yeterli olacaktır. Momentin çekme etkisi Denklem 3.9 kullanılarak yapılırsa, $M=45\text{kN.m}$, $R=716\text{mm}$, $N=30$ alınırsa $F_M=4200\text{N}$ bulunur. Eksenel ve kesme kuvveti asıl model ile aynı olacak fakat tek bir cıvata üzerine düşeni bulacak şekilde sırasıyla 2.6kN ve 1.6 kN 'dur. Hazırlanan modele Şekil 4.30'daki gibi kalınlıklar minimum 4 eleman ile geçilecek şekilde ağ yapısı eklenmiştir. Böylece analiz modeli tamamen hazırlanmış olur.



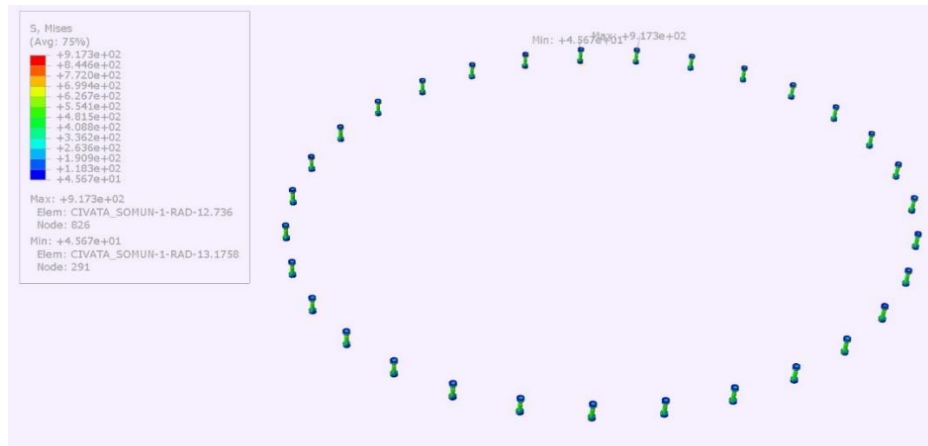
Şekil 4.30 : İndirgenmiş modelin ağ yapısı

Oluşturulan modeller tamamlandıktan sonra her ikisinde de doğrusal olmayan geometri açık şekilde analizler koşturulmuştur. Analizlerin sonucu asıl model için Şekil 4.31, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'te, indirgenmiş model için ise Şekil 4.34 ve Şekil 4.35'te görülmektedir. Kodun tüm çalışma prensipleri cıvata üzerine kurulu olduğundan ve tutucularda herhangi bir hata durumu gözlenmediğinden yalnızca cıvataların gerilme değerlerinin kıyaslanması yeterli olacaktır. Şekil 4.33'deki asıl modelde en fazla yüke maruz bırakılmış olan cıvata incelenirse, tam ortasından geçen düzlemdeki kesitte ortalama gerilme değeri ABAQUS kullanarak bakıldığında 447MPa olarak bulunur. Şekil 4.35'te indirgenmiş modelde kullanılan cıvatanın orta kesitteki ortalama gerilme değeri 482MPa olarak hesaplanmıştır. İndirgenmiş modelin kullanılabilir olduğunu göstermek amaçlı yapılan analizlerde, iki sonucun arasındaki

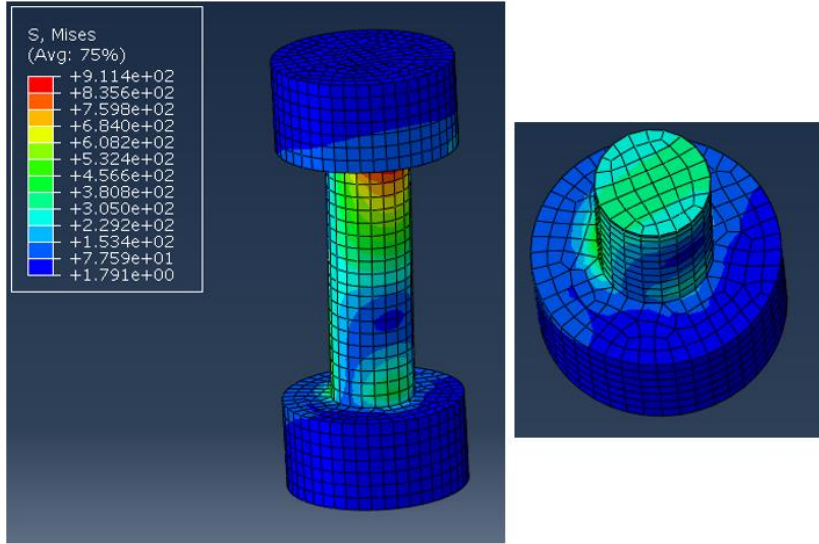
fark %8 civarındır. Bu durumda bu fark kabul edilebilir bir fark olarak düşünülmüş ve bundan sonra yapılacak tüm analizlerde indirgenmiş modelin mantığı kullanılarak ilerleme kararı verilmiştir. Kısaca yapılacak olan iş, koda rastgele bir girdi seti girilerek bir çıktı dosyası alınmasıyla başlar. Daha sonra bu çıktılar CATIA kullanılarak modellenip .stp dosyaları ABAQUS'e aktarılacaktır. Sonrasında kritik görülen cıvatanın sağında ve solunda eşit miktarda mesafe bırakılarak geriye kalan kısımlar kesilmiştir. Model Şekil 4.27'deki haline geldikten sonra tüm analiz adımları tekrar benzer şekilde yapılmıştır. Örneğin kod, 46 cıvata çıktısı vermiş varsayılınsın. Toplamda modellenecek kesit $360/46=7.8^\circ$ olarak hesaplanır ve geri kalan kısımlar atılır. Tam ortada cıvata olacak ve flanşın geometrik kısıtları daha önce bahsedilenlere uyacak şekilde model hazırlanır ve analizler koşturilmaya başlanır. Bu bölümden sonra yapılacak tüm analizlerde bu prosedür izlenmiştir.



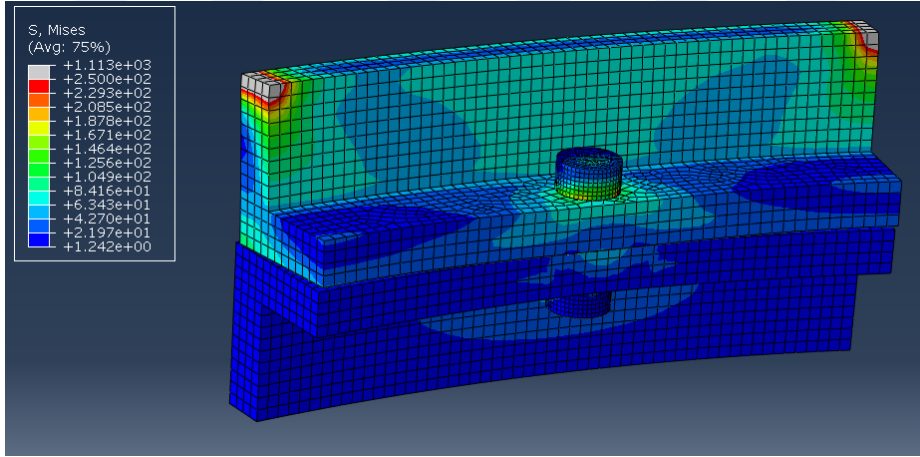
Şekil 4.31 : Asıl modelde yapılan analiz sonucu-flanş gerilme değerleri



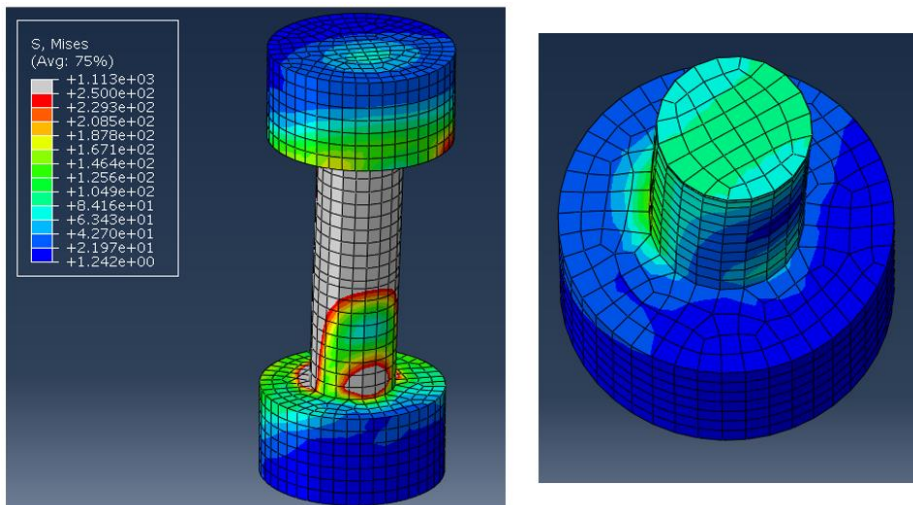
Şekil 4.32 : Asıl modelde yapılan analizdeki cıvataların gerilme değerleri



Şekil 4.33 : Asıl modelde yapılan analiz - en çok yüklenen cıvata



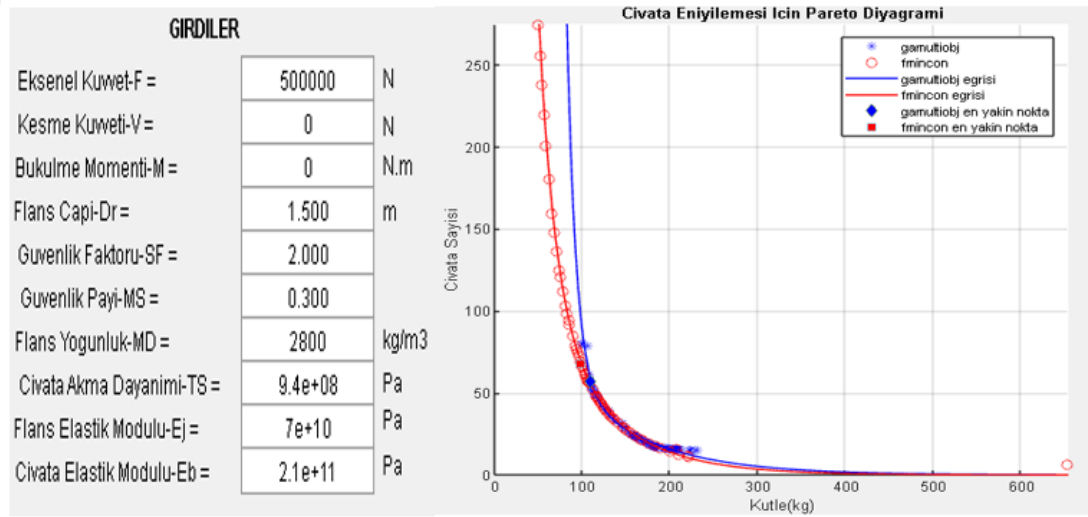
Şekil 4.34 : İndirgenmiş model kıyaslama analizi sonucu - sistem



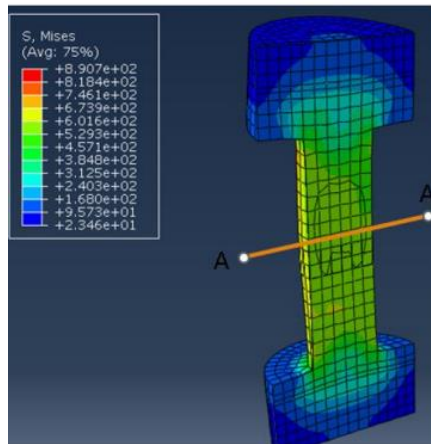
Şekil 4.35 : İndirgenmiş model kıyaslama analizi sonucu – cıvata

4.2.1 Yalnızca çekme kuvveti için

Kodun indirgenmiş model ile doğrulama aşamasında ilk durum yalnızca eksenel çekme kuvvetinin olduğu durumdur. Bu koşul için kodun girdileri Şekil 4.36 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.37’de görülebileceği gibi, A-A bölümü (bu alan bundan sonra orta alan olarak anılacaktır) 632 MPa’lık bir gerilme değerine sahiptir ve kodun MS çıktısı 69 adet M9 cıvata için 0,3’tür ve bu $1-0,3=0,7$ ve $0,7 \times 940=658\text{MPa}$ anlamına gelir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %9’dur. Yani kısaca koda Şekil 4.36’daki girdiler verilmiş ve Şekil 4.37’deki analiz sonucu alınmıştır. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi flanşa bir hata durumu beklenmediğinden buraya yerleştirilmemiştir. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



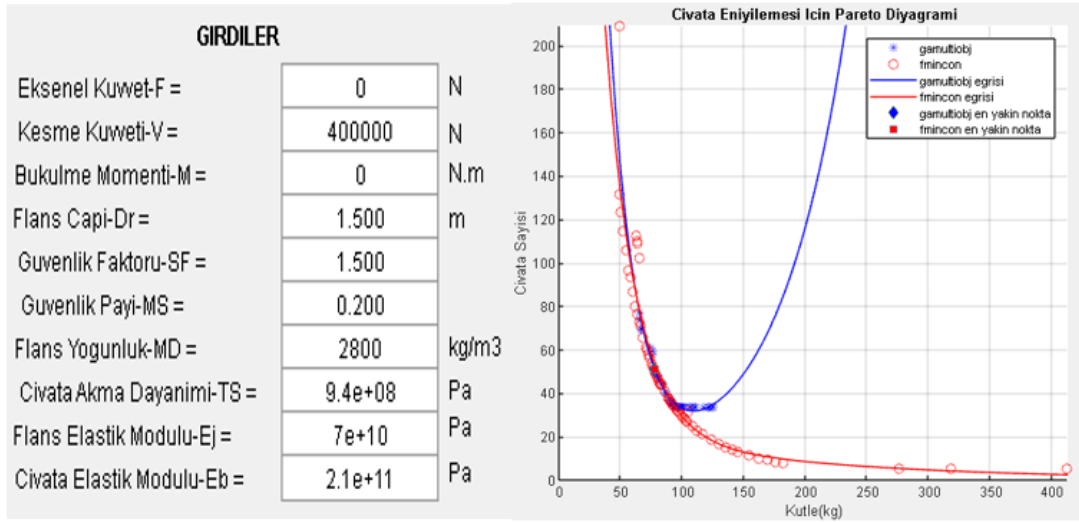
Şekil 4.36 : Yalnızca çekme kuvveti girdisi için kod girdisi ve çıktısı



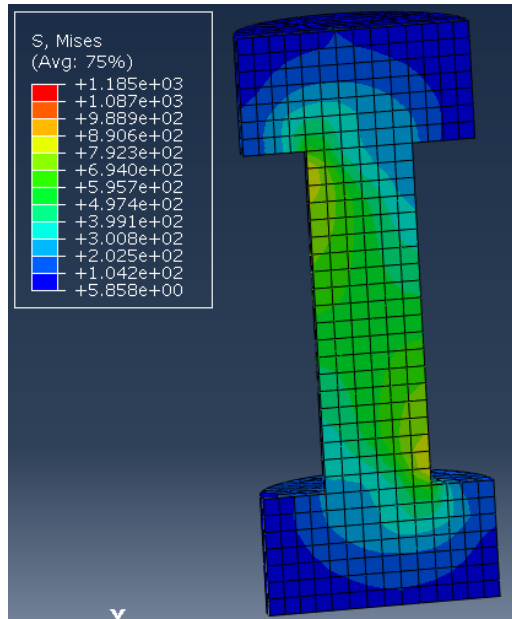
Şekil 4.37 : Yalnızca çekme kuvveti girdisi için analiz sonucu

4.2.2 Yalnızca kesme kuvveti için

Kodun indirgenmiş model ile doğrulama aşamasında ikinci durum yalnızca kesme kuvvetinin olduğu durumdur. Bu koşul için kodun girdileri Şekil 4.38 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.39'da görülebileceği gibi, orta alan ortalama 792 MPa'lık bir gerilme değerine sahiptir ve kodun MS girdisi 52 adet M7 civata için 0,2'dir ve bu $1-0,2=0,8$ ve $0,8 \times 940=752\text{MPa}$ anlamına gelir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %5'tir. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



