

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**CIVATALI FLANŞ BAĞLANTILARI OLAN MONTAJLI ROTOR MODÜLLERİNDE
ÇOKLU VEKİL MODELLER KULLANILARAK YAPISAL BÜTÜNLÜĞÜN
DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kadir Kaan AYTUĞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erdem ACAR

ŞUBAT 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.

Kadir Kaan AYTUĞ



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

CIVATALI FLANŞ BAĞLANTILARI OLAN MONTAJLI ROTOR MODÜLLERİNDE

ÇOKLU VEKİL MODELLER KULLANILARAK YAPISAL BÜTÜNLÜĞÜN

DOĞRULANMASI

Kadir Kaan AYTUĞ

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Erdem ACAR

Tarih: Şubat 2024

Cıvatalı flanş bağlantı yapıları, uçak motorlarının montajında kritik bir rol oynar. Bu yapılar, motorun sabit ve hareketli parçalarını bir araya getirerek, motorun güvenli ve etkili bir şekilde çalışmasını sağlar. Tasarım sürecinin ilk aşamalarında, flanşların boyutları, cıvataların sayısı ve boyutları, ve bunların yerleşim düzeni gibi çeşitli tasarım parametreleri göz önünde bulundurulur. Bu parametrelerin seçimi, motorun yapısal bütünlüğünü sağlayacak şekilde yapılır. Yapısal bütünlüğü garantilemek ve en uygun tasarımı belirlemek amacıyla, sonlu elemanlar analizi kullanılarak kapsamlı simülasyonlar yapılır. Motorun çalışması sırasında, montajlı rotor grubu çeşitli ısı ve mekanik yüklere maruz kalır. Bu yüklerin her biri, rotor grubunun yapısal bütünlüğünü etkileyebilir. Dolayısıyla, her bir yükleme durumunda rotor grubunun bu bütünlük kriterlerini karşıladığından emin olunması gerekir. Bu kriterler, gerilmeler, cıvataların ön yükleme kuvvetleri ve temas noktalarının durumu gibi ölçütleri içerir. Tasarım süreci, çok sayıda değişkenin göz önünde bulundurulması gerektiğinden, karmaşık ve zaman alıcı olabilir. Bu nedenle, tasarım sürecinin etkinliğini artırmak ve yeni tasarım

yaklaşımları geliştirmek için çeşitli yöntemler uygulanmaktadır. Bu çalışmada, NASA'nın E3 Yüksek Basıncılı Türbin Test Donanımı için yapılan detay tasarım raporunda açıklanan gibi, cıvatalı flanş bağlantı tasarımının optimizasyonu için çoklu vekil modelleme yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, tasarım sürecini hızlandırmanın yanı sıra, daha doğru ve etkili sonuçlar elde etmeyi amaçlar. Çalışma, E3 türbin modülü benzeri bir rotor grubu üzerinde yapılmış ve her bir flanş için ayrı sonlu elemanlar modelleri geliştirilmiştir. Tasarım parametreleri, vekil modeller için girdi olarak kullanılmış ve bu modeller, Latin Hiperküp Örnekleme (LHÖ) ve Genetik Birleştirme Yanıt Yüzeyi (GARS) metotları ile oluşturulmuştur. Optimizasyon için Çok Amaçlı Genetik Algoritma (MOGA) kullanılarak optimum tasarımlar elde edilmiştir. Elde edilen tasarımlar, rotor modülüne beslenmiş ve rotor modülünün bir bütün olarak sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Rotor modülünün flanş bölgeleri için elde edilen gerilme ve tepki kuvveti değerleri %0.1 mertebesinde bir fark ile, vekil modellerin optimizasyonundan alınan sonuçlar ile örtüşmektedir. Optimize edilen birinci flanş bölgesinde başlangıç durumuna göre kütle olarak %3.27 seviyesinde artış olsa da, başlangıç durumundaki flanş bölgesi konfigürasyonunda tork transferinin eksiksiz sağlanabilmesi için beşinci yükleme adımında istenen minimum flanş tepki kuvveti sağlanamamaktadır. Gerilmeler ise başlangıç durumuna göre birinci flanşta bulunan üç adet delikte sırasıyla %5.10, %3.03, ve %1.75 seviyelerinde iyileşmeler sağlanmıştır. İkinci flanş bölgesi için %2.97 seviyesinde kütle artışı ve ikinci flanşta ortada delik bölgesinde ise gerilmelerde %1.94 seviyesinde kötüleşme olmuştur. İkinci flanş bölgesinin başlangıç konfigürasyonu da benzer şekilde gereken flanş tepki kuvvetini verememektedir. Üçüncü flanş bölgesi için ise ilgili tasarım raporunda tanımlanan kriterler daha esnek olduğu için optimizasyon çalışmaları sonucunda kütlede %13.66 seviyesinde hafifleme, flanş deliklerinde gerilmelerde ise sırasıyla %15.60, %5.12, ve %4.89 seviyesinde iyileşmeler gözlemlenmiştir. Sonuçlar, montajlı rotor gruplarının flanşlı bağlantı tasarımlarında çoklu vekil modellerin kullanımı sayesinde doğruluk seviyesini kaybetmeden kısa sürelerde hassasiyet analizlerinin yapılabilmesinin ve yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan optimum tasarımların elde edilmesinin mümkün olduğunu göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Uçak motorları, Yapısal bütünlük, Cıvatalı flanş bağlantıları, Sonlu elemanlar analizi, Vekil model tekniği, Optimizasyon.

ABSTRACT

Master of Science

VALIDATION OF STRUCTURAL INTEGRITY IN ASSEMBLED ROTOR MODULES WITH BOLTED FLANGE CONNECTIONS USING MULTIPLE SURROGATE MODELS

Kadir Kaan AYTUĞ

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

Supervisor: Prof. Dr. Erdem ACAR

Date: February 2024

Bolted flange connection structures play a critical role in the assembly of aircraft engines. These structures bring together the fixed and moving parts of the engine, ensuring its safe and effective operation. In the initial stages of the design process, various design parameters such as the dimensions of the flanges, the number and size of the bolts, and their arrangement are considered. The selection of these parameters is made to ensure the structural integrity of the engine. To guarantee structural integrity and identify the most suitable design, comprehensive simulations are conducted using finite element analysis. During operation, the assembled rotor group is subjected to various thermal and mechanical loads. Each of these loads can affect the structural integrity of the rotor group. Therefore, it is essential to ensure that the rotor group meets these integrity criteria under every loading condition. These criteria include stresses, the preloading forces of the bolts, and the condition of contact points. The design process can be complex and time-consuming due to the large number of variables that must be considered. Therefore, various methods are applied to enhance the efficiency of the design process and develop new design approaches. In this study, as described in NASA's E3 High Pressure Turbine Test Hardware Detailed Design Report, a surrogate modeling method for the optimization of bolted flange connection

design has been used. This method aims to accelerate the design process and achieve more accurate and effective results. The work was carried out on a rotor group similar to the E3 turbine module, and separate finite element models were developed for each flange. Design parameters were used as inputs for the surrogate models, which were created using Latin Hypercube Sampling (LHS) and Genetic Assembly Response Surface (GARS) methods. Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA) was employed for optimization to achieve optimum designs. The resulting designs were fed into the rotor module, and a comprehensive finite element model of the rotor module as a whole was established. The stress and reaction force values obtained for the flange areas of the rotor module are in agreement with the results from the optimization of the surrogate models, with a difference of only 0.1%. Although there was a mass increase of 3.27% in the optimized first flange area compared to the initial condition, the desired minimum flange reaction force for complete torque transfer could not be achieved in the fifth loading step of the initial flange area configuration. Improvements were observed in the stress levels of three holes in the first flange, with reductions of 5.10%, 3.03%, and 1.75%, respectively, compared to the initial condition. For the second flange area, there was a mass increase of 2.97% and a worsening of stresses by 1.94% in the middle hole area of the second flange. Similarly, the initial configuration of the second flange area could not provide the necessary flange reaction force. For the third flange area, due to the more flexible criteria defined in the design report, the optimization efforts resulted in a mass reduction of 13.66% and improvements in the stresses of the flange holes by 15.60%, 5.12%, and 4.89%, respectively. The results demonstrate that the use of multiple surrogate models in the design of flanged connections for assembled rotor groups enables precision analyses to be conducted in short periods without losing accuracy, and achieving optimum designs that meet structural integrity criteria is possible.

Keywords: Aircraft engines, Structural integrity, Bolted joints, Finite element analysis, Surrogate modeling techniques, Optimization.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Prof. Dr. Erdem ACAR'a, ve destekleriyle her zaman yanımda olan eőime ve aileme teşekkür ederim.





İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
KISALTMALAR	xvii
SEMBOLE LİSTESİ	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Tezin İçeriği	3
2. LİTERATÜR TARAMASI	5
2.1 Uçak Motorları Gereksinimleri ve Tasarım Fazları	5
2.2 Uçak Motorlarında Yapısal Bütünlük Kriterleri	7
2.3 Uçak Motorlarında Cıvatalı Flanş Tasarımları ve Yapısal Bütünlük Kriterleri	12
2.4 Deney Tasarımı, Vekil Model Oluşturma	19
2.4.1 Yanıt yüzey başarımlar metrikleri.....	22
2.5 Çok Amaçlı Optimizasyon (MOGA) Algoritması	23
2.6 Sonlu Elemanlar Analizlerinde Kullanılan Eleman Türleri	27
2.7 Sonlu Elemanlar Analizlerinde Temas Bağlantılarının Modellenmesi.....	29
2.8 Cıvatalı Bağlantıların Sonlu Elemanlar Modellemesi.....	32
2.9 E3 (Energy Efficient Engine) Programı	36
2.9.1 E3 fps yüksek basınçlı kompresör modülü	37
2.9.2 E3 fps yüksek basınçlı türbin modülü.....	38
3. HPT ROTOR MODÜLÜ SONLU ELEMANLAR MODELLEME ÇALIŞMALARI	45
3.1 Geometri Oluşturma Çalışmaları	46
3.2 Malzeme Özelliklerinin Modellenmesi.....	47
3.3 Flanş Bölgelerine Ait Temas Bağlantılarının Modellenmesi.....	70
3.4 Cıvata Bağlantılarının Modellenmesi	73
3.5 Temas Bağlantılarının Kuvvet Aktarım Kabiliyetlerinin Değerlendirilmesi 73	
3.6 Kanatçık Kütlelerinin Modellenmesi	76
3.7 Yükleme Koşulları	77
3.8 Analiz İş Akışının Oluşturulması.....	78
3.9 Sonlu Elemanlar Modellerinin Validasyonu	81
3.10 Çıktı Parametrelerinin Tanımlanması	82
3.11 Çözüm Ağı Konfigürasyonları.....	85
4. VEKİL MODEL OLUŞTURMA ÇALIŞMALARI	97
4.1 Vekil Model Girdi ve Çıktı Parametrelerinin Belirlenmesi	97
4.2 Vekil Model Konfigürasyonları ve Başarımları.....	99
4.2.1 Birinci vekil model ve başarımları	99

4.2.2	İkinci vekil model başarımı	103
4.2.3	Üçüncü vekil model başarımı	106
5.	OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI	111
5.1	Birinci Flanş Bölgesi Optimizasyon Çalışmaları	111
5.1.1	Optimizasyon problemi formülasyonu	111
5.1.2	Birinci flanş bölgesi optimizasyon sonuçları	115
5.2	İkinci Flanş Bölgesi Optimizasyon Çalışmaları	117
5.2.1	İkinci flanş bölgesi optimizasyon çalışmaları sonuçları	119
5.3	Üçüncü Flanş Bölgesi Optimizasyon Çalışmaları	121
5.3.1	Optimizasyon problemi formülasyonu	122
5.3.2	Üçüncü flanş bölgesi optimizasyon sonuçları	122
5.4	Optimize Edilmiş Montajlı Rotor Modülünün Yapısal Bütünlük Kriterleri Bakımından İncelenmesi	124
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER	129
	KAYNAKLAR	131
	EKLER	135



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Uçak motorları kavramsal tasarım süreçleri	7
Şekil 2.2: Tipik bir uçak motoru görev profili	8
Şekil 2.3: Sürünme fazları	10
Şekil 2.4: Türbin komponentleri üzerinde sürünme davranışı	10
Şekil 2.5: Woehler Eğrisi	11
Şekil 2.6: NASALIFE Yorulma Ömrü Hesaplama Yazılımı	12
Şekil 2.7: Tipik bir turbofan motorunda civatalı flanş bağlantı tasarımları	13
Şekil 2.8: Rotordinamik analizlerde civata modellenmesi	13
Şekil 2.9: Rotor bağlantılarında kullanılan flanş tasarımları	15
Şekil 2.10: E3 Inducer seal disk rotorun civata gerilme rahatlama analizi	16
Şekil 2.11: Santrifüj yük etkisi altında flanş bölgelerindeki eğilme hareketi	17
Şekil 2.12: Flanş delik bölgelerindeki gerilme alanlarının durumu	18
Şekil 2.13: Civata uzunluğunun eğilme ve kayma davranışına etkisi	19
Şekil 2.14: MOGA algoritmasının çalışma mantığı	25
Şekil 2.15: Ansys Beam188 kiriş elemanı geometrisi	28
Şekil 2.16: Plane182 eleman geometrisi	29
Şekil 2.17: Civatalı flanş bağlantısı temsili gösterimi.	30
Şekil 2.18: Temas bağlantısı tespit yöntemleri	30
Şekil 2.19: "Contact" ve "Target" yüzeylerinin seçim yöntemi	31
Şekil 2.20: Pure Penalty formülasyonu şematik gösterimi	31
Şekil 2.21: Civatalı flanş bağlantıları için farklı modelleme teknikleri	32
Şekil 2.22: Civata ve flanş montajı.	33
Şekil 2.23: Civata pulu flanş temas yüzeyi.	33
Şekil 2.24: MPC Denklemleri.	34
Şekil 2.25: MPC denklemlerinin sonlu elemanlar analizlerinde kullanımı.	35
Şekil 2.26: Rijit ve deforme edilebilen kısıt denklemlerinin görselleştirilmesi.....	35
Şekil 2.27: Nasa ve GE tarafından geliştirilen E3 FPS Turbofan Motoru	36
Şekil 2.28: E3 FPS Motoru Konfigürasyonu	37
Şekil 2.29: E3 FPS Yüksek basınçlı kompresör modülü	37
Şekil 2.30: E3 FPS Yüksek basınçlı kompresör tasarım özellikleri	38
Şekil 2.31: E3 FPS HPT Modülü mekanik özellikleri	39
Şekil 2.32: E3 HPT Modülü malzeme seçim raporu.....	40
Şekil 2.33: Rotor analizi için uçuş süreleri	41
Şekil 2.34: HPT Rotoru için sıcaklık dağılımı	42
Şekil 2.35: HPT modülü civatalı flanş konfigürasyonları	43
Şekil 3.1: HPT modülü birinci kademe türbin rotoru boyutları	45
Şekil 3.2: HPT rotor modülü birinci flanş bölgesi geometrik modeli.....	46
Şekil 3.3: HPT rotor modülü ikinci flanş bölgesi geometrik modeli.	47
Şekil 3.4: HPT rotor modülü üçüncü flanş bölgesi geometrik modeli.....	47
Şekil 3.5: Eksenel simetrik kesite sahip komponent.....	48
Şekil 3.6: Eksenel simetrik kesite sahip komponent üzerinde oluşan Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.....	49