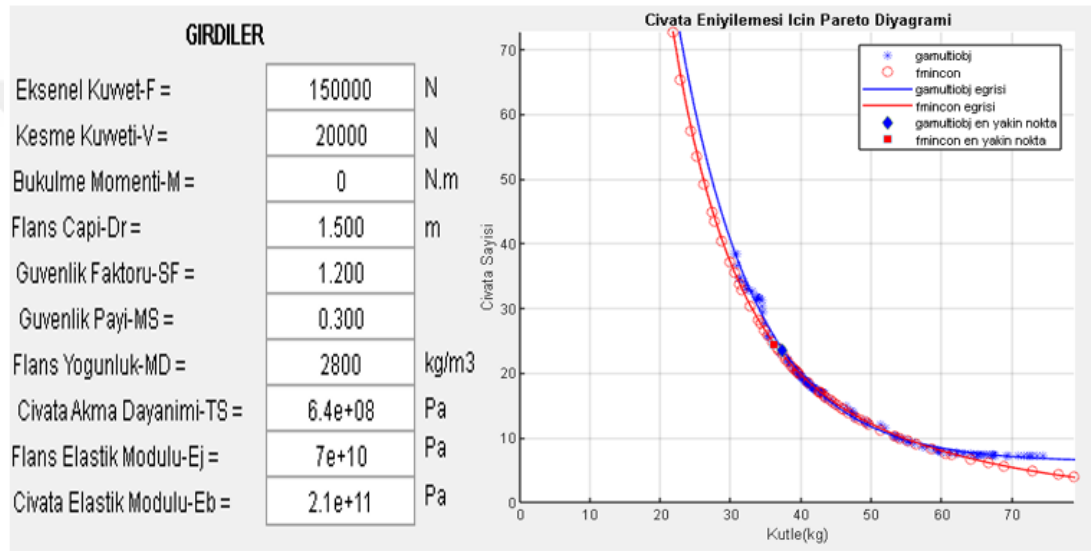
Şekil 4.38 : Yalnızca kesme kuvveti girdisi için kod girdisi ve çıktısı



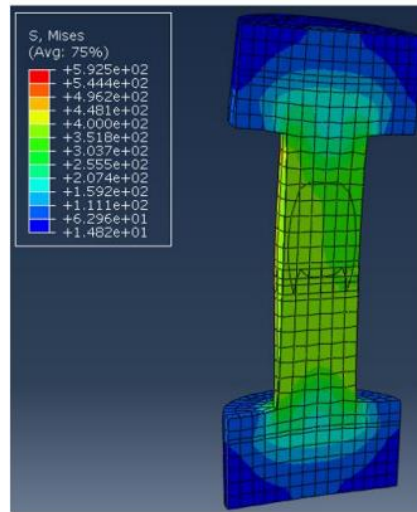
Şekil 4.39 : Yalnızca kesme kuvveti girdisi için analiz çıktısı

4.2.3 Rastgele kombine yükleme durumları-1

Kombine yükler, sisteme hem kesme, hem bükülme momenti hem de eksenel kuvvetlerin uygulandığı durumlardır. Kodun indirgenmiş model ile doğrulama aşamasında sırada kombine durumlar vardır. Bu koşul için kodun girdileri Şekil 4.40 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.41'de görülebileceği gibi, orta alan ortalama 412 MPa'lık bir gerilme değerine sahiptir ve kodun MS girdisi 44 adet M6 cıvata için 0,3'tür ve bu $1-0,3=0,7$ ve $0,7 \times 640=448\text{MPa}$ anlamına gelir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %8'dir. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



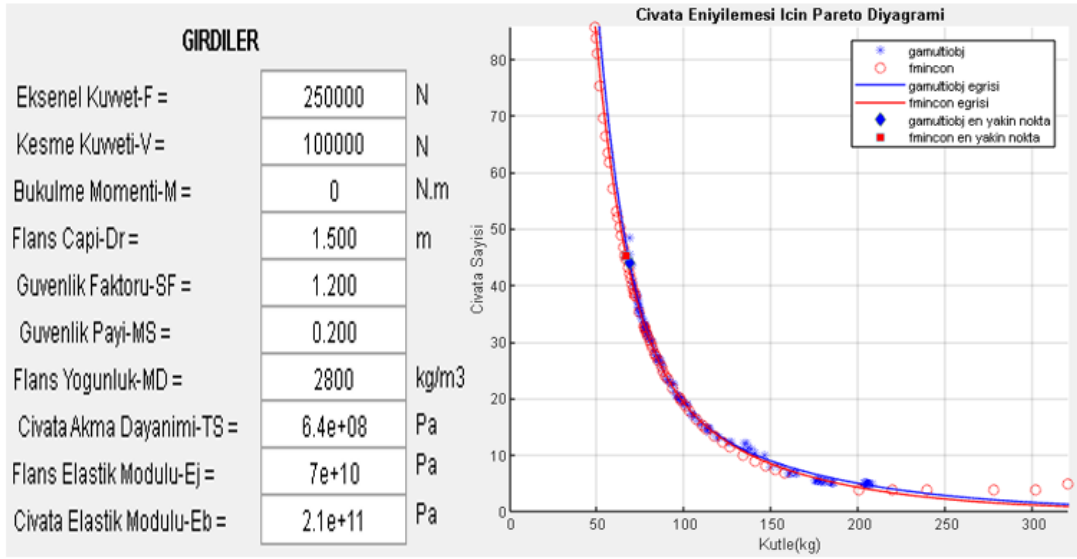
Şekil 4.40 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -1



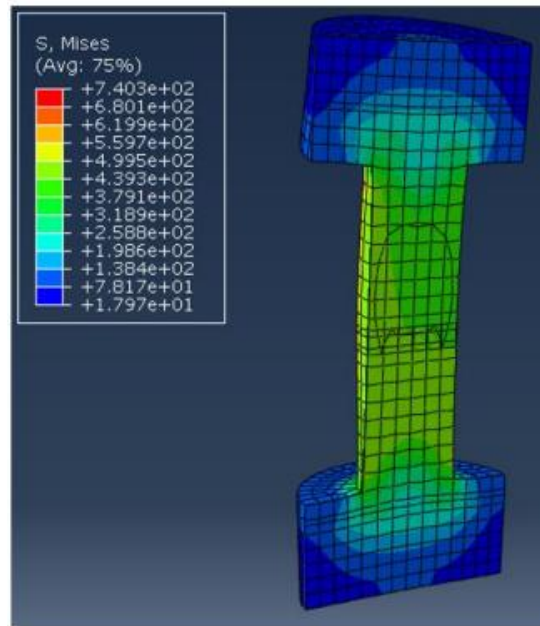
Şekil 4.41 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz sonucu -1

4.2.4 Rastgele kombine yükleme durumları-2

Rastgele kombine yükler koşulunun ikinci durumu için kodun girdileri Şekil 4.42 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.43'te görülebileceği gibi, orta alan ortalama 522 MPa'lık bir gerilme değerine sahiptir ve kodun MS girdisi 46 adet M6 cıvata için 0,2'dir ve bu $1-0,2=0,8$ ve $0,8 \times 640=512\text{MPa}$ anlamına gelir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %2'dir. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



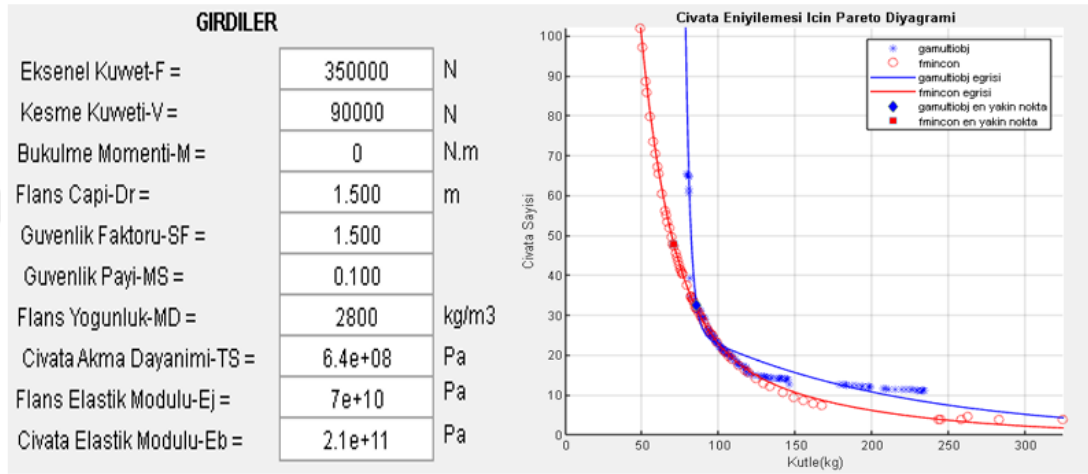
Şekil 4.42 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -2



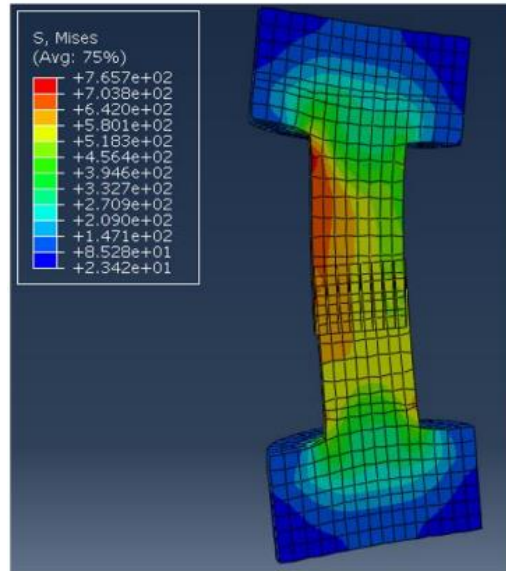
Şekil 4.43 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz sonucu-2

4.2.5 Rastgele kombine yükleme durumları-3

Rastgele kombine yükler koşulunun üçüncü durumu için kodun girdileri Şekil 4.44 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.45'te görülebileceği gibi, orta alan ortalama 584 MPa'lık bir gerilme değerine sahiptir ve kodun MS girdisi 46 adet M10 civata için 0,1'dir ve bu $1-0,1=0,9$ ve $0,9 \times 640=576$ MPa anlamına gelir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %2'dir. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



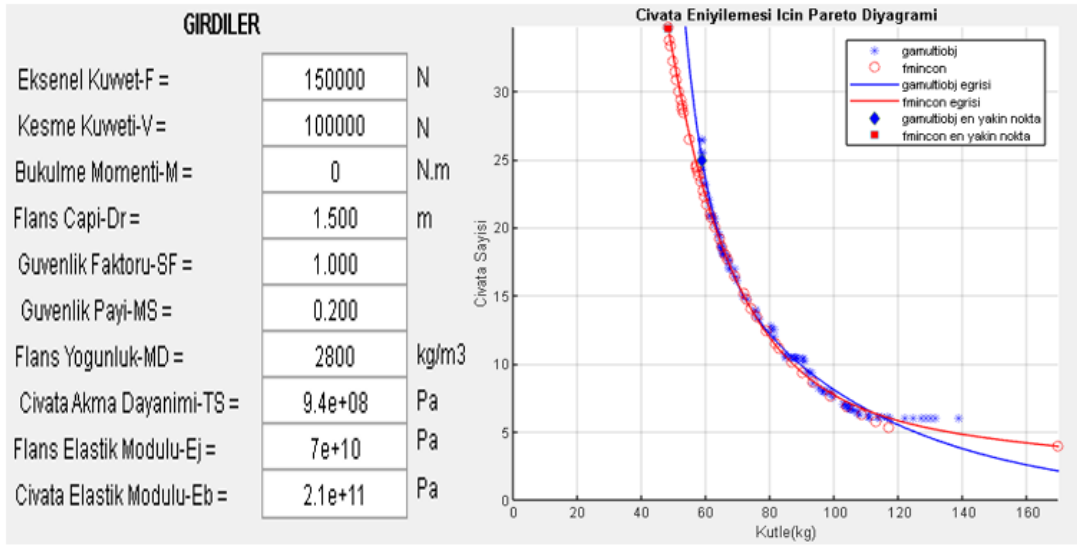
Şekil 4.44 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -3



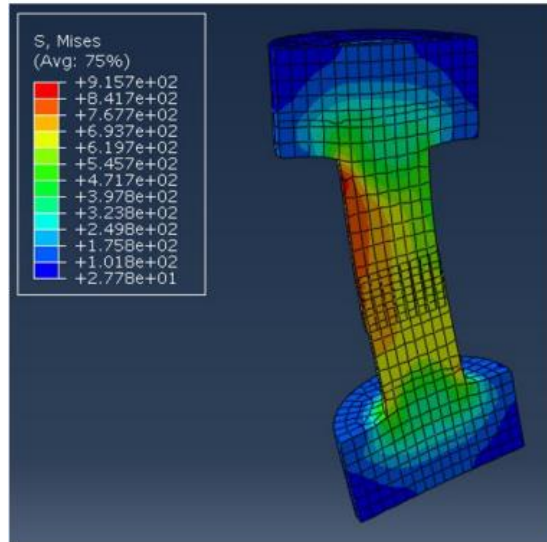
Şekil 4.45 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-3

4.2.6 Rastgele kombine yükleme durumları-4

Rastgele kombine yükler koşulunun üçüncü durumu için kodun girdileri Şekil 4.46 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.47’de görülebileceği gibi, orta alan ortalama 706 MPa’lık bir gerilme değerine maruz kalmaktadır. Kodun MS girdisi 35 adet M5 cıvata için 0,2’dir ve bu $1-0,2=0,8$ ve $0,8 \times 940=752\text{MPa}$ anlamına gelmektedir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %6’dır. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



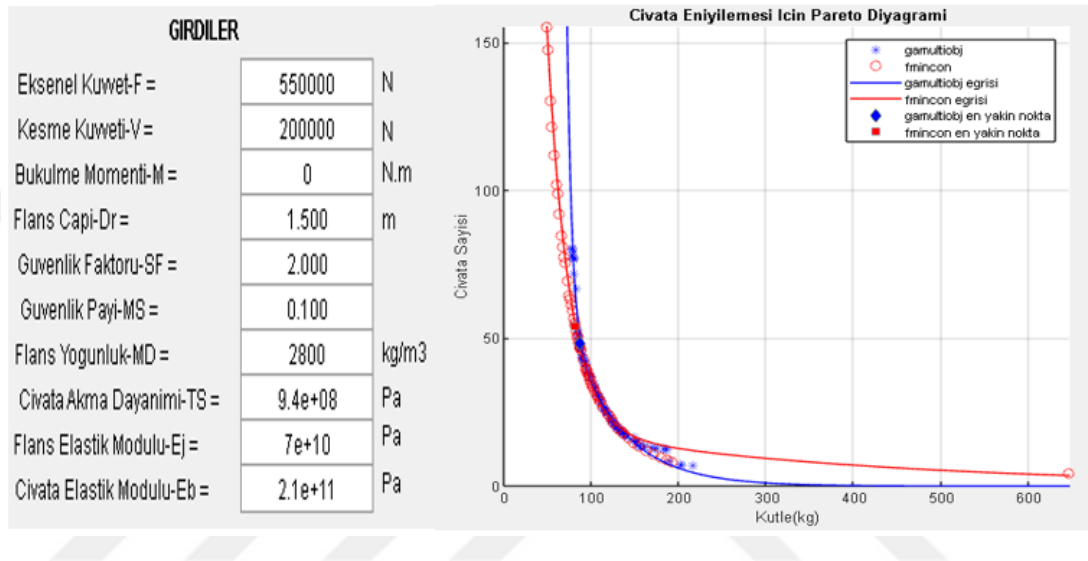
Şekil 4.46 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -4



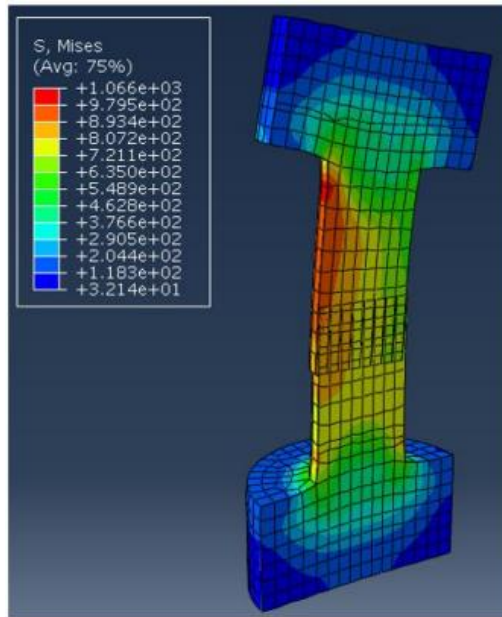
Şekil 4.47 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı -4