Şekil 3.7: $r = 80\text{mm}$ konumunda Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.	50
Şekil 3.8: $r = 120\text{ mm}$ konumunda Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.	51
Şekil 3.9: Eksenel simetrik komponentin 2B analizinden elde edilen Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.....	52
Şekil 3.10: $r = 80\text{ mm}$ konumunda 2B modelden elde edilen Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.	54
Şekil 3.11: 2B analiz modelinde $r = 120\text{ mm}$ radyal konumu için hesaplanan Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.	55
Şekil 3.12: $r = 90\text{mm} - 110\text{mm}$ arasındaki çevresel kesit için 3B ve 2B analizlerden hesaplanan Von Mises [MPa] gerilme dağılımları.....	56
Şekil 3.13: Eksenel simetrik komponentte geometrik süreksizliğe sebep olan delik bölgeleri.....	58
Şekil 3.14: Delik bölgelerine sahip komponentte oluşan Von Mises gerilmeleri dağılımı [MPa].	59
Şekil 3.15: Delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte Von Mises gerilmeleri dağılımı [MPa].	60
Şekil 3.16: Delik bölgesinin bulunduğu kesitin 2B olarak modellenmesi.	62
Şekil 3.17: 2B yapı üzerine atanan malzeme özellikleri.	64
Şekil 3.18: Delik bölgesinin bulunduğu kesitte hesaplanan Von Mises gerilmesi dağılımları [MPa].	66
Şekil 3.19: 2B Modelde elde edilen maksimum Von Mises gerilmesinin [MPa] 3B modeldeki karşılığı.....	68
Şekil 3.20: 3B model için delik bölgesi yakınındaki Von Mises gerilmeleri [MPa].	69
Şekil 3.21: Delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte radyal yöndeki deplasmanlar [mm].	69
Şekil 3.22: Birinci flanş bölgesi yivli bağlantılar için temas bölgeleri.	71
Şekil 3.23: Birinci flanş bölgesi flanş yüzeylerindeki temas bölgeleri.	72
Şekil 3.24: İkinci flanş bölgesi temas tanımlama konumları.	72
Şekil 3.25: Üçüncü flanş bölgesi temas tanımlama konumları.	73
Şekil 3.26: Birinci flanş bölgesi için temas bağlantısından okunan tepki kuvveti.....	74
Şekil 3.27: Birinci flanş civatalarına uygulanan ön yükleme kuvveti.....	74
Şekil 3.28: İkinci flanş bölgesi için temas bağlantısından okunan tepki kuvveti.	75
Şekil 3.29: İkinci flanş civatalarına uygulanan ön yükleme kuvveti.	76
Şekil 3.30: Üçüncü flanş bölgesi için temas bağlantısından okunan tepki kuvveti. ..	76
Şekil 3.31: Mass21 elemanı kullanarak kanatçık kütlelerinin rotorlara bağlanması..	77
Şekil 3.32: Tasarım raporundan alınan sıcaklık yükleri	78
Şekil 3.33: Flanş bölgeleri için oluşturulan analiz iş akışı.	79
Şekil 3.34: Deplasman sınır koşulu.....	80
Şekil 3.35: Birinci kademe türbin rotor diski için gerilme sonuçları	82
Şekil 3.36: Birinci flanş bölgesinde sol flanş delik bölgesi için Von Mises gerilmeleri [MPa].....	83
Şekil 3.37: Birinci flanş bölgesinde sol flanş yüzey ezilme gerilmeleri [MPa].	84
Şekil 3.38: İkinci flanş bölgesi sol yiv temas bölgesi ezilme Von Mises gerilmeleri [MPa].....	85
Şekil 3.39: Birinci flanş bölgesi çözüm ağı konfigürasyonu.	86
Şekil 3.40: Birinci flanş bölgesi için birinci çözüm ağı konfigürasyonu ve Von Mises gerilmeleri [MPa].	87
Şekil 3.41: Birinci flanş bölgesi için ikinci çözüm ağı konfigürasyonu ve Von Mises gerilmeleri [MPa].	88

Şekil 3.42: Birinci flanş bölgesi için üçüncü çözüm ağı konfigürasyonu ve Von Mises gerilmeleri [MPa].	88
Şekil 3.43: İkinci flanş bölgesi için birinci çözüm ağı konfigürasyonu.....	90
Şekil 3.44: İkinci flanş bölgesi için ikinci çözüm ağı konfigürasyonu.....	91
Şekil 3.45: İkinci flanş bölgesi için üçüncü çözüm ağı konfigürasyonu.....	91
Şekil 3.46: Üçüncü flanş bölgesi için birinci çözüm ağı konfigürasyonu.	93
Şekil 3.47: Üçüncü flanş bölgesi için ikinci çözüm ağı konfigürasyonu.....	93
Şekil 3.48: Üçüncü flanş bölgesi için üçüncü çözüm ağı konfigürasyonu.	94
Şekil 5.1: İkinci flanş bölgesi civatası gerilme gevşeme durumu.....	119
Şekil 5.2: Optimize edilmiş montajlı rotor grubu.	125





ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Cıvatalı flanş tasarım gereksinimleri.	14
Çizelge 2.2: Normal operasyonel yükler altında cıvatalı flanşlar için gereksinimler [20].	14
Çizelge 3.1: $r=80$ mm bölgesinde Von Mises gerilmeleri [MPa].	51
Çizelge 3.2: $r=120$ mm bölgesinde Von Mises gerilmeleri [MPa].	52
Çizelge 3.3: Eksenel simetrik komponent için maksimum ve minimum Von Mises gerilmeleri [MPa].	53
Çizelge 3.4: $r = 80$ mm radyal konumundaki Von Mises gerilmeleri için 3B ve 2B model karşılaştırması.	54
Çizelge 3.5: $r = 120$ mm radyal konumundaki Von Mises gerilmeleri için 3B ve 2B model karşılaştırması.	55
Çizelge 3.6: $r = 90$ mm - 110mm radyal konumları arasındaki çevresel kesit için 3B ve 2B analizlerden hesaplanan Von Mises [MPa] gerilmeleri.	56
Çizelge 3.7: 3B ve 2B analiz modellerine ait çözüm ağı konfigürasyonlarındaki düğüm noktası sayıları.	58
Çizelge 3.8: Delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte maksimum ve ortalama Von Mises gerilmeleri [MPa].	60
Çizelge 3.9: Hacim oranı hesaplaması.	64
Çizelge 3.10: İzotropik ve ortotropik elastisite modülleri.	65
Çizelge 3.11: İzotropik ve ortotropik Poisson oranları.	65
Çizelge 3.12: İzotropik ve ortotropik kayma modülleri.	66
Çizelge 3.13: Delik bölgesi için 3B ve 2B analizlerden hesaplanan Von Mises gerilmeleri [MPa].	67
Çizelge 3.14: 2B ve 3B modellere ait Von Mises gerilmelerinin kıyaslanması.	68
Çizelge 3.15: 3B ve 2B Radyal deplasmanların kıyaslanması.	70
Çizelge 3.16: Uygulanan dönüş hızları.	78
Çizelge 3.17: Birinci flanş bölgesi çözüm ağı yakınsama çalışmaları.	89
Çizelge 3.18: İkinci flanş bölgesi çözüm ağı yakınsama çalışmaları.	92
Çizelge 3.19: Üçüncü flanş bölgesi çözüm ağı yakınsama çalışmaları.	94
Çizelge 4.1: Vekil modeller için belirlenen girdi parametreleri.	97
Çizelge 4.2: Vekil modeller için belirlenen çıktı parametreleri.	98
Çizelge 4.3: Vekil model girdi parametreleri için alt ve üst sınır değerleri.	99
Çizelge 4.4: Birinci vekil modelin cıvata delik gerilmeleri için başarımleri.	100
Çizelge 4.5: Birinci vekil modelin yiv bölgesi ortalama ezilme gerilmeleri için başarımleri.	100
Çizelge 4.6: Birinci vekil modelin flanş bölgesi ortalama ezilme gerilmeleri için başarımleri.	101
Çizelge 4.7: Birinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri ($t=4$) için başarımleri.	101
Çizelge 4.8: Birinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri ($t=5$) için başarımleri.	102

Çizelge 4.9: Birinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri (t=6) için başarımler metrikleri.	102
Çizelge 4.10: İkinci vekil modelin ortalama cıvata delik gerilmelerini tahmin için başarımler metrikleri.	103
Çizelge 4.11: İkinci vekil modelin ikinci yiv bölgesi gerilmeleri için başarımler metrikleri.	104
Çizelge 4.12: İkinci vekil modelin flanş bölgesi ezilme gerilmeleri için başarımler metrikleri.	104
Çizelge 4.13: İkinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri için başarımler metrikleri.	105
Çizelge 4.14: İkinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri için başarımler metrikleri (t=5).	105
Çizelge 4.15: İkinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri için başarımler metrikleri (t=6).	106
Çizelge 4.16: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi eşdeğer gerilmeleri için başarımler metrikleri.	106
Çizelge 4.17: Üçüncü vekil modelin yiv bölgesi ezilme gerilmeleri için başarımler metrikleri.	107
Çizelge 4.18: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi ezilme gerilmeleri için başarımler metrikleri.	108
Çizelge 4.19: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri başarımler metrikleri (t=4).	108
Çizelge 4.20: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri başarımler metrikleri (t=5).	109
Çizelge 4.21: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri başarımler metrikleri.	109
Çizelge 5.1: Birinci flanş bölgesi için yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımlar.	115
Çizelge 5.2: Optimum tasarımlar için kütle ve cıvata delik bölgesi ortalama Von Mises gerilme değerleri (Tahmin edilen – Hesaplanan).	116
Çizelge 5.3: Birinci flanş bölgesi başlangıç durumu.	116
Çizelge 5.4: Birinci flanş bölgesi nihai durumu.	117
Çizelge 5.5: Birinci flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması.	117
Çizelge 5.6: İkinci flanş bölgesi için yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımlar.	119
Çizelge 5.7: Optimum tasarımlar için kütle ve cıvata delik bölgesi ortalama Von Mises gerilme değerleri (Tahmin edilen – Hesaplanan)	120
Çizelge 5.8: İkinci flanş bölgesi başlangıç durumu.	120
Çizelge 5.9: İkinci flanş bölgesi nihai durumu.	121
Çizelge 5.10: İkinci flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması.	121
Çizelge 5.11: Üçüncü flanş bölgesi için yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan optimum tasarımlar.	123
Çizelge 5.12: Optimum tasarımlar için kütle ve cıvata delik bölgesi ortalama Von Mises gerilme değerleri (Tahmin edilen – Hesaplanan)	123
Çizelge 5.13: Üçüncü flanş bölgesi başlangıç durumu.	124
Çizelge 5.14: Üçüncü flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması.	124
Çizelge 5.15: Birinci vekil model ve optimize edilmiş rotor modülü sonuçlarının karşılaştırılması.	126