4.2.7 Rastgele kombine yükleme durumları-5

Rastgele kombine yükler koşulunun üçüncü durumu için kodun girdileri Şekil 4.48 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.49'da görülebileceği gibi, orta alan ortalama 819 MPa'lık bir gerilme değerine maruz kalmaktadır. Kodun MS girdisi 55 adet M7 cıvata için 0,1'dir ve bu $1-0,1=0,9$ ve $0,9 \times 940 = 846 \text{ MPa}$ anlamına gelmektedir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %3'tür. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



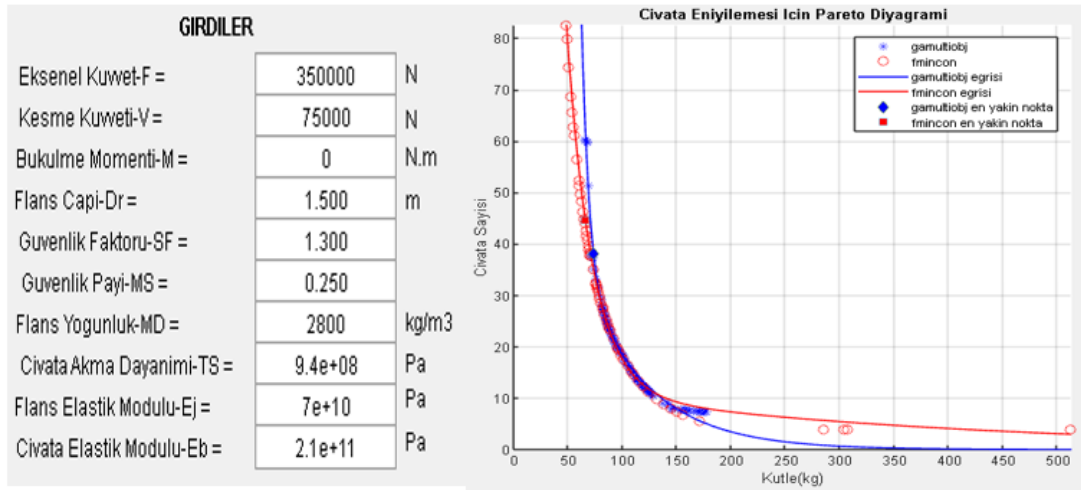
Şekil 4.48 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -5



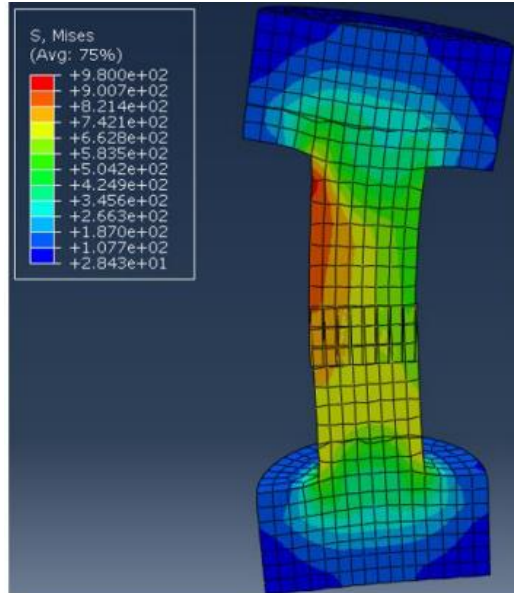
Şekil 4.49 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-5

4.2.8 Rastgele kombine yükleme durumları-6

Rastgele kombine yükler koşulunun üçüncü durumu için kodun girdileri Şekil 4.50 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.51'de görülebileceği gibi, orta alan ortalama 756 MPa'lık bir gerilme değerine maruz kalmaktadır. Kodun MS girdisi 45 adet M6 cıvata için 0,25'tir ve bu $1-0,25=0,75$ ve $0,75 \times 940=705\text{MPa}$ anlamına gelmektedir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %7'dir. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



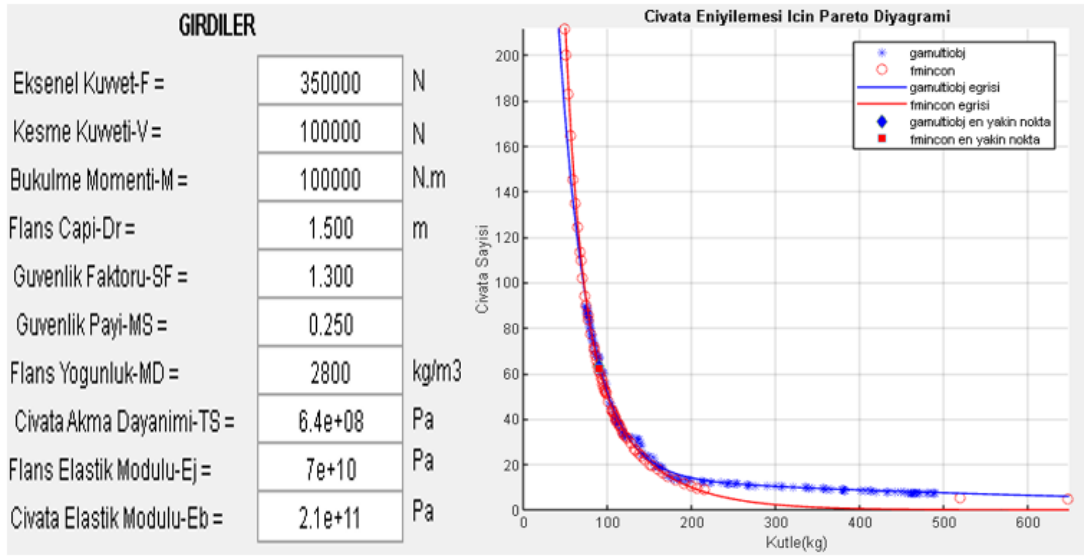
Şekil 4.50 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -6



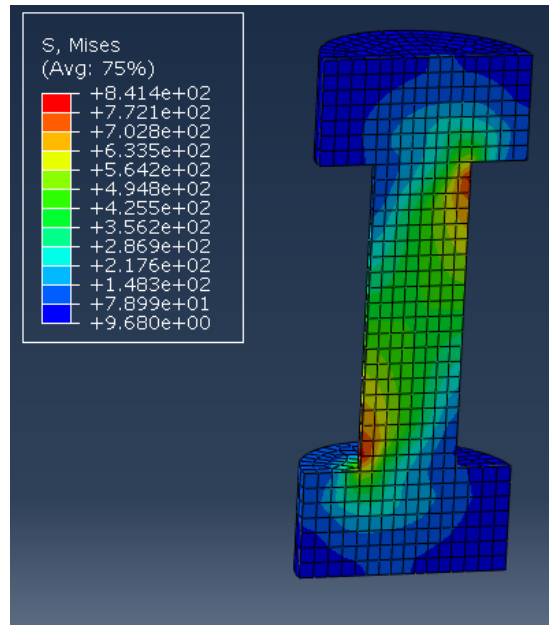
Şekil 4.51 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-6

4.2.9 Rastgele kombine yükleme durumları-7

Rastgele kombine yükler koşulunun üçüncü durumu için kodun girdileri Şekil 4.52 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.53'te görülebileceği gibi, orta alan ortalama 466 MPa'lık bir gerilme değerine maruz kalmaktadır. Kodun MS girdisi 63 adet M8 cıvata için 0,25'tir ve bu $1-0,25=0,75$ ve $0,75 \times 640=480\text{MPa}$ anlamına gelmektedir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %3'tür. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



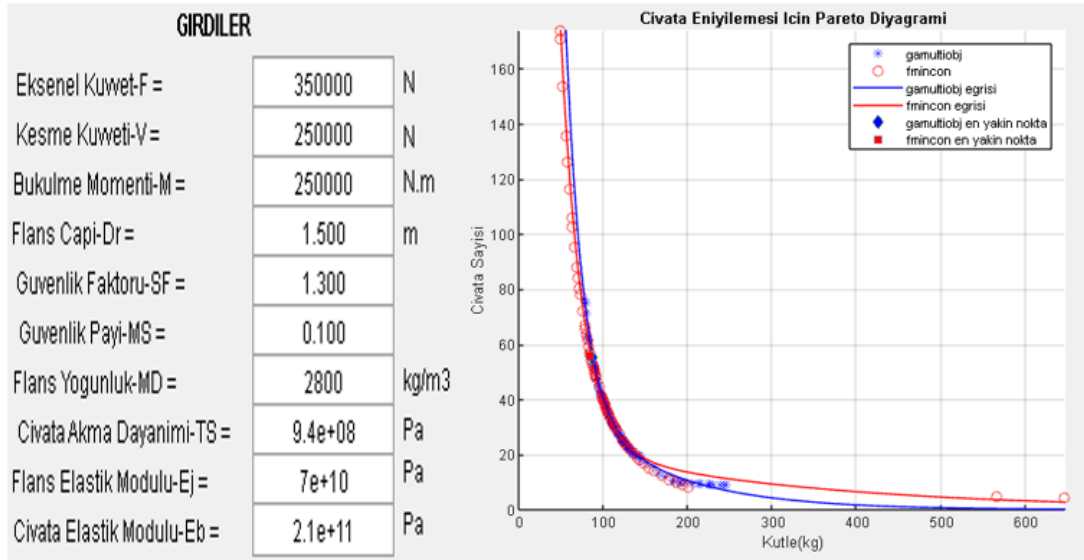
Şekil 4.52 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -7



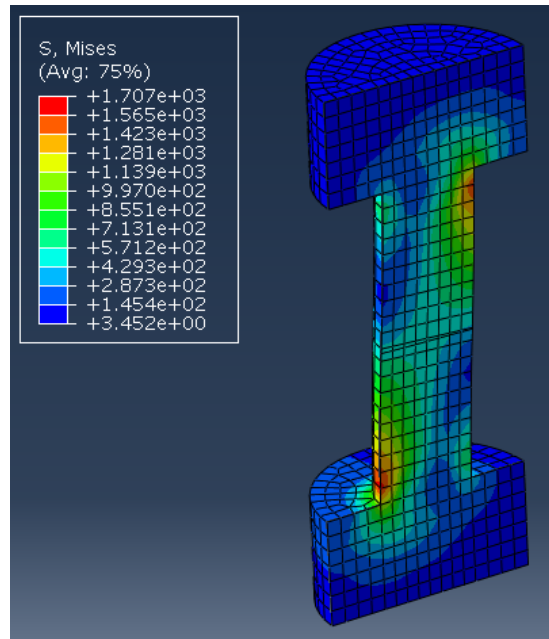
Şekil 4.53 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-7

4.2.10 Rastgele kombine yükleme durumları-8

Rastgele kombine yükler koşulunun üçüncü durumu için kodun girdileri Şekil 4.54 ile gösterilmiştir, çıktılar analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.55'te görülebileceği gibi, orta alan ortalama 812 MPa'lık bir gerilme değerine maruz kalmaktadır. Kodun MS girdisi 57 adet M8 cıvata için 0,1'dir ve bu $1-0,1=0,9$ ve $0,9 \times 940=846\text{MPa}$ anlamına gelmektedir. Koddaki çıktı ve analiz sonucu arasındaki fark %4'tür. Bu durumda yapılan analiz ile kod tutarlı sonuçlar vermişlerdir.



Şekil 4.54 : Rastgele kombine yükleme durumu için kod girdisi ve çıktısı -8



Şekil 4.55 : Rastgele kombine yükleme durumu için analiz çıktısı-8

Yapılan analizler neticesinde elde edilen sonuçlar Çizelge 4.3 ile belirtilmiştir. Burada farkların tamamında asıl sonuç analiz sonucu olarak varsayılmıştır, yani payda kısmında her zaman analiz sonucu vardır. Analiz sonuçlarının tamamında cıvata orta ekseninin ortalama gerilme değeri hesaplanmıştır. Kod sonucunda ise fmincon sonucu referans alınmıştır. Sonuçlar incelenirse bazı durumlarda analiz sonucunun, bazı durumlarda ise kod çıktısının daha yüksek sonuçlar verdiği görülmektedir. Bunun sebebi olarak nümerik yuvarlama hataları, optimizasyondaki toleranslar ve analizdeki eleman tipi-boyutu gösterilebilir.

Kodun çıktılarındaki iki adet algorithmadan fmincon'un kullanılmasının asıl nedeni genetik algoritmanın çalışma prensipleri gereği farklı çalıştırmalarda farklı sonuçlar verebilme potansiyelidir. Kullanıcı tarafında böyle bir durumun karışıklığa neden olabileceği düşünülmüştür. Sonuçlarda da belirtildiği gibi çoğunlukla iki algoritma da benzer sonuçlar vermektedir fakat analiz için bir algoritma seçilmesi gerekmekte olup bu seçim fmincon'dan yana kullanılmıştır.

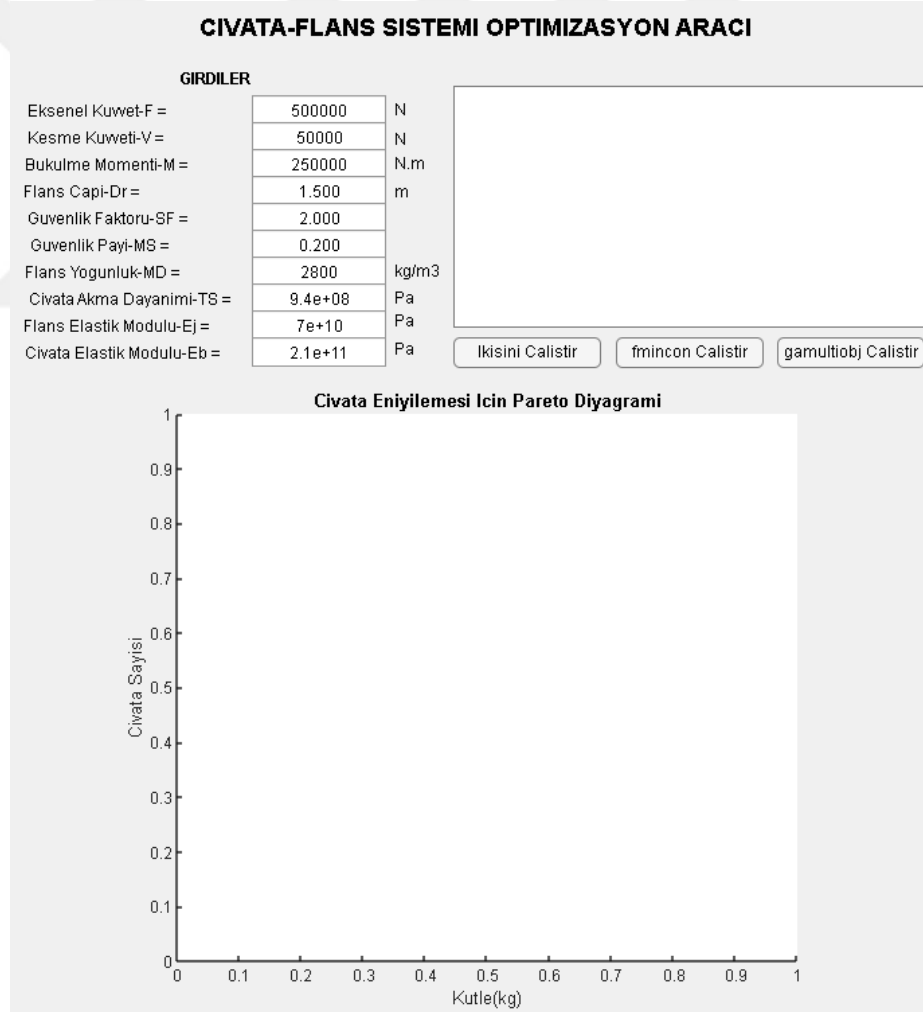
Çizelge 4.3 : Analiz-kod sonuçları karşılaştırması

Analiz Numarası (Genel)	Kod Sonucu (MPa)	Analiz Sonucu (MPa)	Fark (%)
1	658	632	9
2	752	792	5
3	448	412	8
4	512	522	-2
5	576	584	-2
6	752	706	6
7	846	819	3
8	705	756	-7
9	480	466	3
10	812	846	-4



5. KULLANICI ARAYÜZÜ

Hazırlanan kodda hem kullanıcının kodun içerisine girmeden işlem yapabilmesi hem de görsel açıdan daha zengin gözükmesi nedeniyle bir arayüz hazırlama gereksinimi doğmuştur. Ana kod ilk çalıştırıldığında, Çizelge 3.7 ile verilen kodun girdilerinin tek tek girildiği bir ekran açılmaktadır ve bu pencere Şekil 5.1’de belirtilmiştir. Burada yazan değerlerin her birinin birimi ve açıklaması Çizelge 3.7’de belirtilmiştir. Bu değerlerin her biri doldurulduktan sonra çalıştırma seçeneklerinden biri seçilerek hangi algoritmayla çalışacağına karar verilip butonuna tıklanacaktır. Bu çalıştırma yöntemi Ekler kısmında detaylıca anlatılmaktadır.



Şekil 5.1 : Kodun girdilerinin olduğu ve kodun çalıştırılmasıyla açılan pencere

Butona tıklandığında verilen eniyileme toleranslarına göre belirlenen bir şekilde kod arka planda çalışmaya başlayacaktır. Sonrasında verilen girdilere göre Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'teki gibi örnek olarak verilmiş bir çıktı üretecektir. Üretilen çıktıların anlamı Çizelge 3.8 ile özetlenmiştir. Hem “gamultiobj” hem de “fmincon” fonksiyonları için çıktılar üretilmiş ve aynı pencerede kıyaslanmak üzere gösterilmiştir. Düzgün sonuç alındığı bir durumda bu iki algoritmanın da benzer sonuçlar vermesi beklenmektedir. Kodun en önemli çıktılarından biri olan Pareto Diyagramı, her çıktı alındığında çizdirilmektedir. Bu Pareto grafiğinde, fmincon fonksiyonunun çıktısında dirsek noktası (ing. knee point) olarak adlandırılan ve orijine en yakın nokta olarak adlandırılan nokta çözüm noktası olarak analizlerde kullanılmıştır. Aynı şekilde düzgün sonuç alındığı bir durumda iki algoritmanın da benzer grafikler ortaya koyması beklenmektedir.

CIVATA-FLANS SİSTEMİ OPTİMİZASYON ARACI

GİRDİLER

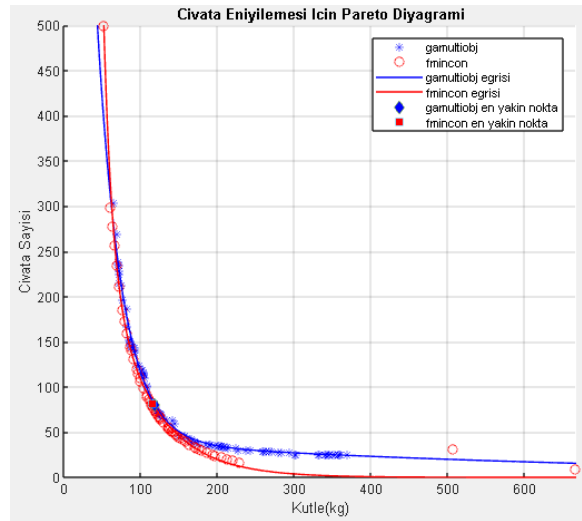
Eksenel Kuwet-F =	500000	N
Kesme Kuwet-V =	50000	N
Bukulme Momenti-M =	250000	N.m
Flans Capi-Dr =	1.500	m
Guvenlik Faktoru-SF =	2.000	
Guvenlik Payi-MS =	0.200	
Flans Yogunluk-MD =	2800	kg/m3
Civata Akma Dayanimi-TS =	9.4e+08	Pa
Flans Elastik Modulu-Ej =	7e+10	Pa
Civata Elastik Modulu-Eb =	2.1e+11	Pa

fmincon exitflag degeri : 1
 fmincon tasarim degiskenleri :
 civata capi : M10, civata sayisi : 82, flans kalinligi(mm) : 23
 fmincon amac fonksiyonlari :
 kutle(kg) : 117, civata sayisi : 82

ga exitflag degeri : 1
 gamultiobj tasarim degiskenleri :
 civata capi : M10, civata sayisi : 81, flans kalinligi(mm) : 24
 gamultiobj amac fonksiyonlari :
 kutle(kg) : 119, civata sayisi : 81

Ikisini Calistir
fmincon Calistir
gamultiobj Calistir

Şekil 5.2 : Kullanıcı arayüzünden bir örnek-çıktılar



Şekil 5.3 : Kullanıcı arayüzünden örnek çıktılar-Pareto diyagramı

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, silindirik gövdelerin montajında kullanılan cıvataların sayısı, boyutu ve flanş geometrisinin optimizasyonuna yönelik bir tasarım aracının geliştirilmesi ve bir takım analizlerle doğrulaması yapılmıştır. Bu araştırma, silindirik yapılarıdaki cıvatalı bağlantılarla ilgili karmaşık zorlukları ele almış, mühendisler ve tasarımcılar için karar verme sürecini geliştiren değerli bir araca katkıda bulunmuştur.

Geliştirilen hesaplama aracında kullanılan hesaplama yöntemi; cıvataların sayısı, boyutu ve flanş geometrisinin birbirine bağımlılığı göz önünde bulundurularak çok amaç fonksiyonlu optimizasyonu barındıracak şekilde hazırlanmıştır. Temel algoritma, çözüm uzayını bulabilmek ve optimal çözümleri belirlemek için fmincon ve gamultiobj gibi gelişmiş optimizasyon algoritmalarını içermektedir. Bu yaklaşım, aracın yalnızca uygulanabilir çözümler bulmasını sağlamakla kalmaz, aynı zamanda kullanıcıların kendi özel tasarım önceliklerine göre bilinçli kararlar vermelerine olanak tanıyan birçok seçenek sunmaktadır.

Tasarım aracı üzerinde yapılan doğrulama analizleri, cıvata konfigürasyonlarını optimize etmede güvenilirliğini ve doğruluğunu göstermiştir. Birçok farklı senaryolara karşı yapılan analizler ve geleneksel yöntemlerle yapılan karşılaştırmalar sonucunda, araç sürekli olarak kullanıcıyı tatmin eden sonuçlar vermiştir. Doğrulama süreci, aracın çeşitli kısıtlamaları ele alma becerisine güven sağlayarak çok çeşitli mühendislik uygulamalarında uygulanabilirliğini garanti altına almıştır.

Geliştirilen aracın kullanıcı arayüzü, sezgisel ve kullanıcı dostu olacak şekilde özenle tasarlanmıştır ve farklı uzmanlık seviyelerine sahip uygulayıcılar için kullanım kolaylığı sağlamaktadır. Arayüz, kullanıcıların parametreleri girmesine, optimizasyon sonuçlarını görselleştirmesine ve sonuçları etkili bir şekilde yorumlamasına olanak tanıyan etkileşimli özellikler içermektedir. Bu, aracın optimizasyon süreci boyunca kullanıcılara rehberlik etmede erişilebilir ve verimli olmasını sağlayarak cıvatalı bağlantı tasarımına daha akıcı ve bilgili bir yaklaşımı teşvik etmektedir.

Geleceğe baktığımızda, tasarım aracının daha da iyileştirilmesi ve genişletilmesi için fırsatlar bulunmaktadır. Kullanıcılardan gelen sürekli geri bildirimler ve ilave vaka çalışmaları aracın sürekli geliştirilmesine katkıda bulunacaktır. Gelecekteki

yinelemeler, daha sofistike optimizasyon algoritmalarının dahil edilmesini, dinamik yükleme koşullarının dikkate alınmasını ve sektörde yaygın olarak kullanılan diğer tasarım araçları ve yazılımlarıyla entegrasyonu içerecektir.

Özet olarak, bu tasarım aracının geliştirilmesi, silindirik gövdelerdeki cıvatalı bağlantıların optimizasyonu için pratik ve verimli bir çözüm sağlayarak mühendislik camiasına değerli bir katkı anlamına gelmektedir. Başarılı doğrulama, kullanıcı dostu arayüz ve sağlam hesaplama yöntemi, bu aracı silindirik gövde montajlarının yapısal bütünlüğünü, güvenilirliğini ve performansını optimize etmek isteyen mühendisler için güvenilir bir kaynak olarak konumlandırmaktadır.



KAYNAKLAR

- [1] **The Institution Of Mechanical Engineers**, (2012), Analysis Of Pretensioned Bolted Joints Subject To Tensile (Separating) Forces, ISBN 978 0 85679 527 5.
- [2] **Uğur Okçu**, (2017), Sızdırmazlık Elemanı İçermeyen Metal Flanşların Sonlu Elemanlar Metodu ile Parametrik Tasarımı ve Optimizasyonu, (Yüksek Lisans Tezi).
- [3] **Penn Engineering**, (2012), Atlas Pem Product, Blind Threaded Inserts, Bossard Selection, 1114., Rev 315, Katalog.
- [4] **Tahir Volkan Şanlı**, (2018), Development Of Artificial Neural Network Based Design Tool For Aircraft Engine Bolted Flange Connection Subject To Combined Axial and Moment Load, (Yüksek Lisans Tezi).
- [5] **Ahmet Faruk Kurar**, (2018), Karbon Kompozitlerin Cıvatalı ve Yapıştırılmalı Bağlantılarında Hasar Analizi, (Yüksek Lisans Tezi).
- [6] **Nihal Akpınar**, (2016), Araçlardaki Bağlama Cıvatalarındaki Fonksiyon Kayıplarının İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi).
- [7] **Tolga Dursun**, (2006), Cıvata Bağlantılı Tabakalı Kompozit Levhalarda Hasar Analizi, (Doktora Tezi).
- [8] **Birtan Güler**, (2016), Dynamic Analysis Of Bolted Joints Under Axial and Transverse Loads, (Yüksek Lisans Tezi).
- [9] **Mehmet Talha Tınastepe**, (2023), Karbonfiber Takviyeli Epoksi Kompozitlerin Hibrit Cıvatalı / Yapışkanlı Bağlantıları Üzerine Deneysel Çalışma: Geri Dönüştürülmüş Nanofiber Polistiren Etkisi, (Yüksek Lisans Tezi).
- [10] **Moorey, P. R. Stuart**, (1999), Ancient Mesopotamian Materials and Industries: The Archaeological Evidence., 4., ISBN 9781575060422.
- [11] **Bunch, Bryan H., Alexander Hellemans** (2004). The History Of Science and Technology., 69., ISBN 0-618-22123-9.
- [12] **Robert E., Carolyn A. Krebs**, (2003). Groundbreaking Scientific Experiments, Inventions, and Discoveries Of The Ancient World, Usa: Greenwood Publishing Group., 114., ISBN 0-313-31342-3.
- [13] **Jeffrey A. Chambers**, (1995), Preloaded Joint Analysis Methodology For Space Flight Systems, N96-18420.
- [14] **Bickford, John H.**, (1998) Handbook Of Bolts and Bolted Joints, ISBN 9780585158334.
- [15] **Sarafin T.P.**, (2017), Design and Analysis Of Bolted Joints For Aerospace Engineers, Instar Engineering and Consulting Inc., 462-475.
- [16] **Brown K. H., Morrow C., Durbin S., Baca A.**, (2008), Guideline For Bolted Joint Design and Analysis, Sandia National Laboratories, 155-156.
- [17] **Yılmaz S.E.**, (2015), Comparison Of Experimental Study and Finite Element Analysis Of Bolted Flange Connections, (Yüksek Lisans Tezi).
- [18] **Schaaf, M., Bartonicek, J.**, (2003), Calculation Of Bolted Flange Connections Of Floating and Metal-To-Metal Contact Type.

- [19] **Kumar, N., Brahamanandam, P. & Papa Rao, B.,** (2011), 3-D Finite Element Analysis Of Bolted Flange Joint Of Pressure Vessel, *Mit International Journal Of Mechanical Engineering*.
- [20] **Azim, R.,** (2013), An Analytical Investigation On Bolt Tension Of A Flanged Steel Pipe Joint Subjected To Bending Moments, *International Journal Of Engineering and Applied Sciences*.
- [21] **Couchaux, M.,** (2010), Behaviour Of Bolted Circular Flange Joints, (Doktora Tezi).
- [22] **Couchaux, M., Ryan, I., Hijaj, M., Alain, B.,** (2011), Bolted Circular Flange Connections: Bending and Axial Static Resistances, *Proceedings Of Eurosteel*.
- [23] **Vereshchagin, A.F.,** (1989), Modelling and Control Of Motion Of Manipulation Robots, *Soviet Journal Of Computer and Systems Sciences*.
- [24] **Alan R. P., Richard J. B., John D. H.,** (2015), Optimization Methods For Engineering Design Applications and Theory.
- [25] **Bixby, Robert E.,** (2012), A Brief History Of Linear and Mixed-Integer Programming Computation, *Documenta Mathematica*, 107–121.
- [26] **Du, D. Z., Pardalos, P. M., Wu, W.,** (2008), History Of Optimization, *Encyclopedia Of Optimization*, Boston: Springer, 1538–1542.
- [27] **Martins, Joaquim R. R. A.; Ning, Andrew,** (2021). *Engineering Design Optimization*, Cambridge University Press, 246-321, ISBN 978-1108833417.
- [28] **G. L. Martin, D. Monfet,** (2024), High-Density Controlled Environment Agriculture (Cea-Hd) Air Distribution Optimization Using Computational Fluid Dynamics (Cfd), *Engineering Applications Of Computational Fluid Mechanics*, ISBN 1080/19942060.2023.2297027.
- [29]. **Kashyap, S., Devries, W.R.,** (1999), Finite Element Analysis and Optimization in Fixture Design. *Structural Optimization*, 18, 193–201.
- [30] **M. El-Sayed, T. Sun, J. Berry,** (2005), Shape Optimization With Computational Fluid Dynamics, 607-613.
- [31] **Sela, Lina,** (2020), Nonlinear Optimization and Matlab Optimization Toolbox Example, *All Ecstatic Materials*, 82.
- [32] **Maria B. Peter J. S. Pascal V. Mark W.,** (2015), The Future Of Optimization Technology, 16.
- [33] **Nand K. M., Anil S., Jin Y, Nikhil G., Khaleequr R. N.,** (2019), Modified Taguchi-Based Approach For Optimal Distributed Generation Mix in Distribution Networks, 2169-3536.
- [34] **N. Foster,** (2016), *Matlab Optimization Functions and Examples*, 49-56, 978-1520265025.
- [35] **Frank R., Reinhard H., Bettina A. L.,** (2014), *Finite Element Analysis For Engineers*, 45-64, ISBN-1569904871.
- [36] **Josef M., Luboš P.,** (2017), Calculation and Reliability Of Timber Structure Bolt Connection Subjected To Double Unequal Shears With Thick Plates As Outer Members, 115-116, 79301005.
- [37] **Hehe K., Zhi-Min Li,** (2020), Assembly Research Of Aero-Engine Casing Involving Bolted Connection Based On Rigid-Compliant Coupling Assembly Deviation Modeling, 315-318.

- [38] **Niu M. C. Y.**, (1997), Airframe Stress Analysis and Sizing, Rev-2, Hong Kong Conmilit Press Ltd., 225-219.
- [39] **Hümanur Ulupınar**, (2022), Cıvatalarda Kuvvet Naklinin Cıvata Geometrisinde Yapılan Değişiklikler ile İyileştirilmesi Ve Sonlu Elemanlar Metodu İle Analizi, (Yüksek Lisans Tezi).
- [40] **Ammar Draisawi**, (2015), Numerical Analysis Of Bolted Connections in Steel Lattice Transmission Towers, (Yüksek Lisans Tezi).
- [41] **Mehmet Güllübahçe**, (2013), Çok Cıvatalı Kompozit Bağlantıların Çevresel Aşınma Altındaki Performansları, (Yüksek Lisans Tezi).
- [42] **Tayfun Güneş**, (2012), Cıvatalı Bağlantılarda Emniyetli Tork Değerinin Teorik ve Deneyisel Olarak Belirlenmesi, Tayfun Güneş, (Yüksek Lisans Tezi).
- [43] **Ntss**, (2012), Nasa-Std-5020 Requirements For Threaded Fastening Systems in Spaceflight Hardware, National Aeronautics and Space Administration.
- [44] **Atasoy M.**, (2012), Determination Of Prying Load On Bolted Connections, (Yüksek Lisans Tezi)
- [45] **Budynas, R. G., Nisbett, J. K.**, (2008), Shigley's Mechanical Engineering Design, Rev-8, New York, Ny: Mcgraw-Hill, 546-558.
- [46] **Zhi-Jie Wan**, (2017) Equivalent Simulation Of Mechanical Characteristics For Parametric Modeling Of Bolted Joint Structures, (Yüksek Lisans Tezi).
- [47] **P.J. Crescimanno**, (1981), Forces in Bolted Joints: Analysis Methods and Test Results, Utilized For Nuclear-Core Applications.
- [48] **Edward T. B., Ryan R. M.**, (2020), Investigation Of A Cross-Section With A Constant Transverse Shear Stress Distribution Using A Numerical Approach, Department Of Mechanical Engineering, Wilkes University.
- [49] **Jun Ma, Torgeir W.**, (2021), Analytical Springback Assessment in Flexible Stretch Bending Of Complex Shapes, International Journal Of Machine Tools and Manufacture.
- [50] **Montgomery J.**, (2002), Methods For Modelling Bolts in The Bolted Joint, International Ansys Conference.