KISALTMALAR

E3	: Energy Efficient Engine
FPS	: Flight Propulsion System
GARS	: Genetik Birleştirme Yanıt Yüzeyi
HCF	: High Cycle Fatigue
LCF	: Low Cycle Fatigue
LHÖ	: Latin Hiperküp Örnekleme
LHS	: Latin Hypercube Sampling
MOGA	: Multi Objective Genetic Algorithm
NASA	: National Aeronautics and Space Administration
RRMSE	: Relative Root Mean Square Error
SEM	: Sonlu Elemanlar Modeli



SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
$F_{flaş}$	Flaş tepki kuvveti
F_{yiv}	Yiv tepki kuvveti
K_t	Gerilme konsantrasyon faktörü
σ_{UTS}	Çekme gerilmesi
$\sigma_{flaş}$	Flaş yüzeyi ezilme gerilmesi
σ_{yiv}	Yiv bölgesi ezilme gerilmesi
$\Delta_{civata,x}$	Civata radyal konum değişimi
r_{civata}	Civata yarı çapı
Δr_{civata}	Civata yarı çapı değişimi
$\Delta x_{flaş}$	Flaş et kalınlığı değişimi

1. GİRİŞ

Uçak motorları, hava aracının isterlerini karşılayacak şekilde belirli bir görev profili üzerinde çalışırlar. Görev profilinin icrası boyunca zamana bağlı olarak değişen ısı ve mekanik yüklere maruz kalan motor bileşenlerinin belirli bir ömür kriteri altında yapısal bütünlüğünü koruyabilmesi gerekmektedir.

Uçak motorları temelde Brayton termodinamik çevrimi üzerinden çalışan güç/itki makineleridir. Basitçe, kompresör içerisinde yüksek basınçlara sıkıştırılan havanın yanma odasında oluşan hava yakıt karışımının yakılarak yüksek sıcaklıklara çıkması ile elde edilen enerji yüksek sıcaklıktaki havanın türbin kademelerini döndürmesiyle işe dönüşmektedir. Türbinde elde edilen iş, modüller arasındaki mekanik bağlantı tasarımları üzerinden aktarılır ve kompresörün dönmesini sağlayarak çevrimi devam ettirir.

Uçak motorlarında tork aktarımı için, motorun kullanılacağı hava aracı platformu ve bakım aralıklarına göre cıvatalı flanş ve eğrisel kaplin tasarımları kullanılmaktadır. Nasa ve General Electric firması tarafından geliştirilen E3 (Energy Efficient Engine) FPS (Flight Propulsion System) turbofan motorunda cıvatalı flanş bağlantıları tercih edilmiştir. Motor yapısal komponentleri olan türbin, shaft ve kompresör disklerinin arasındaki mekanik bağlantıların sağlanmasında kullanılan cıvatalı flanş bağlantılarında yivli tasarımlar kullanılmaktadır. Bu bölgelerdeki montaj koşulları birbirine bağlanan rotor disklerinin kollarının arasındaki sıkı geçmeye ve cıvata ön yükleme kuvvetlerine dayanmaktadır. Tork aktarımı flanş yüzeyleri üzerinden gerçekleştirilmektedir.

Rotor disklerini ve shaftları birbirine bağlamakta kullanılan cıvatalı flanş bağlantılarının tasarımlarında da yine motorun görev profili boyunca maruz kaldığı ısı ve yapısal yükler altında sağlanması gereken yapısal bütünlük kriterleri bulunmaktadır. Bu kriterler yorulma ve sürünme dayanımı, çatlak ömrü, disklerin aşırı hızlanma koşulları altında patlamaması şeklindedir. Rotor grubunun, çalışma koşullarında bütünlüğünün korunabilmesi için de flanş yüzeylerinde herhangi bir relatif hareketin (kayma) olmaması ve türbinde elde edilen torkun kompresöre aktarılması istenmektedir.

Cıvatalı flanş bağlantı tasarımlarında dikkate alınan flanş bölgesinin geometrisi, kullanılan cıvata sayısı ve boyutları, cıvata deliklerinin konumu ve cıvatalara uygulanan ön yükleme kuvveti miktarı niceliklerinin rotor grubunun yapısal bütünlük kriterlerini ne ölçüde sağlayabildiğinin belirlenmesi için sonlu elemanlar modelleme teknikleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar modelleme ve analiz yöntemleri uçak motoru yapısal tasarımlarında yaygın olarak tercih edilen tekniklerdir. Özellikle kavramsal tasarım ve ön tasarım süreçleri boyunca 2 boyutlu sonlu elemanlar modelleme teknikleri kullanılarak dönen ve sabit parçalar için dayanım, yorulma ve sürünme karakteristiğinin tespit edilebilmesi adına yapısal analizler yapılmaktadır. Rotor grubu üzerine kurulan analizler temas bölgelerinde doğrusal olmayan temas tanımlamaları içerdiğinden ve zamana bağlı olarak değişen yüklemeleri simüle edeceğinden uzun çözüm süreleri kaçınılmaz olmaktadır.

Ön tasarım fazındaki iteratif tasarım süreçleri de belirli bir takvim kısıtı altında yapıldığından, uygun tasarım alternatiflerinin tespit edilebilmesi hesaplama gücü ihtiyacına ve maliyet artışına sebep olmaktadır. Bu durum yapılacak iterasyon sayısının azaltılması, yapısal bütünlük kriterlerinin tasarım girdi parametrelerine hassasiyeti ve yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarım alternatiflerinin belirlenebilmesi için geliştirilecek metotlara duyulan ihtiyacı ortaya çıkarmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Vekil model oluşturma tekniği analiz ve tasarım süreçlerinin hızlandırılması, hassasiyet analizlerinin yapılması ve tasarım iyileştirmelerinin sağlanması için önemli bir yöntemdir. Tez çalışmasında, bu yöntemin uçak motorlarının kavramsal tasarım süreçlerindeki yapısal bütünlük analizlerinde uygulanabilirliğinin incelenmesi amaçlanmaktadır.

Tez çalışmasında Nasa E3 FPS yüksek basınçlı türbin modülü montajlı rotor grubu örnek problem olarak ele alınmıştır.

Tez çalışmasında kullanılan rotor grubunun geometrik boyutları literatürdeki kaynaklar kullanılarak tahmini olarak belirlenmiştir. Bu durum, tez çalışmalarını boyunca elde edilen sonuçların ilgili tasarım raporundaki sonuçlardan farklı olabileme ihtimalini göz önünde bulundurmaya gerektirmektedir.

Tez çalışmaları kapsamında çoklu vekil model tekniğinin ve oluşturulan vekil modeller ile optimizasyon çalışmalarının uygulanabilirliğinin incelenmesi amaçlanmıştır.

1.2 Tezin İçeriği

Bu tez çalışmasının birinci bölümünde giriş, tezin amacı ve tezin içeriği anlatılmıştır.