EKLER

Ek-1: Flanş-Cıvata Sistemi Optimizasyon Aracı Kullanma Kılavuzu

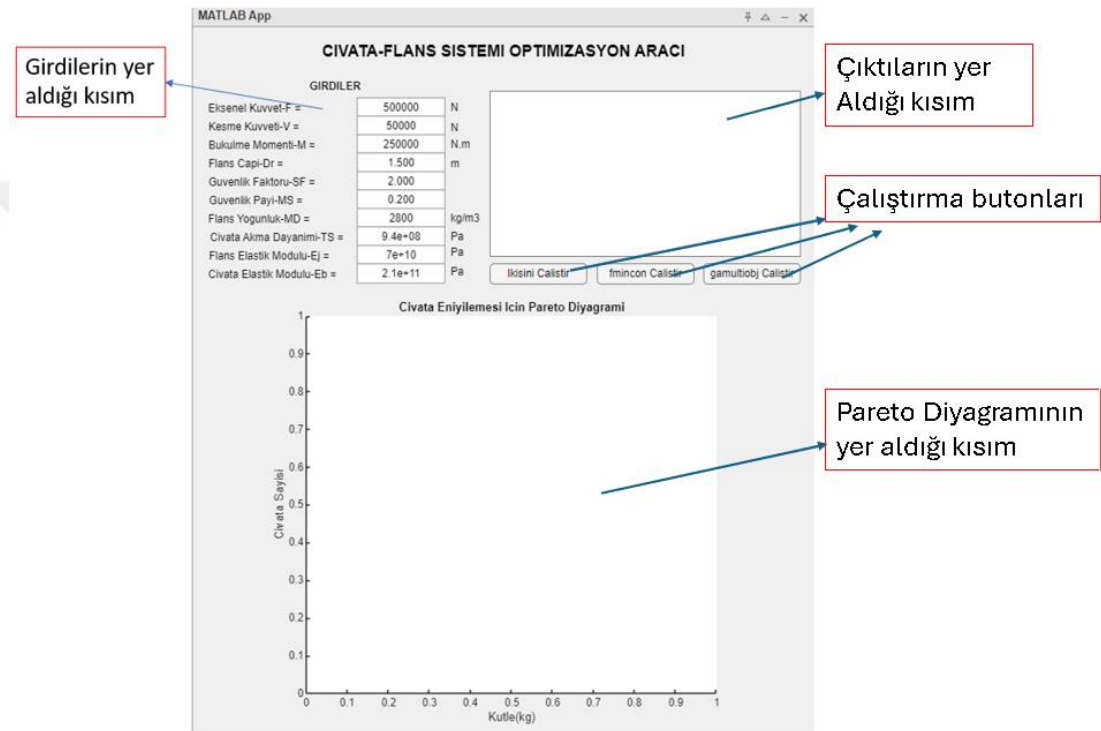
Ek-2: Kod





Ek-1: Flanş-Cıvata Sistemi Optimizasyon Aracı Kullanma Kılavuzu

Bu kullanma kılavuzu, tezde doğrulaması yapılmış ve nasıl bir teorik bilgiyle yazıldığı anlatılmış olan flanş-cıvata sistemi optimizasyon aracının daha verimli kullanılması için kullanıcıya yönelik bir bilgi notu olması amacıyla hazırlanmıştır. Şekil Ek 1.1’de görüleceği gibi programda ‘GİRDİLER’ başlığı altında programda kullanılacak olan parametreler yer almakta olup bunların kullanıcı tarafından doldurulması beklenmektedir.



Şekil Ek 1.1 : Programın çalıştırılmadan önceki hali

Doldurulurken kullanıcıya yardımcı olması amacıyla şu başlıklar sıralanabilir:

Eksenel Kuvvet: Flanş-cıvata sistemine dışardan etkiyen ve cıvata ekseninde çekme yönünü pozitif alan kuvvettir. Kısaca cıvata eksenine paralel gelen bu kuvvet, flanşın kulak kısmındaki yüzeyden uygulanmaktadır. Birimi Newton’dur.

Kesme Kuvveti: Flanş-cıvata sistemine dışardan etkiyen ve cıvata eksenine dik olan yönü pozitif alan kuvvettir. Kısaca cıvata eksenine dik gelen bu kuvvet, flanşın kulak kısmındaki yüzeyden uygulanmaktadır. Birimi Newton’dur.

Bükülme Momenti: Flanş-cıvata sistemine dışardan etkiyen ve cıvata üzerinde çekme veya basma etkisi yaratacak olan momenttir. Kısaca cıvata eksenine paralel bir kuvvet

yaratacak bu moment, flanşın kulak kısmındaki yüzeyden uygulanmaktadır. Birimi Newton.metre'dir.

Flanş Çapı: Flanş-cıvata sistemindeki en dışta bulunan çapı ifade etmektedir. Birimi metre'dir.

Güvenlik Faktörü: Sisteme dışardan etkiyen kuvvetlerin belirsizliğini ifade etmek için kullanılmaktadır. Bu, faktörü güvenlik payı ile karıştırılmamalıdır. Örneğin ön gerilme değerine güvenlik faktörü uygulanmamaktadır, fakat güvenlik payı en genel durumu ifade ettiğinden ve ön gerilme değeri de cıvatanın maruz kaldığı gerilmeyi etkilediğinden bu değere güvenlik payı dahil edilmektedir. Kısaca güvenlik faktörü, yalnızca dışardan gelen kuvvetlerin çarpıldığı bir katsayıdır. Birimi yoktur ve değeri 1'den büyüktür.

Güvenlik Payı: Cıvatanın nihai durumda akma gerilmesinden ne kadar uzakta olduğunu belirtmektedir. Örneğin; 0.2 MS değerine sahip bir cıvata, akma gerilmesinin $1-0.2=0.8$ katı kadar bir yüke maruz bırakılmış demektir ve bunun içine ön gerilme de dahildir. Kısaca MS değeri ne kadar yüksekse cıvata akma dayanımından o kadar uzakta ve güvende demektir. Tez boyunca ön gerilme değeri olarak cıvata akma dayanımının %65'i kullanıldığı için ve geriye 0.35'lik bir değer kaldığı için MS değeri 0.35'i geçmemelidir. Literatürde cıvatalar için önerilen MS değerinin genel olarak 0.1 üzerinde olması gerektiği belirtilmektedir. Bu durumda koda girilecek MS değeri için $0.1 < MS < 0.35$ eşitsizliği yazılmaktadır [13]. MS değeri, bir çeşit güvenlik katsayısı olduğu için birimsizdir.

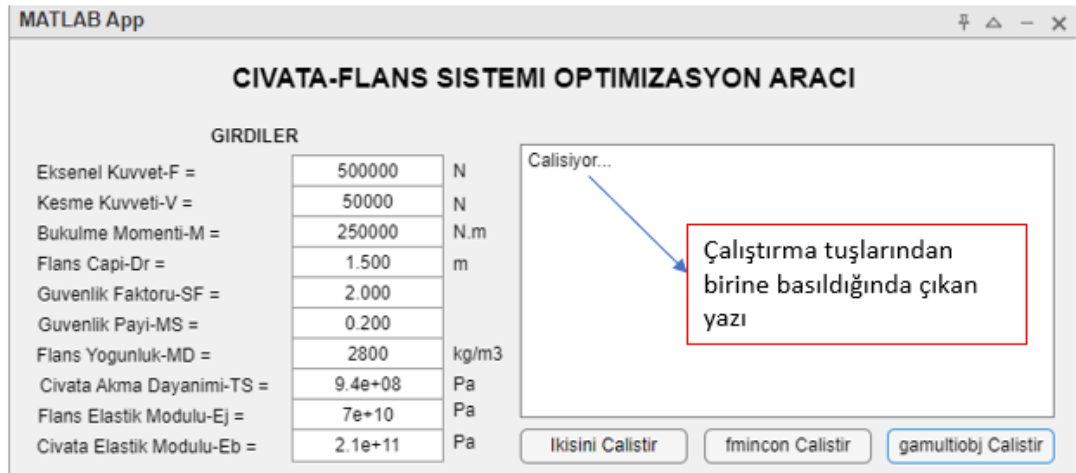
Flanş Yoğunluğu: Sistemde kullanılan flanşın yoğunluğudur. Tüm tez boyunca cıvata yoğunluğu flanş yoğunluğunun üç katı olarak varsayılmıştır [15]. Bunun nedeni genelde flanşların alüminyum olup cıvataların çelik olmasıdır. Birimi kg/m^3 'tür.

Cıvata Akma Dayanımı: Cıvatalar kaliteleriyle sınıflandırılırken genellikle akma dayanımları referans alınmaktadır. Örneğin 8.8 kalite bir cıvata yaklaşık olarak $8 \times 8 \times 10 = 640$ MPa'lık bir akma dayanımına sahiptir. Bu tez boyunca havacılık sektöründe de düzenli olarak kullanılan 8.8, 10.9 ve 12.9 kalitedeki cıvatalar kullanılmıştır. Bu parametrenin birimi Pascal'dır.

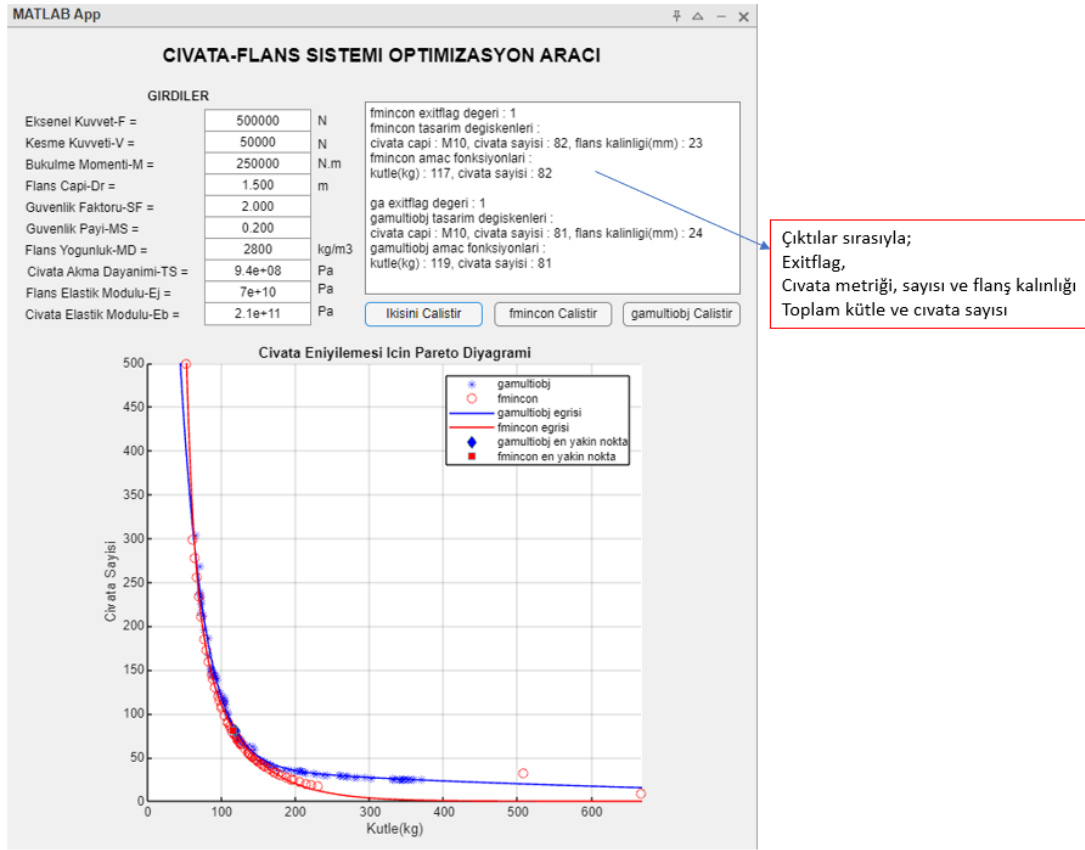
Flanş Elastik Modülü: Flanşın sahip olduğu malzeme özelliği olan elastik modülüdür. Tez boyunca flanş alüminyum varsayılmıştır. Birimi Pascal'dır.

Cıvata Elastik Modülü: Cıvatanın sahip olduğu malzeme özelliği olan elastik modülüdür. Tez boyunca flanş çelik varsayılmıştır. Birimi Pascal'dır.

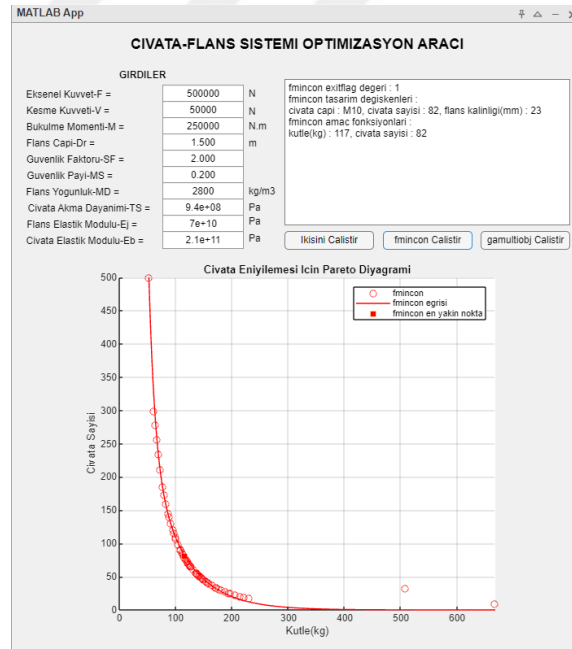
Koda girdiler uygun şekilde girildikten sonra Şekil Ek 1.1'deki üç adet çalıştırma butonundan birine tıklanacaktır. Herhangi birine tıklandığında, programın arka planda hesaplama yaptığını yani çalıştığını belirten 'calisiyor...' ibaresi çıktılar kısmında belirecektir ve bu durum Şekil Ek 1.2'de görülmektedir. Bu butonlar her iki algoritmayı birden, tek başına fmincon algoritmasını veya tek başına gamultiobj algoritmasını çalıştırmaktadır. Bu butonlara basıldığında oluşan grafik ve çıktılar sırasıyla Şekil Ek 1.3, Şekil Ek 1.4 ve Şekil Ek 1.5'te görülmektedir. Burada her çıktıda, algoritmalar ile oluşturulan noktalar Pareto Diyagramında gösterilmektedir. Bu noktalar fmincon için kırmızı yuvarlak, gamultiobj için mavi yıldız olarak gösterilmektedir. Sonrasında tüm grafiklerde algoritmaların oluşturduğu çözüm noktalarına oturtulan eğriler gözükmektedir. Bu eğriler oluşturulduktan sonra bu eğrinin orijine en yakın noktası her iki algoritma için işaretlenmiştir. Kullanıcıya sunulan tasarım değişkenleri ve amaç fonksiyonu çıktıları bu noktalardan elde edilmektedir.



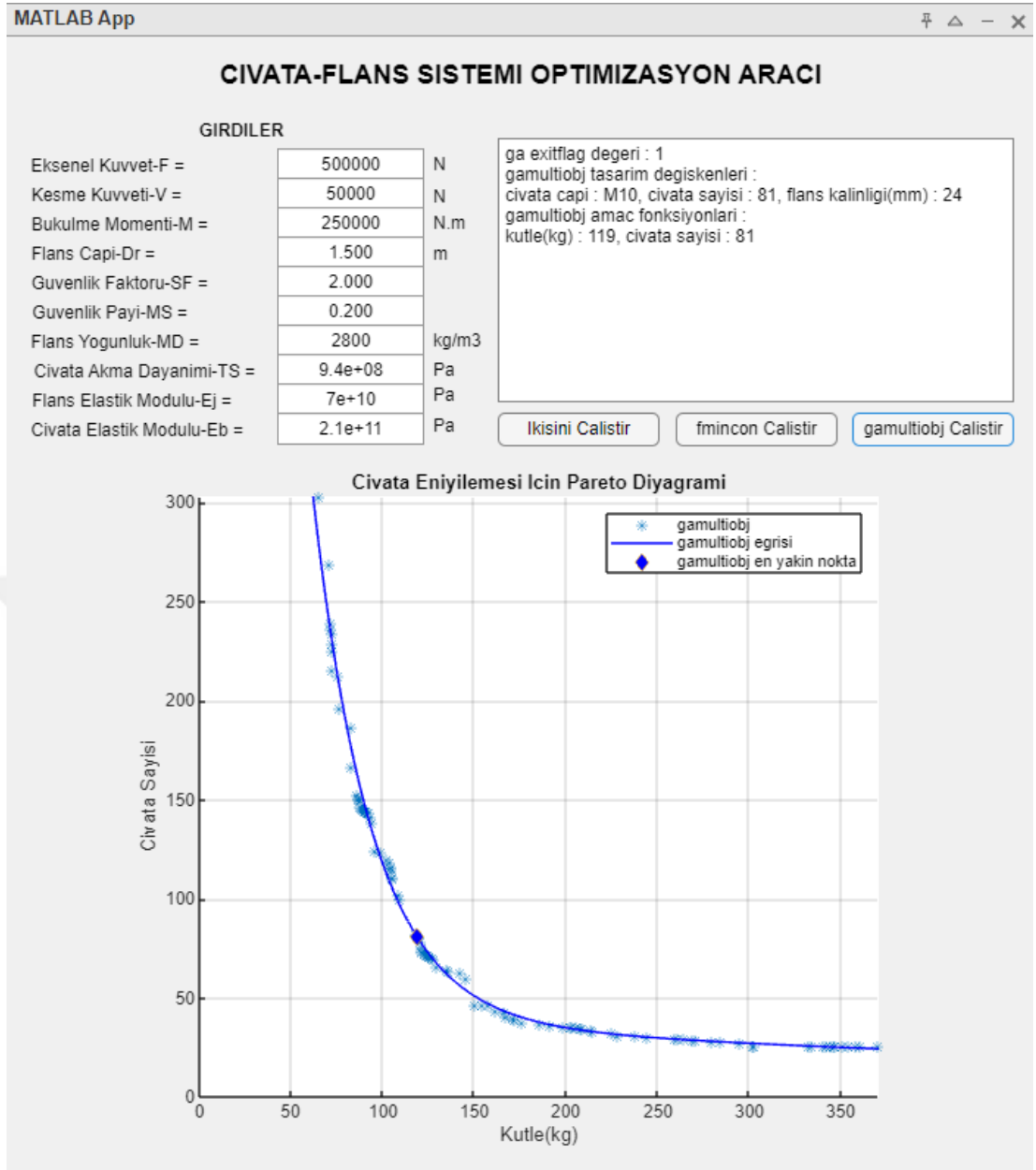
Şekil Ek 1.2 : Butonlardan birine tıklandığında oluşan yazı



Şekil Ek 1.3 : İkisini çalıştır butonuna tıklanınca oluşan örnek çıktı



Şekil Ek 1.4 : fmincon çalıştır butonuna tıklanınca oluşan örnek çıktı



Şekil Ek 1.5 : gamultiobj çalıştır butonuna tıklanınca oluşan örnek çıktı

Çıktıları şu başlıklar ile sıralamak mümkündür:

exitflag Değeri: optimizasyonun düzgün yapıp yapılmadığını, yani çıktıların kullanılabilir olup olmadığını belirtir. Detaylı bilgi Çizelge 4.1’de bulunmaktadır.

Tasarım Değişkenleri: Sırasıyla civata metriği, civata sayısı ve toplam flans kalınlığını belirtmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, metrik sistemde özel üretim olan bir civatanın sonuç olarak gözükmesi halinde eğer sistem kritik bir durumda ise bu civatanın ürettirilerek kullanılması gerekmektedir. Eğer çok kritik

olmayan bir durumda ise, üretimi standart olan cıvatalardan en yakın ve büyük çaplı olanı kullanılacaktır.

Amaç Fonksiyonları: Sırasıyla toplam sistem kütlesi ve cıvata sayısını ifade etmektedir. Sistem kütlesine kullanılacak muhtemel pul, rondela ve somunlar da dahildir.

Bu durumda, yazılan kod ile gerekli kuvvet ve malzeme özellikleri için en ideal durumda nasıl bir cıvata-flanş sisteminin oluşturulabileceği kolay bir biçimde tasarlanabilecektir. Çıktılar kısmındaki değerlere bakılarak sistemi oluşturmak mümkündür.



Ek-2: Kod

```
classdef BOTZ < matlab.apps.AppBase

    % Properties that correspond to app components
    properties (Access = public)
        UIFigure                                matlab.ui.Figure
        PaLabel_3
    matlab.ui.control.Label
        PaLabel_2
    matlab.ui.control.Label
        mLabel
    matlab.ui.control.Label
        PaLabel
    matlab.ui.control.Label
        kgm3Label
    matlab.ui.control.Label
        NmLabel
    matlab.ui.control.Label
        NLabel_2
    matlab.ui.control.Label
        NLabel
    matlab.ui.control.Label
        CIVATAFLANSSISTEMIOPTIMIZASYONARACILabel
    matlab.ui.control.Label
        TextArea
    matlab.ui.control.TextArea
        GIRDILERLabel
    matlab.ui.control.Label
        gamultiobjCalistirButton
    matlab.ui.control.Button
        fminconCalistirButton
    matlab.ui.control.Button
        IkisiniCalistirButton
    matlab.ui.control.Button
        CivataElastikModuluEbEditField
    matlab.ui.control.NumericEditField
        CivataElastikModuluEbEditFieldLabel
    matlab.ui.control.Label
        FlansElastikModuluEjEditField
    matlab.ui.control.NumericEditField
        FlansElastikModuluEjLabel
    matlab.ui.control.Label
        CivataAkmaDayanimiTSEditField
    matlab.ui.control.NumericEditField
        CivataAkmaDayanmTSLabel
    matlab.ui.control.Label
        FlansYogunlukMDEditField
    matlab.ui.control.NumericEditField
        FlansYogunlukMDLabel
    matlab.ui.control.Label
```

```

        GuvenlikPayiMSEditField
matlab.ui.control.NumericEditField
        GuvenlikPayiMSLabel
matlab.ui.control.Label
        GuvenlikFaktoruSFEEditField
matlab.ui.control.NumericEditField
        GuvenlikFaktoruSFLabel
matlab.ui.control.Label
        FlansCapiDrEditField
matlab.ui.control.NumericEditField
        FlansCapiDrLabel
matlab.ui.control.Label
        BukulmeMomentiMEEditField
matlab.ui.control.NumericEditField
        BukulmeMomentiMLabel
matlab.ui.control.Label
        KesmeKuvvetiVEEditField
matlab.ui.control.NumericEditField
        KesmeKuvvetiVEEditFieldLabel
matlab.ui.control.Label
        EksenelKuvvetFEEditField
matlab.ui.control.NumericEditField
        EksenelKuvvetFEEditFieldLabel
matlab.ui.control.Label
        UIAxes
matlab.ui.control.UIAxes
end

```

```

methods (Access = private)

```

```

    % function results = herikisi(app)
    %
    % end
    %
    % function results = fmincon(app)
    %
    % end
    %
    % function results = gamultiobj(app)
    %
    % end
end

```

```

% Callbacks that handle component events
methods (Access = private)

```

```

    % Code that executes after component creation
function startupFcn(app)
    clc

```

```

end

% Button pushed function: IkisiniCalistirButton
function IkisiniCalistirButtonPushed(app, event)

    clc
    cla(app.UIAxes)

    app.TextArea.Value = 'Calisiyor...';
    pause(0.1)

    global Ej Eb Dr MD F V M SF MS TS n

    F = app.EksenelKuvvetFEditField.Value;
    V = app.KesmeKuvvetiVEditField.Value;
    M = app.BukulmeMomentiMEditField.Value;
    Dr = app.FlansCapiDrEditField.Value;
    SF = app.GuvenlikFaktoruSFEditField.Value;
    MS = app.GuvenlikPayiMSEditField.Value;
    MD = app.FlansYogunlukMDEditField.Value;
    TS =
app.CivataAkmaDayanimitTSEditField.Value;
    n = 1;
    Ej =
app.FlansElastikModuluEjEditField.Value;
    Eb =
app.CivataElastikModuluEbEditField.Value;

    %% fmincon

    opts = optimoptions(@fmincon, ...
                        'Algorithm','sqp');

    m=1;
    for i=0:0.1:1
        k=1;
        for j=0:0.1:1
            f1= @(x) ((pi*(Dr-6*x(1))^2)/4-
(pi*((x(1)/2)^2))*x(2))*x(3)*MD+5*x(2)*(2.2*((pi*((x(1)/2)^2))*x(3)*(MD*3)));
            f2= @(x) x(2);
            f_general= @(x) i*((pi*(Dr-
6*x(1))^2)/4-
(pi*((x(1)/2)^2))*x(2))*x(3)*MD+5*x(2)*(2.2*((pi*((x(1)/2)^2))*x(3)*(MD*3))))+j*(x(2));

            [w_solution(k,m,:),neglect_f,exitflag_fmincon]=fmincon(f_
general,[0.003 4 0.010],...
                        [],[],[],[0.003 4 0.010],
[0.020 500 0.15],@constraint,opts);

```

```

        f1val(k,m)=f1(w_solution(k,m,:));
        f2val(k,m)=f2(w_solution(k,m,:));
        k=k+1;
    end
    m=m+1;
end

f1val_res=reshape(f1val,121,1);
f2val_res=reshape(f2val,121,1);
x_1=reshape(w_solution,121,3);

new_matrix_obj_fmincon=[f1val_res(:,1)
f2val_res(:,1)];
zek2=new_matrix_obj_fmincon.^2;
[~,idx2]=min(sqrt(zek2(:,1)+zek2(:,2)));
solution_fmincon=x_1(idx2,:);
fval1_opt1=f1val_res(idx2);
fval1_opt2=f2val_res(idx2);

%% Curve fit fmincon

[min_xmass_fmincon,min_xmass_fmincon_idx]=min(f1val_res);
[max_xmass_fmincon,max_xmass_fmincon_idx]=max(f1val_res);
[min_ynumber_fmincon,min_ynumber_fmincon_idx]=min(f2val_res);
[max_ynumber_fmincon,max_ynumber_fmincon_idx]=max(f2val_res);

curve_obj_fmincon=fit(new_matrix_obj_fmincon(:,1),new_matrix_obj_fmincon(:,2),'exp2',...
    'Exclude',[min_xmass_fmincon_idx
max_xmass_fmincon_idx]);

%% closest point to origin fmincon

a_fmincon=curve_obj_fmincon.a;
b_fmincon=curve_obj_fmincon.b;
c_fmincon=curve_obj_fmincon.c;
d_fmincon=curve_obj_fmincon.d;

curve_fmincon = @(x) a_fmincon *
exp(b_fmincon * x) + c_fmincon * exp(d_fmincon * x);

distance_from_origin_fmincon = @(x)
sqrt((curve_fmincon(x)).^2 + x.^2);
x_values_fmincon =
linspace(min_xmass_fmincon, max_xmass_fmincon, 100000);

```

```

        [~, idx_curve_fmincon] =
min(distance_from_origin_fmincon(x_values_fmincon));
        closest_point_x_fmincon =
x_values_fmincon(idx_curve_fmincon);
        closest_point_y_fmincon =
curve_fmincon(closest_point_x_fmincon);

        %% find design variables fmincon

curve_desva_fmincon_L=closest_point_x_fmincon/(((pi*(Dr-
6*solution_fmincon(1))^2)/4-...

(pi*((solution_fmincon(1)/2)^2))*closest_point_y_fmincon)
*MD+...

5*closest_point_y_fmincon*(2.2*((pi*((solution_fmincon(1)
/2)^2))*(MD*3)))));

        %% ga

rng default
opts = optimoptions(@gamultiobj, ...
                    'PopulationSize', 1000,
...
                    'Generations', 1000);

[solution_ga,fval_ga,exitflag_ga]=gamultiobj(@obj_fun_ga,
3,[],[],[],[],[0.003 4 0.010],[0.020 500
0.15],@constraint,opts);

zek1=fval_ga.^2;
[~,idx1]=min(sqrt(zek1(:,1)+zek1(:,2))));

        %% Curve fit ga

[min_xmass_ga,min_xmass_ga_idx]=min(fval_ga(:,1));

[max_xmass_ga,max_xmass_ga_idx]=max(fval_ga(:,1));

[min_ynumber_ga,min_ynumber_ga_idx]=min(fval_ga(:,2));

[max_ynumber_ga,max_ynumber_ga_idx]=max(fval_ga(:,2));

curve_obj_ga=fit(fval_ga(:,1),fval_ga(:,2),'exp2','Exclude',
e',[min_xmass_ga_idx max_xmass_ga_idx]);

        %% closest point to origin ga

```

```

a_ga=curve_obj_ga.a;
b_ga=curve_obj_ga.b;
c_ga=curve_obj_ga.c;
d_ga=curve_obj_ga.d;

curve_ga = @(x) a_ga * exp(b_ga * x) + c_ga *
exp(d_ga * x);

distance_from_origin_ga = @(x)
sqrt((curve_ga(x)).^2 + x.^2);
x_values_ga = linspace(min_xmass_ga,
max_xmass_ga, 100000);

 [~, idx_curve_ga] =
min(distance_from_origin_ga(x_values_ga));
closest_point_x_ga =
x_values_ga(idx_curve_ga);
closest_point_y_ga =
curve_ga(closest_point_x_ga);

%% find design variables ga

curve_desva_ga_L=closest_point_x_ga/((pi*(Dr-
6*solution_ga(idx1(1,1),1))^2)/4-...

(pi*((solution_ga(idx1(1,1),1)/2)^2))*closest_point_y_ga)
*MD+...

5*closest_point_y_ga*(2.2*((pi*((solution_ga(idx1(1,1),1)
/2)^2))* (MD*3)))));

%% cizdirme ikisi
clc
% title(app.UIAxes,'Civata Eniyilemesi Icin
Pareto Diyagrami');
xlim(app.UIAxes,[0
max(max_xmass_fmincon,max_xmass_ga)]); ylim(app.UIAxes,[0
max(max_ynumber_fmincon,max_ynumber_ga)]);

grid(app.UIAxes,'on')
hold(app.UIAxes,'on')

plot(app.UIAxes,fval_ga(:,1),fval_ga(:,2),'*b');
plot(app.UIAxes,f1val_res,f2val_res,'or');
plot(app.UIAxes,curve_obj_ga,'blue');
plot(app.UIAxes,curve_obj_fmincon,'red');

```

```

plot(app.UIAxes,closest_point_x_ga,closest_point_y_ga,'di
amond','MarkerFaceColor','b');

plot(app.UIAxes,closest_point_x_fmincon,closest_point_y_f
mincon,'square','MarkerFaceColor','r');
        xlabel(app.UIAxes,'Kutle(kg)');
ylabel(app.UIAxes,'Civata Sayisi');
        legend
(app.UIAxes,'gamultiobj','fmincon','gamultiobj
egrisi','fmincon egrisi','gamultiobj en yakin
nokta','fmincon en yakin nokta');

        %% yazdirma fmincon
        %design variables

design_variables_fmincon=[ceil(solution_fmincon(1)*1000)
ceil(solution_fmincon(2)) solution_fmincon(3)*1000];
        curve_design_variables_fmincon
=[ceil(solution_fmincon(1)*1000)
ceil(closest_point_y_fmincon)
curve_desva_fmincon_L*1000];
        %objective functions
        obj_fun_value_fmincon=[f1val_res(idx2)
f2val_res(idx2)];

curve_obj_fmincon_result=[closest_point_x_fmincon
closest_point_y_fmincon];
        %exitflags
        app.TextArea.Value{1} = ['fmincon exitflag
degeri : ',num2str(exitflag_fmincon)];
        app.TextArea.Value{2} = ['fmincon tasarim
degiskenleri : '];
        app.TextArea.Value{3} = ['civata capi :
M',num2str(ceil(solution_fmincon(1)*1000)),...
        ', civata sayisi : ',
num2str(ceil(closest_point_y_fmincon)),...
        ', flans kalinligi(mm) :
',num2str(ceil(curve_desva_fmincon_L*1000))];
        app.TextArea.Value{4} = ['fmincon amac
fonksiyonlari : '];
        app.TextArea.Value{5} = ['kutle(kg) :
',num2str(ceil(closest_point_x_fmincon)), ', civata
sayisi : ', num2str(ceil(closest_point_y_fmincon))];

        %% yazdirma ga

design_variables_ga=[ceil(solution_ga(idx1(1,1),1)*1000),
ceil(solution_ga(idx1(1,1),2)),
1000*solution_ga(idx1(1,1),3)];