İkinci bölümde uçak motorlarının gereksinimleri ve tasarım fazları anlatılmıştır. Uçak motorlarının yapısal bütünlük kriterleri, civatalı flanş tasarımları, deney tasarım ve vekil model oluşturma yöntemleri, sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan eleman türleri ve temas bağlantılarının modelleme teknikleri detaylı olarak incelenmiş olup son olarak E3 FPS motorunun özellikleri anlatılmıştır.

Tez çalışmasının üçüncü bölümünde sonlu elemanlar analiz çalışmaları anlatılmıştır. Analiz çalışmalarında baz model olarak E3 FPS motorunun yüksek basınçlı türbin modülünde bulunan montajlı rotor grubuna bağlı kalınarak oluşturulan geometri hakkında bilgilendirmeler yapılmıştır. Analiz çalışmalarında kullanılan malzeme özellikleri, temas bağlantılarını modelleme yöntemleri ve çözüm ağı yakınsama çalışmaları anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde vekil model oluşturma çalışmalarında kullanılan yöntemler ve çeşitli başarımların metriklerine elde edilen sonuçlar anlatılmıştır.

Beşinci bölümde vekil modeller kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmaları anlatılmıştır. Optimizasyon çalışmaları sonucunda tasarımların başlangıç durumundaki modelle yapısal bütünlük kriterlerini sağlamak anlamında yapılan karşılaştırmaları anlatılmıştır.

Son bölüm olan altıncı bölümde ise sonuç ve öneriler sunulmuştur. Yapılan çalışmaların kapsamının nasıl genişletilebileceği anlatılarak tez çalışması sonlandırılmıştır.



2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1 Uçak Motorları Gereksinimleri ve Tasarım Fazları

Gaz türbinli uçak motorları ticari veya askeri taşıma, yüksek performanslı askeri avcı uçakları veya helikopterler olarak sınıflandırılabilir. Motor gücünü itkiye çevirmek için çeşitli seçenekler mevcuttur ve en uygun yapılandırma, uçağın tasarlandığı belirli görev profillerine ve motorun güç ve verimliliğini kontrol eden termodinamik faktörlere göre belirlenir [1].

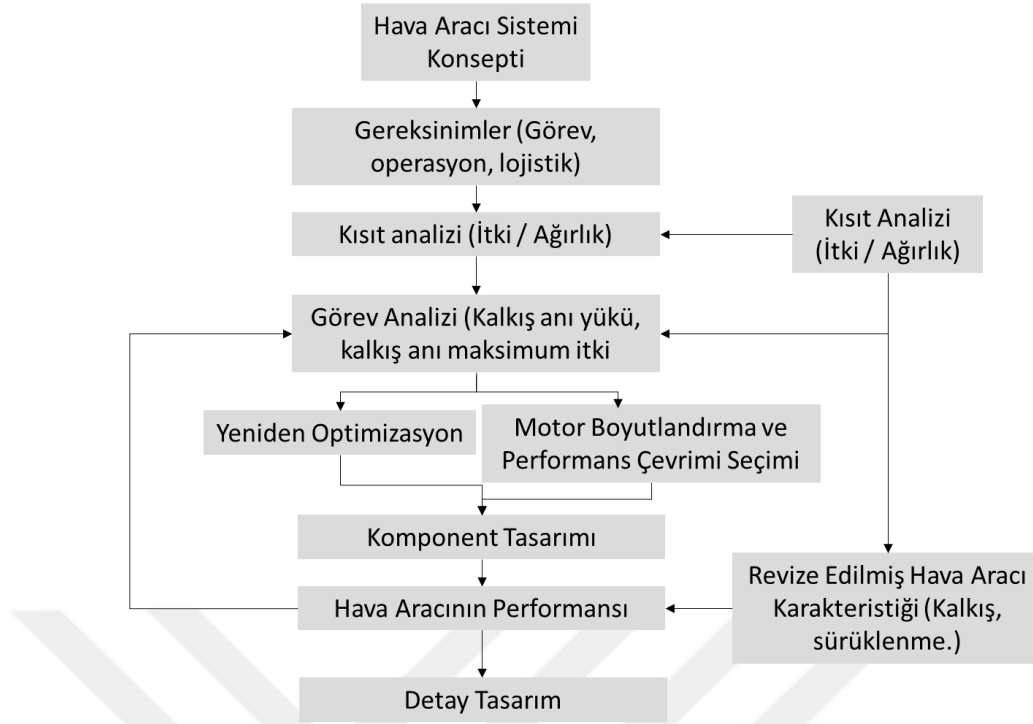
Uçaklar belirli performans gereksinimlerinin karşılanmasını gerektiren çeşitli görev profilleri üzerinde tasarlanmaktadır. Görev profilleri birden fazla görevden oluşur ve en zorlayıcı görev, en yüksek kalkış brüt ağırlığı (ing. Takeoff gross weight) olarak adlandırılır. Kabul edilebilir yük parametreleri aralığı (itme yükü, kanat yükü), bilinen tüm performans kısıtlamaları bir uçak/motor sistem kısıtlama analizine dahil edilerek belirlenir. Görev analizi, görev gerekliliklerini karşılayacak bir motor ve hava taşıtı tasarımı üzerinde iterasyonlar yapmak için kullanılmaktadır. Performans; özgül yakıt tüketimi, ivmelenme veya manevra kabiliyeti gerektiren kısıtlayıcı noktalarda hesaplanmaktadır. Motor termodinamik çevriminin tasarım noktası (ing. Engine Design Point) bu performans noktalarından veya görev bölümlerinden en zorlayıcı olanına karşılık gelecektir. Eğer aday bir motor tasarımı tüm hedefleri karşılamazsa, motor boyutları veya termodinamik çevrimi yeniden değerlendirilir ve tasarım süreçleri tekrar edilir. Bu süreç doğası gereği yinelenmeli bir süreçtir ve birçok teknik uzmanlık alanının etkileşimi ile karakterize edilmektedir. Bu optimizasyon sürecinin amacı, tatmin edici aday tasarımlarını karşılaştırmak ve görev gereksinimlerini en iyi şekilde karşılayıcıyı belirlemektir [2].

Uçak motoru tasarım süreçleri birbirini takip eden üç seviyeye ayrılmaktadır. Bu süreçler arasında keskin ayrımlar olmamakla birlikte birbirleriyle etkileşim içinde yürütülmektedirler. Süreçler; kavramsal tasarım fazı, ön tasarım fazı ve detay tasarım fazı olarak isimlendirilmektedirler. Kavramsal tasarım aşamasında, hava aracına göre motorun görev profili ve gereksinimleri belirlenir.

Bu süreçte, hem uçak üreticisi hem de motor üreticisi, belirli bir göreve en uygun motor/hava aracı kombinasyonunu saptamak için aerodinamik, motor bileşenlerinin özellikleri ve ağırlıklar gibi başlangıç tahminlerini kullanarak parametrik çalışmalar gerçekleştirirler. Bu süreçte birden fazla motor tipi değerlendirilebilir. Motor hava akış kapasitesi, sıkıştırma oranı ve sistemin değerlendirildiği sıradaki başarı ölçütlerini (ing. Figure of Merits) maksimize eden diğer bağımsız tasarım değişkenlerini tanımlamak için çevrim seçimi ve motor boyutlandırma çalışmaları yapılır. Motor ve uçak tasarım değişkenleri arasındaki güçlü etkileşim nedeniyle, genellikle uçak üreticisi ve motor tasarımcısı arasında önemli bir etkileşim ve iterasyon gerekmektedir. Bu faz, iki taraf arasında bir uzlaşma sürecidir [3,4].

Kavramsal tasarım sürecini ön tasarım fazı takip etmektedir. Ön tasarım fazında kavramsal tasarım fazında oluşturulan tasarım üzerinde iyileştirmeler yapılarak herhangi bir tasarım değişkeninde gerçekleşecek değişimlerin, motor başarı ölçütlerini en düşük seviyede etkileyeceği bir tasarım geliştirilmektedir. Bu fazda, tasarım araçları karmaşıklaşmakta ve tasarımın aerodinamik ve yapısal bütünlüğünü sürdürme konusuna daha fazla önem verilmektedir. Üretim, maliyet, ve bakım faktörleri de dikkate alınmaktadır [4,5].

Şekil 2.1'de kavramsal tasarım sürecindeki çalışmalar gösterilmektedir. Bu fazda motor tasarım faaliyetleri, eş zamanlı olarak hava aracı tasarım süreciyle de etkileşim halindedir. Hava aracı gereksinimlerinin karşılanabilmesi adına boyutlandırma, termodinamik çevrim seçimleri, komponent tasarımlarının iyileştirilmesi için yürütülen faaliyetler, performans gereksinimlerinin karşılanması koşuluna bağlı şekilde iteratif olarak sürdürülür.