```

```

        curve_design_variables_ga
=[ceil(solution_ga(idx1(1,1),1)*1000)
ceil(closest_point_y_ga) curve_desva_ga_L*1000];
        %objective functions
        obj_fun_value_ga=[(fval_ga(idx1(1,1),1))
(fval_ga(idx1(1,1),2))];
        curve_obj_ga_result=[closest_point_x_ga
closest_point_y_ga];
        %exitflags
        exitflag_ga;

        app.TextArea.Value{6} = [''];
        app.TextArea.Value{7} = ['ga exitflag degeri
: ',num2str(exitflag_ga)];
        app.TextArea.Value{8} = ['gamultiobj tasarim
degiskenleri : '];
        app.TextArea.Value{9} = ['civata capi :
M',num2str(ceil(solution_ga(idx1(1,1),1)*1000)),...
        ', civata sayisi : ',
num2str(ceil(closest_point_y_ga)),...
        ', flans kalınlıgi(mm) :
',num2str(ceil(curve_desva_ga_L*1000))];
        app.TextArea.Value{10} = ['gamultiobj amac
fonksiyonlari : '];
        app.TextArea.Value{11} = ['kutle(kg) :
',num2str(ceil(closest_point_x_ga)), ', civata sayisi :
', num2str(ceil(closest_point_y_ga))];

        function f=obj_fun_ga(x)
            % x(1) : civata capi
            %x(2) : cÄ±vata sayÄ±sÄ±
            %x(3):flans grip length

            % f(1)=(pi*(Dr)^2)/4-(pi*(Dr-
6*x(1))^2)/4-(ceil(x(2))*pi*(x(1)^2))/4)*x(3)*MD+...
            %
            ceil(x(2))*2.2*(pi*x(1)^2/4*x(3)*(MD*3))+ceil(x(2))*4*2.2
*x(1)*1000*0.00036+...
            %
            ceil(x(2))*2*2.2*x(1)*1000*0.00116;
            % f(2)=x(2);

            r=x(1)/2;
            An=pi*(r^2);
            Mc=2.2*(An*x(3)*(MD*3)); %civata
kÄ±tlesı, baÄ±ttaki katsayÄ± civata geometrik hesap
dÄ±zeltmesi
            Mw=Mc*0.02; % pul kÄ±tlesinin, m10
civata kÄ±tlesine gÄ±re kÄ±yaslama yapÄ±lmÄ±Å± hali

```



```

Mn=Mc*0.10; % somun k tlesinin, m10
civata k tlesine g tre kıyaslama yap lm   hali

f(1)=((pi*(Dr-6*x(1))^2)/4-
An*x(2))*x(3)*MD+x(2)*5*Mc); %...
%
% x(2)*Mc+x(2)*Mw+...
% x(2)*2*Mn;

f(2)=x(2);

end

function [c,ceq]=constraint(x)

An=(pi*x(1)^2)/4;
phi2=(An*Eb/x(3)) / ( An*Eb/x(3) +
pi*Ej*x(1)/2/log(5*(x(3)+0.5*x(1))/(x(3)+2.5*x(1))));

Rt=(0.65*TS*pi*(x(1)^2)/4+SF*n*phi2*(2*M/(Dr*x(2)/2)+F/x(
2)))/(TS*pi*(x(1)^2)/4);

Rs=SF*V/(x(2)*0.577*TS*pi*(x(1)^2)/4);
Rb=0;

% c(1)=1/sqrt((Rt+Rb)^2+Rs^3)-1-MS;
c(1)=phi2-0.4;
c(2)=-phi2+0.1;

c(3)=TS*0.577*(pi*x(1)^2/4)/(0.65*TS*pi*1.25*(x(1)^2)/4+S
F*n*phi2*(2*M/(Dr/2*x(2))+F/x(2)))-MS-1;
ceq=1/sqrt((Rt+Rb)^2+Rs^3)-1-MS;

end

end

% Button pushed function: fminconCalistirButton
function fminconCalistirButtonPushed(app, event)

clc
cla(app.UIAxes)
app.TextArea.Value = 'Calisiyor...';
pause(0.1)

global Ej Eb Dr MD F V M SF MS TS n

F = app.EksenelKuvvetFEditField.Value;
V = app.KesmeKuvvetiVEditField.Value;
M = app.BukulmeMomentiMEditField.Value;
Dr = app.FlansCapiDrEditField.Value;
SF = app.GuvenlikFaktoruSFEditField.Value;

```

```

MS = app.GuvenlikPayiMSEditField.Value;
MD = app.FlansYogunlukMDEditField.Value;
TS =
app.CivataAkmaDayanimitTSEditField.Value;
n = 1;
Ej =
app.FlansElastikModuluEjEditField.Value;
Eb =
app.CivataElastikModuluEbEditField.Value;

%% fmincon

opts = optimoptions(@fmincon, ...
                    'Algorithm','sqp');

m=1;
for i=0:0.1:1
    k=1;
    for j=0:0.1:1
        f1= @(x) ((pi*(Dr-6*x(1))^2)/4-
(pi*((x(1)/2)^2))*x(2))*x(3)*MD+5*x(2)*(2.2*((pi*((x(1)/2)^2))*x(3)*(MD*3)));
        f2= @(x) x(2);
        f_general= @(x) i*((pi*(Dr-
6*x(1))^2)/4-
(pi*((x(1)/2)^2))*x(2))*x(3)*MD+5*x(2)*(2.2*((pi*((x(1)/2)^2))*x(3)*(MD*3))))+j*(x(2));

[w_solution(k,m,:),neglect_f,exitflag_fmincon]=fmincon(f_
general,[0.003 4 0.010],...
            [],[],[],[],[0.003 4 0.010],
[0.020 500 0.15],@constraint,opts);
        f1val(k,m)=f1(w_solution(k,m,:));
        f2val(k,m)=f2(w_solution(k,m,:));
        k=k+1;
    end
    m=m+1;
end

f1val_res=reshape(f1val,121,1);
f2val_res=reshape(f2val,121,1);
x_1=reshape(w_solution,121,3);

new_matrix_obj_fmincon=[f1val_res(:,1)
f2val_res(:,1)];
zek2=new_matrix_obj_fmincon.^2;
[~,idx2]=min(sqrt(zek2(:,1)+zek2(:,2))));
solution_fmincon=x_1(idx2,:);
fval1_opt1=f1val_res(idx2);
fval1_opt2=f2val_res(idx2);

```

```

%% Curve fit fmincon

[min_xmass_fmincon,min_xmass_fmincon_idx]=min(f1val_res);

[max_xmass_fmincon,max_xmass_fmincon_idx]=max(f1val_res);

[min_ynumber_fmincon,min_ynumber_fmincon_idx]=min(f2val_res);

[max_ynumber_fmincon,max_ynumber_fmincon_idx]=max(f2val_res);

curve_obj_fmincon=fit(new_matrix_obj_fmincon(:,1),new_matrix_obj_fmincon(:,2),'exp2',...
    'Exclude',[min_xmass_fmincon_idx
max_xmass_fmincon_idx]);

%% closest point to origin fmincon

a_fmincon=curve_obj_fmincon.a;
b_fmincon=curve_obj_fmincon.b;
c_fmincon=curve_obj_fmincon.c;
d_fmincon=curve_obj_fmincon.d;

curve_fmincon = @(x) a_fmincon *
exp(b_fmincon * x) + c_fmincon * exp(d_fmincon * x);

distance_from_origin_fmincon = @(x)
sqrt((curve_fmincon(x)).^2 + x.^2);
x_values_fmincon =
linspace(min_xmass_fmincon, max_xmass_fmincon, 100000);

[~, idx_curve_fmincon] =
min(distance_from_origin_fmincon(x_values_fmincon));
closest_point_x_fmincon =
x_values_fmincon(idx_curve_fmincon);
closest_point_y_fmincon =
curve_fmincon(closest_point_x_fmincon);

%% find design variables fmincon

curve_desva_fmincon_L=closest_point_x_fmincon/(((pi*(Dr-
6*solution_fmincon(1))^2)/4-...

(pi*((solution_fmincon(1)/2)^2))*closest_point_y_fmincon)
*MD+...

```

```

5*closest_point_y_fmincon*(2.2*((pi*((solution_fmincon(1)
/2)^2))* (MD*3)))));

%% cizdirme fmincon
clc
% title(app.UIAxes,'Civata Eniyilemesi Icin
Pareto Diyagrami');
xlim(app.UIAxes,[0 max_xmass_fmincon]);
ylim(app.UIAxes,[0 max_ynumber_fmincon]);

grid(app.UIAxes,'on')
hold(app.UIAxes,'on')

plot(app.UIAxes,f1val_res,f2val_res,'or');
plot(app.UIAxes,curve_obj_fmincon,'red');

plot(app.UIAxes,closest_point_x_fmincon,closest_point_y_f
mincon,'square','MarkerFaceColor','r');
xlabel(app.UIAxes,'Kutle(kg)');
ylabel(app.UIAxes,'Civata Sayisi');
legend (app.UIAxes,'fmincon','fmincon
egrisi','fmincon en yakin nokta');

%% yazdirma fmincon
%design variables

design_variables_fmincon=[ceil(solution_fmincon(1)*1000)
ceil(solution_fmincon(2)) solution_fmincon(3)*1000];
curve_design_variables_fmincon
=[ceil(solution_fmincon(1)*1000)
ceil(closest_point_y_fmincon)
curve_desva_fmincon_L*1000];
%objective functions
obj_fun_value_fmincon=[f1val_res(idx2)
f2val_res(idx2)];

curve_obj_fmincon_result=[closest_point_x_fmincon
closest_point_y_fmincon];
%exitflags
app.TextArea.Value{1} = ['fmincon exitflag
degeri : ',num2str(exitflag_fmincon)];
app.TextArea.Value{2} = ['fmincon tasarim
degiskenleri : '];
app.TextArea.Value{3} = ['civata capi :
M',num2str(ceil(solution_fmincon(1)*1000)),...
', civata sayisi : ',
num2str(ceil(closest_point_y_fmincon)),...
', flans kalinligi(mm) :
',num2str(ceil(curve_desva_fmincon_L*1000))];

```

```

        app.TextArea.Value{4} = ['fmincon amac
fonksiyonlari : '];
        app.TextArea.Value{5} = ['kutle(kg) :
',num2str(ceil(closest_point_x_fmincon)), ', civata
sayisi : ', num2str(ceil(closest_point_y_fmincon))];

function [c,ceq]=constraint(x)

        An=(pi*x(1)^2)/4;
        phi2=(An*Eb/x(3)) / ( An*Eb/x(3) +
pi*Ej*x(1)/2/log(5*(x(3)+0.5*x(1))/(x(3)+2.5*x(1))));

Rt=(0.65*TS*pi*(x(1)^2)/4+SF*n*phi2*(2*M/(Dr*x(2)/2)+F/x(
2)))/(TS*pi*(x(1)^2)/4);

Rs=SF*V/(x(2)*0.577*TS*pi*(x(1)^2)/4);
Rb=0;

% c(1)=1/sqrt((Rt+Rb)^2+Rs^3)-1-MS;
c(1)=phi2-0.4;
c(2)=-phi2+0.1;

c(3)=TS*0.577*(pi*x(1)^2/4)/(0.65*TS*pi*1.25*(x(1)^2)/4+S
F*n*phi2*(2*M/(Dr/2*x(2))+F/x(2)))-MS-1;
ceq=1/sqrt((Rt+Rb)^2+Rs^3)-1-MS;

end

end

% Button pushed function:
gamultiobjCalistirButton
function gamultiobjCalistirButtonPushed(app,
event)

        clc
        cla(app.UIAxes)
        app.TextArea.Value = 'Calisiyor...';
        pause(0.1)

global Ej Eb Dr MD F V M SF MS TS n

F = app.EksenelKuvvetFEditField.Value;
V = app.KesmeKuvvetiVEditField.Value;
M = app.BukulmeMomentiMEditField.Value;
Dr = app.FlansCapiDrEditField.Value;
SF = app.GuvenlikFaktoruSFEditField.Value;
MS = app.GuvenlikPayiMSEditField.Value;
MD = app.FlansYogunlukMDEditField.Value;

```

```

        TS =
app.CivataAkmaDayanimiTSEditField.Value;
        n = 1;
        Ej =
app.FlansElastikModuluEjEditField.Value;
        Eb =
app.CivataElastikModuluEbEditField.Value;

%% ga

rng default
opts = optimoptions(@gamultiobj, ...
                    'PopulationSize', 1000,
...
                    'Generations', 1000);

[solution_ga,fval_ga,exitflag_ga]=gamultiobj(@obj_fun_ga,
3,[],[],[],[],[0.003 4 0.010],[0.020 500
0.15],@constraint,opts);

zek1=fval_ga.^2;
[~,idx1]=min(sqrt(zek1(:,1)+zek1(:,2)));

%% Curve fit ga

[min_xmass_ga,min_xmass_ga_idx]=min(fval_ga(:,1));

[max_xmass_ga,max_xmass_ga_idx]=max(fval_ga(:,1));

[min_ynumber_ga,min_ynumber_ga_idx]=min(fval_ga(:,2));

[max_ynumber_ga,max_ynumber_ga_idx]=max(fval_ga(:,2));

curve_obj_ga=fit(fval_ga(:,1),fval_ga(:,2),'exp2','Exclud
e',[min_xmass_ga_idx max_xmass_ga_idx]);

%% closest point to origin ga

a_ga=curve_obj_ga.a;
b_ga=curve_obj_ga.b;
c_ga=curve_obj_ga.c;
d_ga=curve_obj_ga.d;

curve_ga = @(x) a_ga * exp(b_ga * x) + c_ga *
exp(d_ga * x);

distance_from_origin_ga = @(x)
sqrt((curve_ga(x)).^2 + x.^2);

```

```

        x_values_ga = linspace(min_xmass_ga,
max_xmass_ga, 100000);

        [~, idx_curve_ga] =
min(distance_from_origin_ga(x_values_ga));
        closest_point_x_ga =
x_values_ga(idx_curve_ga);
        closest_point_y_ga =
curve_ga(closest_point_x_ga);

        %% find design variables ga

curve_desva_ga_L=closest_point_x_ga/(((pi*(Dr-
6*solution_ga(idx1(1,1),1))^2)/4-...

(pi*((solution_ga(idx1(1,1),1)/2)^2))*closest_point_y_ga)
*MD+...

5*closest_point_y_ga*(2.2*((pi*((solution_ga(idx1(1,1),1)
/2)^2))*(MD*3)))));

        %% cizdirme ikisi
        clc
        % title(app.UIAxes,'Civata Eniyilemesi Icin
Pareto Diyagrami');
        xlim(app.UIAxes,[0 max_xmass_ga]);
        ylim(app.UIAxes,[0 max_ynumber_ga]);

        grid(app.UIAxes,'on')
        hold(app.UIAxes,'on')

        plot(app.UIAxes,fval_ga(:,1),fval_ga(:,2),'*');
        plot(app.UIAxes,curve_obj_ga,'blue');

        plot(app.UIAxes,closest_point_x_ga,closest_point_y_ga,'di
amond','MarkerFaceColor','b');
        xlabel(app.UIAxes,'Kutle(kg)');
        ylabel(app.UIAxes,'Civata Sayisi');
        legend (app.UIAxes,'gamultiobj','gamultiobj
egrisi','gamultiobj en yakin nokta');

        %% yazdirma ga

design_variables_ga=[ceil(solution_ga(idx1(1,1),1)*1000),
ceil(solution_ga(idx1(1,1),2)),
1000*solution_ga(idx1(1,1),3)];
        curve_design_variables_ga
=[ceil(solution_ga(idx1(1,1),1)*1000)
ceil(closest_point_y_ga) curve_desva_ga_L*1000];