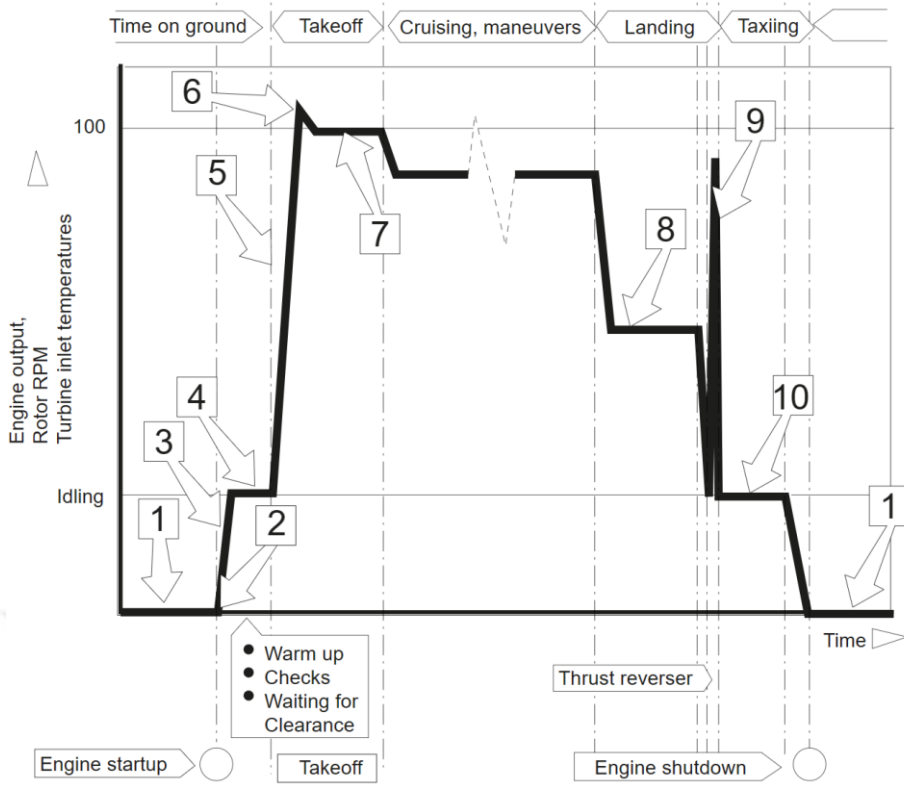
Şekil 2.1: Uçak motorları kavramsal tasarım süreçleri [3].

Üçüncü aşama olarak detay fazında ise tasarım çalışmaları dondurulmuştur. Detaylı aerodinamik ve yapısal tasarım tamamlanmıştır [6].

2.2 Uçak Motorlarında Yapısal Bütünlük Kriterleri

Uçak motorları belirli bir görev profili boyunca çalışacak şekilde tasarlanmaktadır. Görev profillerindeki görevlerin icrası sırasında zamana göre değişen ısı ve mekanik yüklere maruz kalmaktadırlar. Bu ısı ve mekanik yüklemeler sebebiyle motorun kritik komponentleri üzerinde oluşan yüksek gerilmeler ve deformasyonlar motor bütününde kalıcı hasarlar oluşmasına sebep olabilmektedir. Yapısal bütünlük kriterleri, tasarım süreçlerinin motorun görev profilini belirli bir çalışma ömür boyunca kalıcı hasara uğramadan icra edebilmesini sağlamak üzerine kurulmuştur [7].

Şekil 2.2’de uçak motorları için tipik bir görev profili verilmektedir. Düşey ekseninde, motorun dönüş hızı ve türbin giriş sıcaklığı bulunmaktadır. Altta ve üstte bulunan yatay ekseninde ise görev profili noktaları bulunmaktadır. “1” ile gösterilen bölge, motorun kapatılması ve yeniden başlatılmasını kapsamaktadır.



Şekil 2.2: Tipik bir uçak motoru görev profili [10].

Bu bölgede komponent sıcaklıkları değişmekte olup bu değişimler kanatçık ve stator komponentleri arasındaki açıklıkların değişimine sebep olmaktadır. Açıklık seviyelerinin değişimi kompresör verimi ve olası sürtmelerin takip edilmesi adına takip edilmektedir. Motor kapatıldıktan sonra yeniden başlatılması için geçmesi gereken süreyi, komponentler üzerindeki ısıl dağılımın homojen hale gelebilmesi belirlemektedir. Bu süre tamamlanmadan yeniden motor başlatılması, motorun çeşitli bölgelerinde bükülmelere sebep olacaktır. Bükülmeler nedeniyle gerek yüksek balanssızlıklar gerekse komponentlerin birbirlerine sürtmesi tehlikesi oluşacaktır [10].

Şekil 2.2’de motor başlatma anı “2” ile gösterilen bölgedir. Motorun rölanti görevi ise “3” ile gösterilen bölgedir. Şayet motor başlatmasında kompresör, sürtme vb.problemler sebebiyle, gereken hıza ulaşamaz ise kompresörün boğulması (ing. Stall) gerçekleşir ve bu durum komponentlerin birbirine sürtmesine, sıcak bölge komponentlerinin aşırı ısınmasına sebep olabilmektedir [10].

Rölantide geçirilen süre Şekil 2.2’de “4” ile gösterilen bölgedir. Hava aracının bu bölgede kaldığı sürenin artması, motor komponentleri üzerinde oluşan termal yüklerin homojen olarak yayılmasına izin vereceği termal gradyenler kaynakları gerilmelerin oluşmasını engelleyeceğin için tercih edilmektedir. Bu bölgede termal ve merkezkaç

yükler kaynaklı gerilmeler oluşmakta ve komponentlerin düşük çevrim yorulma ömürleri (ing. Low Cycle Fatigue) etkilenmektedir [10].

Motorun kalkış (ing. Take off) gücüne ulaşacağı “5” ve “6” numaralı bölgelerde, komponentler üzerinde oluşan gerilmeler kararlı durumdaki (ing. Steady state) çalışma koşullarında oluşacak gerilmelere göre daha yüksektir. Bu bölgeler LCF ve çatlak ilerleme ömrü açısından tasarım faaliyetlerinin en zor safhalarını kapsamaktadır [10].

İniş görevinin gerçekleştiği bölge, Şekil 2.2’de “8” ile gösterilen bölgedir. Bu bölgede motor komponentlerine kuş çarpması vb. yabancı madde kaynaklı hasar oluşumu tehlikesi bulunmaktadır. Tasarım faaliyetlerinin, bu tehlikelerin göz önünde bulundurulması sürdürülmesi gerekmektedir.

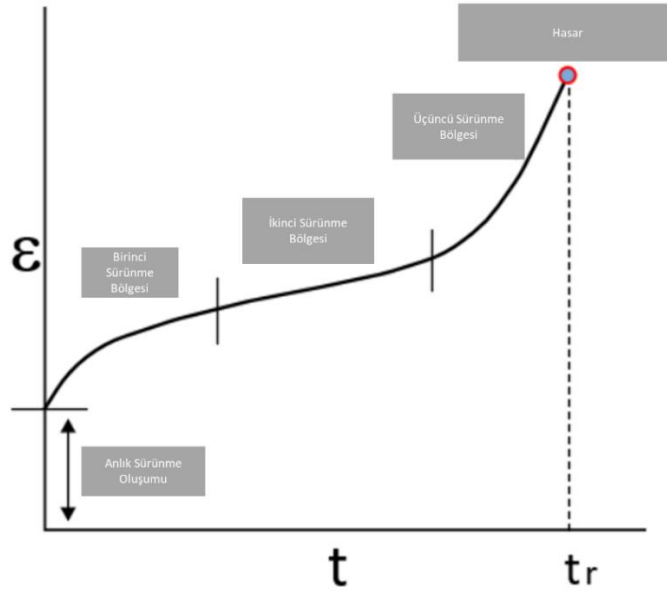
Hava aracının inişini kolaylaştırmak ve daha hızlı inebilmesini sağlamak amacıyla motor tarafından üretilen itkinin yönünün tersine çevrilmesi Şekil 2.2’de “9” numaralı bölgede gerçekleştirilmektedir. Bu bölgedeki çalışma, motorun anlık olarak yüksek güç üretmesine ve türbin giriş sıcaklıklarının anlık olarak artmasına sebep olduğu için motor ömrünün azalmasına sebep olmaktadır [10].

Hava aracının inişi tamamlandıktan sonra, motor rölanti seviyesinde çalışmakta olup Şekil 2.2’de “10” numaralı bölgede gösterilmektedir. Motorun rölantide çalışma süresinde, motor içerisinde dolaşan hava yüksek sıcaklıktaki komponentleri soğutmaktadır. Bu sayede, motorun yağlama sisteminde bulunan yağın sıcak komponentler sebebiyle ısınması engellenmiş olur [10].

Yapısal bütünlük kriterleri arasında sürünme (ing. Creep) ömrü, LCF, çatlak ilerleme ömrü, yüksek çevrim yorulma ömrü (High Cycle Fatigue Life, disk infilakı (ing. Burst) durumları bulunmaktadır [7,8]. Havacılık motorlarında yapısal bütünlük kriterlerini tanımlayan en bilinen kurumlar arasında EASA ve FAA bulunmaktadır [9,10].

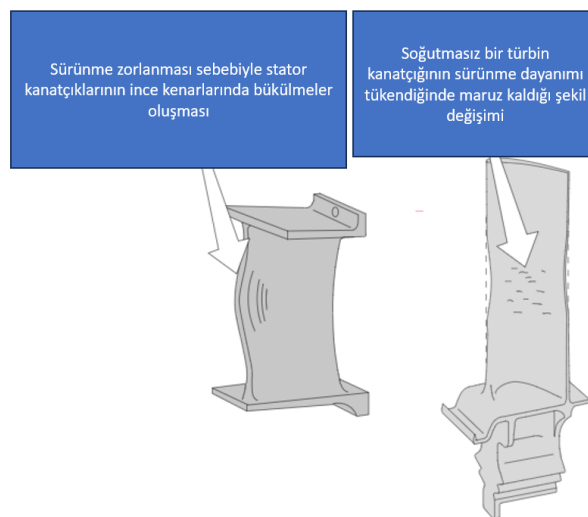
Sürünme, malzemelerin sabit bir yük altında zamana bağlı olarak şekil değişimi anlamına gelmektedir. Sürünme durumunda malzemeler akma dayanımının altındaki yüklere maruz kalmalarına rağmen şekil değişimleri kalıcı olarak gerçekleşmektedir. Malzemelerde sürünme davranışı, şekil 2.3’te verildiği üzere, birbirini takip eden üç faza bölünmektedir [12]. Birinci fazda sürünme geriniminin zamana göre azalan bir hızla arttığı gözlemlenmektedir. İkinci fazda sürünme geriniminin zamana göre değişimi sabittir. Bu fazın sonunda sürünmenin üçüncü fazı başlar ve sürünme

geriniminin artış hızı zamana bağlı olarak artmakta olup üçüncü fazın sonunda malzeme sürünme hasarına uğrayarak kullanılamaz hale gelmektedir [12].



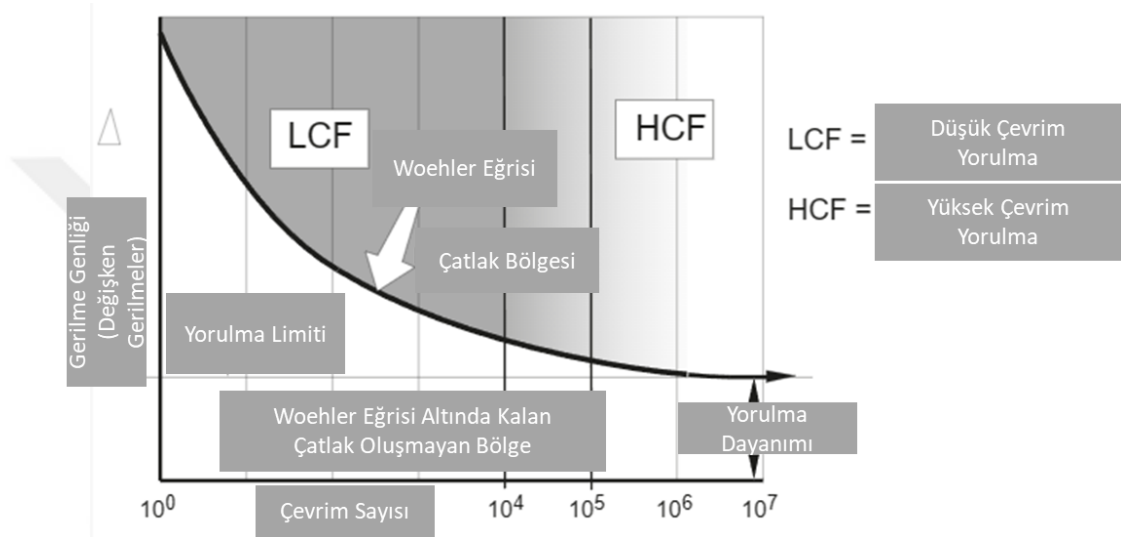
Şekil 2.3: Sürünme fazları [12].

Uçak motorlarında sürünme davranışının incelenmesi, şekil 2.4'te verildiği üzere, yanma odasından çıkan sıcak gazlara maruz kalan bileşenler kapsamında yapılmaktadır. Bu bileşenler türbin modülüne ait olup dönen diskler/kanatçıklar ve sabit stator parçaları şeklinde sıralanabilir ve genellikle sürünme geriniminin %0.2 oranını aşmaması istenmektedir [12]. Bu gereksinim sürünme davranışı gösteren motor bileşenlerinin çalışma ömürleri boyunca geçerlidir [10].



Şekil 2.4: Türbin bileşenleri üzerindeki sürünme davranışı [13].

Uçak motorlarının icra ettikleri görev profilleri boyunca bazı komponentleri akma dayanımlarının üzerindeki gerilmelere maruz kalırlar. Akma dayanımının üzerindeki gerilmeler genellikle görev profili boyunca düşük tekrar sayısına sahiptir ve komponentler üzerinde yüksek gerinimlere sebep olmaktadır. Bu durum düşük çevrim yorulma (ing. LCF) olarak ifade edilmektedir. Komponentlerin LCF ömürleri, yapılarında herhangi bir çatlak oluşana kadar geçen çevrim sayısı ile tanımlanmaktadır. Çatlak oluşumu, şekil 2.5'te verildiği üzere çatlak bölgesini sınırlayan eğrinin üzerine çıktığında başlamaktadır.

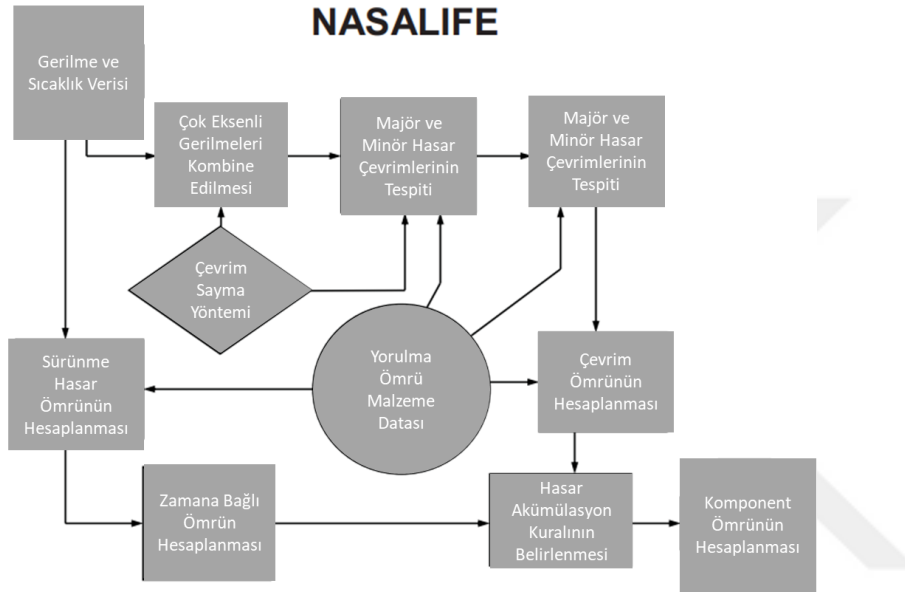


Şekil 2.5: Woehler Eğrisi [14].