```

```

        %objective functions
        obj_fun_value_ga=[(fval_ga(idx1(1,1),1))
(fval_ga(idx1(1,1),2))];
        curve_obj_ga_result=[closest_point_x_ga
closest_point_y_ga];
        %exitflags
        exitflag_ga;

        app.TextArea.Value{1} = ['ga exitflag degeri
: ',num2str(exitflag_ga)];
        app.TextArea.Value{2} = ['gamultiobj tasarim
degiskenleri : '];
        app.TextArea.Value{3} = ['civata capi :
M',num2str(ceil(solution_ga(idx1(1,1),1)*1000)),...
', civata sayisi : ',
num2str(ceil(closest_point_y_ga)),...
', flans kalinligi(mm) :
',num2str(ceil(curve_desva_ga_L*1000))];
        app.TextArea.Value{4} = ['gamultiobj amac
fonksiyonlari : '];
        app.TextArea.Value{5} = ['kutle(kg) :
',num2str(ceil(closest_point_x_ga)), ', civata sayisi :
', num2str(ceil(closest_point_y_ga))];

function f=obj_fun_ga(x)
    % x(1) : civata capi
    %x(2) : cÄ±vata sayÄ±sÄ±
    %x(3):flans grip length

    % f(1)=(pi*(Dr)^2)/4-(pi*(Dr-
6*x(1))^2)/4-(ceil(x(2))*pi*(x(1)^2))/4)*x(3)*MD+...
    %
    ceil(x(2))*2.2*(pi*x(1)^2/4*x(3)*(MD*3))+ceil(x(2))*4*2.2
*x(1)*1000*0.00036+...
    %
    ceil(x(2))*2*2.2*x(1)*1000*0.00116;
    % f(2)=x(2);

    r=x(1)/2;
    An=pi*(r^2);
    Mc=2.2*(An*x(3)*(MD*3)); %civata
kÄ±tlesini, baÄ±tÄ±ki katsayÄ± civata geometrik hesap
dÄ±zeltmesi

    Mw=Mc*0.02; % pul kÄ±tlesinin, m10
civata kÄ±tlesine gÄ±re kÄ±yaslama yapÄ±lmÄ±Å± hali
    Mn=Mc*0.10; % somun kÄ±tlesinin, m10
civata kÄ±tlesine gÄ±re kÄ±yaslama yapÄ±lmÄ±Å± hali

```



```

        f(1)=((pi*(Dr-6*x(1))^2)/4-
An*x(2))*x(3)*MD+x(2)*5*Mc); %...
        %
        %
        x(2)*Mc+x(2)*Mw+...
        x(2)*2*Mn;

        f(2)=x(2);

    end

    function [c,ceq]=constraint(x)

        An=(pi*x(1)^2)/4;
        phi2=(An*Eb/x(3)) / ( An*Eb/x(3) +
pi*Ej*x(1)/2/log(5*(x(3)+0.5*x(1))/(x(3)+2.5*x(1))));

        Rt=(0.65*TS*pi*(x(1)^2)/4+SF*n*phi2*(2*M/(Dr*x(2)/2)+F/x(
2)))/(TS*pi*(x(1)^2)/4);

        Rs=SF*V/(x(2)*0.577*TS*pi*(x(1)^2)/4);
        Rb=0;

        % c(1)=1/sqrt((Rt+Rb)^2+Rs^3)-1-MS;
        c(1)=phi2-0.4;
        c(2)=-phi2+0.1;

        c(3)=TS*0.577*(pi*x(1)^2/4)/(0.65*TS*pi*1.25*(x(1)^2)/4+S
F*n*phi2*(2*M/(Dr/2*x(2))+F/x(2)))-MS-1;
        ceq=1/sqrt((Rt+Rb)^2+Rs^3)-1-MS;

    end
end
end

% Component initialization
methods (Access = private)

% Create UIFigure and components
function createComponents(app)

    % Create UIFigure and hide until all
components are created
    app.UIFigure = uifigure('Visible', 'off');
    app.UIFigure.Position = [100 100 701 773];
    app.UIFigure.Name = 'MATLAB App';

    % Create UIAxes
    app.UIAxes = uiaxes(app.UIFigure);
    title(app.UIAxes, 'Civata Eniyilemesi Icin
Pareto Diyagrami')
    xlabel(app.UIAxes, 'Kutle(kg)')
    ylabel(app.UIAxes, 'Civata Sayisi')

```

```

        xlabel(app.UIAxes, 'Z')
        app.UIAxes.Colormap = [];
        app.UIAxes.Position = [91 19 509 460];

        % Create EksenelKuvvetFEditFieldLabel
        app.EksenelKuvvetFEditFieldLabel =
uilabel(app.UIFigure);

app.EksenelKuvvetFEditFieldLabel.HorizontalAlignment =
'right';
        app.EksenelKuvvetFEditFieldLabel.Tooltip =
{' '};
        app.EksenelKuvvetFEditFieldLabel.Position =
[14 675 109 22];
        app.EksenelKuvvetFEditFieldLabel.Text =
'Eksenel Kuvvet-F =';

        % Create EksenelKuvvetFEditField
        app.EksenelKuvvetFEditField =
uieditfield(app.UIFigure, 'numeric');

app.EksenelKuvvetFEditField.ValueDisplayFormat = '%.0f';

app.EksenelKuvvetFEditField.HorizontalAlignment =
'center';
        app.EksenelKuvvetFEditField.Position = [186
676 100 22];
        app.EksenelKuvvetFEditField.Value = 500000;

        % Create KesmeKuvvetiVEditFieldLabel
        app.KesmeKuvvetiVEditFieldLabel =
uilabel(app.UIFigure);

app.KesmeKuvvetiVEditFieldLabel.HorizontalAlignment =
'right';
        app.KesmeKuvvetiVEditFieldLabel.Position =
[14 655 107 22];
        app.KesmeKuvvetiVEditFieldLabel.Text = 'Kesme
Kuvveti-V =';

        % Create KesmeKuvvetiVEditField
        app.KesmeKuvvetiVEditField =
uieditfield(app.UIFigure, 'numeric');
        app.KesmeKuvvetiVEditField.ValueDisplayFormat
= '%.0f';

app.KesmeKuvvetiVEditField.HorizontalAlignment =
'center';
        app.KesmeKuvvetiVEditField.Position = [186
656 100 22];
        app.KesmeKuvvetiVEditField.Value = 50000;

```

```

        % Create BukulmeMomentiMLabel
        app.BukulmeMomentiMLabel =
uicontrol(app.UIFigure);
        app.BukulmeMomentiMLabel.HorizontalAlignment
= 'right';
        app.BukulmeMomentiMLabel.Position = [14 635
125 22];
        app.BukulmeMomentiMLabel.Text = 'Bukulme
Momenti-M =';

        % Create BukulmeMomentiMEditField
        app.BukulmeMomentiMEditField =
uicontrol(app.UIFigure, 'numeric');

        app.BukulmeMomentiMEditField.ValueDisplayFormat = '%.0f';

        app.BukulmeMomentiMEditField.HorizontalAlignment =
'center';
        app.BukulmeMomentiMEditField.Position = [186
636 100 22];
        app.BukulmeMomentiMEditField.Value = 250000;

        % Create FlansCapiDrLabel
        app.FlansCapiDrLabel = uicontrol(app.UIFigure);
        app.FlansCapiDrLabel.HorizontalAlignment =
'right';
        app.FlansCapiDrLabel.Position = [14 615 89
22];
        app.FlansCapiDrLabel.Text = 'Flans Capi-Dr
=';

        % Create FlansCapiDrEditField
        app.FlansCapiDrEditField =
uicontrol(app.UIFigure, 'numeric');
        app.FlansCapiDrEditField.ValueDisplayFormat =
'%.3f';
        app.FlansCapiDrEditField.HorizontalAlignment
= 'center';
        app.FlansCapiDrEditField.Position = [186 616
100 22];
        app.FlansCapiDrEditField.Value = 1.5;

        % Create GuvenlikFaktoruSFLabel
        app.GuvenlikFaktoruSFLabel =
uicontrol(app.UIFigure);

        app.GuvenlikFaktoruSFLabel.HorizontalAlignment = 'right';
        app.GuvenlikFaktoruSFLabel.Position = [14 595
125 22];

```

```

        app.GuvenlikFaktoruSFLabel.Text = 'Guvenlik
Faktoru-SF =';

        % Create GuvenlikFaktoruSFEditField
        app.GuvenlikFaktoruSFEditField =
uieditfield(app.UIFigure, 'numeric');

app.GuvenlikFaktoruSFEditField.ValueDisplayFormat =
'%.3f';

app.GuvenlikFaktoruSFEditField.HorizontalAlignment =
'center';
        app.GuvenlikFaktoruSFEditField.Position =
[186 596 100 22];
        app.GuvenlikFaktoruSFEditField.Value = 2;

        % Create GuvenlikPayiMSLabel
        app.GuvenlikPayiMSLabel =
uilabel(app.UIFigure);
        app.GuvenlikPayiMSLabel.HorizontalAlignment =
'right';
        app.GuvenlikPayiMSLabel.Position = [14 575
111 22];
        app.GuvenlikPayiMSLabel.Text = 'Guvenlik
Payi-MS =';

        % Create GuvenlikPayiMSEditField
        app.GuvenlikPayiMSEditField =
uieditfield(app.UIFigure, 'numeric');

app.GuvenlikPayiMSEditField.ValueDisplayFormat = '%.3f';

app.GuvenlikPayiMSEditField.HorizontalAlignment =
'center';
        app.GuvenlikPayiMSEditField.Position = [186
576 100 22];
        app.GuvenlikPayiMSEditField.Value = 0.2;

        % Create FlansYogunlukMDLabel
        app.FlansYogunlukMDLabel =
uilabel(app.UIFigure);
        app.FlansYogunlukMDLabel.HorizontalAlignment
= 'right';
        app.FlansYogunlukMDLabel.Position = [14 555
119 22];
        app.FlansYogunlukMDLabel.Text = 'Flans
Yogunluk-MD =';

        % Create FlansYogunlukMDEditField
        app.FlansYogunlukMDEditField =
uieditfield(app.UIFigure, 'numeric');

```

```

app.FlansYogunlukMDEditField.ValueDisplayFormat = '%.0f';

app.FlansYogunlukMDEditField.HorizontalAlignment =
'center';
    app.FlansYogunlukMDEditField.Position = [186
556 100 22];
    app.FlansYogunlukMDEditField.Value = 2800;

    % Create CivataAkmaDayanmTSLabel
    app.CivataAkmaDayanmTSLabel =
uilabel(app.UIFigure);

app.CivataAkmaDayanmTSLabel.HorizontalAlignment =
'right';
    app.CivataAkmaDayanmTSLabel.Position = [16
535 155 22];
    app.CivataAkmaDayanmTSLabel.Text = 'Civata
Akma Dayanimi-TS =';

    % Create CivataAkmaDayanimiTSEditField
    app.CivataAkmaDayanimiTSEditField =
uieditfield(app.UIFigure, 'numeric');

app.CivataAkmaDayanimiTSEditField.HorizontalAlignment =
'center';
    app.CivataAkmaDayanimiTSEditField.Position =
[186 536 100 22];
    app.CivataAkmaDayanimiTSEditField.Value =
940000000;

    % Create FlansElastikModuluEjLabel
    app.FlansElastikModuluEjLabel =
uilabel(app.UIFigure);

app.FlansElastikModuluEjLabel.HorizontalAlignment =
'right';
    app.FlansElastikModuluEjLabel.Position = [14
515 141 22];
    app.FlansElastikModuluEjLabel.Text = 'Flans
Elastik Modulu-Ej =';

    % Create FlansElastikModuluEjEditField
    app.FlansElastikModuluEjEditField =
uieditfield(app.UIFigure, 'numeric');

app.FlansElastikModuluEjEditField.HorizontalAlignment =
'center';
    app.FlansElastikModuluEjEditField.Position =
[186 516 100 22];

```

```

        app.FlansElastikModuluEjEditField.Value =
700000000000;

        % Create CivataElastikModuluEbEditFieldLabel
        app.CivataElastikModuluEbEditFieldLabel =
uicontrol(app.UIFigure);

app.CivataElastikModuluEbEditFieldLabel.HorizontalAlignme
nt = 'right';

app.CivataElastikModuluEbEditFieldLabel.Position = [14
495 149 22];
        app.CivataElastikModuluEbEditFieldLabel.Text
= 'Civata Elastik Modulu-Eb =';

        % Create CivataElastikModuluEbEditField
        app.CivataElastikModuluEbEditField =
uicontrol(app.UIFigure, 'numeric');

app.CivataElastikModuluEbEditField.HorizontalAlignment =
'center';
        app.CivataElastikModuluEbEditField.Position =
[186 496 100 22];
        app.CivataElastikModuluEbEditField.Value =
2100000000000;

        % Create IkisiniCalistirButton
        app.IkisiniCalistirButton =
uibutton(app.UIFigure, 'push');
        app.IkisiniCalistirButton.ButtonPushedFcn =
createCallbackFcn(app, @IkisiniCalistirButtonPushed,
true);
        app.IkisiniCalistirButton.Position = [336 495
110 23];
        app.IkisiniCalistirButton.Text = 'Ikisini
Calistir';

        % Create fminconCalistirButton
        app.fminconCalistirButton =
uibutton(app.UIFigure, 'push');
        app.fminconCalistirButton.ButtonPushedFcn =
createCallbackFcn(app, @fminconCalistirButtonPushed,
true);
        app.fminconCalistirButton.Position = [457 495
110 23];
        app.fminconCalistirButton.Text = 'fmincon
Calistir';

        % Create gamultiobjCalistirButton
        app.gamultiobjCalistirButton =
uibutton(app.UIFigure, 'push');

```

```

        app.gamultiobjCalistirButton.ButtonPushedFcn
= createCallbackFcn(app, @gamultiobjCalistirButtonPushed,
true);
        app.gamultiobjCalistirButton.Position = [577
495 110 23];
        app.gamultiobjCalistirButton.Text =
'gamultiobj Calistir';

        % Create GIRDILERLabel
        app.GIRDILERLabel = uilabel(app.UIFigure);
        app.GIRDILERLabel.FontWeight = 'bold';
        app.GIRDILERLabel.Position = [133 699 62 22];
        app.GIRDILERLabel.Text = 'GIRDILER';

        % Create TextArea
        app.TextArea = uitextarea(app.UIFigure);
        app.TextArea.Tooltip = {' '};
        app.TextArea.Position = [336 525 351 180];

        % Create
CIVATAFLANSSISTEMIOPTIMIZASYONARACILabel
        app.CIVATAFLANSSISTEMIOPTIMIZASYONARACILabel
= uilabel(app.UIFigure);

        app.CIVATAFLANSSISTEMIOPTIMIZASYONARACILabel.FontSize =
18;

        app.CIVATAFLANSSISTEMIOPTIMIZASYONARACILabel.FontWeight =
'bold';

        app.CIVATAFLANSSISTEMIOPTIMIZASYONARACILabel.Position =
[147 737 421 23];

        app.CIVATAFLANSSISTEMIOPTIMIZASYONARACILabel.Text =
'CIVATA-FLANS SISTEMI OPTIMIZASYON ARACI';

        % Create NLabel
        app.NLabel = uilabel(app.UIFigure);
        app.NLabel.Position = [292 676 25 22];
        app.NLabel.Text = 'N';

        % Create NLabel_2
        app.NLabel_2 = uilabel(app.UIFigure);
        app.NLabel_2.Position = [292 654 25 22];
        app.NLabel_2.Text = 'N';

        % Create NmLabel
        app.NmLabel = uilabel(app.UIFigure);
        app.NmLabel.Position = [292 636 27 22];
        app.NmLabel.Text = 'N.m';

```

```

    % Create kgm3Label
    app.kgm3Label = uilabel(app.UIFigure);
    app.kgm3Label.Position = [292 556 38 22];
    app.kgm3Label.Text = 'kg/m3';

    % Create PaLabel
    app.PaLabel = uilabel(app.UIFigure);
    app.PaLabel.Position = [292 536 25 22];
    app.PaLabel.Text = 'Pa';

    % Create mLabel
    app.mLabel = uilabel(app.UIFigure);
    app.mLabel.Position = [292 615 25 22];
    app.mLabel.Text = 'm';

    % Create PaLabel_2
    app.PaLabel_2 = uilabel(app.UIFigure);
    app.PaLabel_2.Position = [292 519 25 22];
    app.PaLabel_2.Text = 'Pa';

    % Create PaLabel_3
    app.PaLabel_3 = uilabel(app.UIFigure);
    app.PaLabel_3.Position = [292 498 25 22];
    app.PaLabel_3.Text = 'Pa';

    % Show the figure after all components are
created    app.UIFigure.Visible = 'on';
    end
end

% App creation and deletion
methods (Access = public)

    % Construct app
    function app = BOTZ

        % Create UIFigure and components
        createComponents(app)

        % Register the app with App Designer
        registerApp(app, app.UIFigure)

        % Execute the startup function
        runStartupFcn(app, @startupFcn)

        if nargin == 0
            clear app
        end
end

```



```
% Code that executes before app deletion
function delete(app)

    % Delete UIFigure when app is deleted
    delete(app.UIFigure)
end
end
end
```