Komponentlerin LCF ömürleri motor sistem gereksinimleri tarafından belirlenmektedir. Özellikle ön tasarım süreçlerinde yapılan boyutlandırma çalışmaları için LCF ömrü isteklerinin sağlanması önemli bir yapısal bütünlük kriteridir [8].

Bir komponentin LCF ömrünün hesabı için gerilim ve gerinim tabanlı yaklaşımlar mevcuttur. Gerilim tabanlı ömür hesaplamalarında komponentin, motorun görev profili boyunca zamana bağlı olarak maruz kaldığı ortalama ve değişken gerilme değerleri hesaplanır ve Woehler eğrisi kullanılarak değişken gerilmelere karşılık gelen ömür miktarı, çevrim sayısı olarak belirlenir. Burada önemli olan nokta ortalama gerilmelerin değişken gerilmelere etkisinin hesaplanabilmesidir. ABD Havacılık ve Uzay Daires (ing. NASA) tarafından geliştirilen Nasalife yazılımında bu etkinin hesabı için Walker Düzeltme Yöntemi kullanılmakta olup General Electric, Pratt & Whitney gibi uçak motoru üretici firmalarının da kullandığı yöntemlerin temelinde yatan bir yaklaşımdır. Şekil 2.6, NasaLife yazılımının çalışma mantığını göstermektedir.

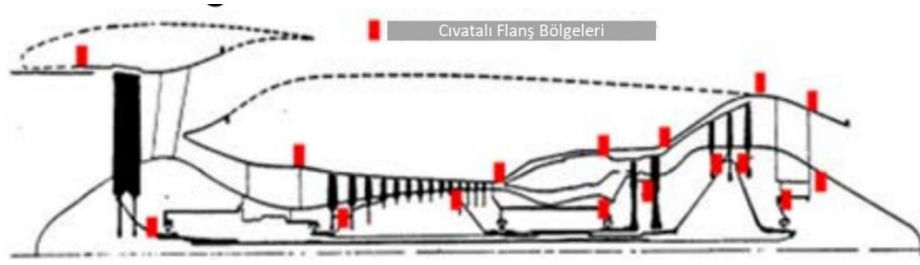
Zamana bağılı gerilme ve sıcaklık verisi sisteme girdi olarak beslenmektedir. Gerilmeler genellikle çok eksenli olmakta ve bu gerilmeler tek yönde eşdeğer bir gerilmeye çevrilmektedir. Gerilmeler kullanılarak majör ve minör çevrimler tespit edilmektedir. Gerilmelere maruz kalan ilgili malzemenin, yorulma ömrüne ait veriler kullanılarak çevrim ömürleri hesaplanmaktadır. Elde edilen değerler, hasar akümülyasyon kuralları yardımıyla, kombine edilir ve komponentin toplam çevrim ömrü hesaplanır. [11, 15].



Şekil 2.6: NASALIFE Yorulma Ömrü Hesaplama Yazılımı [15].

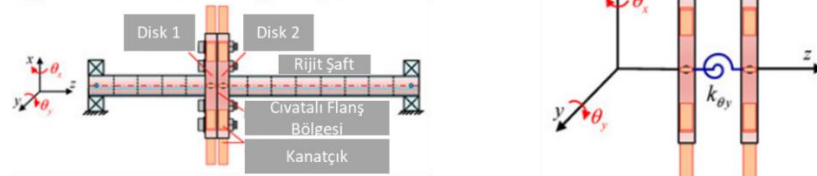
2.3 Uçak Motorlarında Cıvatalı Flaş Tasarımları ve Yapısal Bütünlük Kriterleri

Uçak motorlarında yaygın olarak cıvatalı flaş tasarımları kullanılmaktadır. Motor bütünlüğünün sağlanması için montaj sırasında gerek sabit gerekse hareketli parçaların bağlanması amacıyla kullanılan bu tasarımlar sabit parçalar için motorun önceden tanımlanmış görev profilini icrası sırasında oluşan limit (sıcaklık, balanssızlık, basınç, vb.) ve nihai (ing. ultimate, kanatçık kopması, kuş çarpması vb.) yüklere karşı bütünlüğün korunmasını, hareketli parçaların birbirine tork aktarımını yapabilmesini sağlamaktadır [16]. Uçak motorlarında bu amaçla kullanılan cıvatalı flaş bağlantıları Şekil 2.7’de verilmektedir.



Şekil 2.7: Tipik bir turbofan motorunda civatalı flanş bağlantı tasarımları [16].

Cıvatalı flanş bağlantıları hareketli bileşenler için tork aktarımının yanı sıra sağladıkları katılık (ing. stiffness) sayesinde rotordinamiği açısından da önemli fonksiyonlar üstlenmektedir. Flanş yüzeylerindeki cıvataların, motor dönme ekseninden radyal uzaklığı, cıvata ön yükleme kuvvetlerinin ısı ve mekanik yükler altında zaman içerisindeki değişimi katılık miktarlarına etki edeceğinden montajlı rotor grubunun çalışma koşulları sırasındaki doğal frekansları (ing. critical speed) ve dinamik davranışı da değişim gösterecektir [17]. Bu davranışların incelenmesi için Şekil 2.8’de de gösterildiği üzere civatalı flanş bağlantılarının sağlayacağı aksel, radyal, ve burulma yönündeki katılık değerlerinin modellenmesi ve hesaplamalara katılması gerekmektedir.



Şekil 2.8: Rotordinamik analizlerde cıvata modellenmesi [18].

Cıvatalı flanş tasarımları, uçak motorunun görev profilini icrası sırasında literatürde tanımlanan davranışları göstermektedir [19]. Ancak uçak motorlarında ise şiddetli termal ve mekanik yüklemeler sebebiyle yapısal bütünlüğün korunması için bir takım yeni gereksinimlere ihtiyaç duyulmaktadır. Görev profili icrası sırasında yani normal çalışma koşulları altında motorun başlatılması, hızlanma/yavaşlama, manevra hareketleri bulunmaktadır. Bunlara ek olarak büyük kanatçıkların, bağlı oldukları rotordan kopması kaynaklı yüksek balanssızlık kuvvetinin oluştuğu yükleme durumları da göz önünde bulundurulmalıdır [16]. Bu gibi durumlarda kalıcı hasarların oluşmasına izin verilmekle birlikte motor bütünlüğünün korunması bir gereksinimdir [10].

Literatürde uçak motoru üretici firmaların takip ettiği tasarım gereksinimleri Çizelge 2.1’de verilmektedir [16].

Çizelge 2.1: Cıvatalı flanş tasarım gereksinimleri [16].

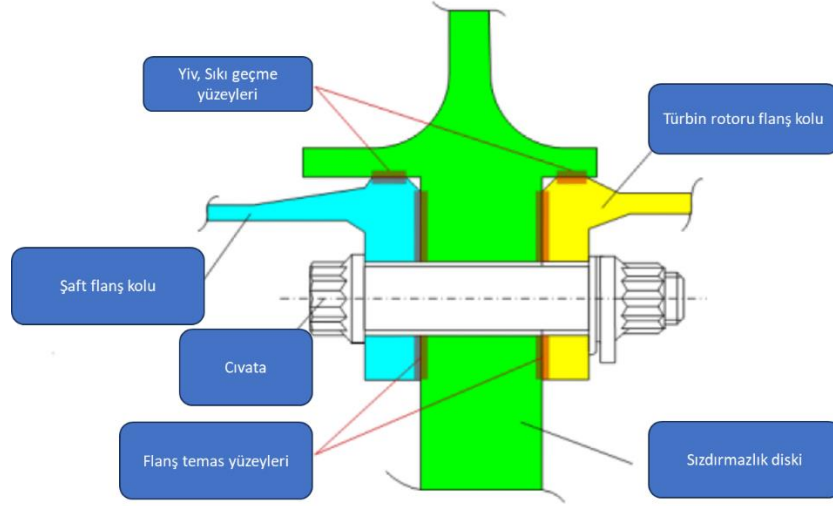
Normal operasyon sırasında flanşların birbirinden ayrılmaması
Yeterli ön yükleme kuvveti ve sürtünme kuvveti sayesinde flanş yüzeyleri arasında bağlı kayma hareketinin engellenerek tork aktarma kabiliyetinin sağlanması
Limit ve nihai dinamik yükler altında motor bütünlüğünün korunmasının sağlanması
Öngörülen motor ömrüne bağlı olarak düşük çevrim yorulma ömrü isterlerinin sağlanması
Önceden tanımlı titreşim seviyeleri altında HCF ömrü isterlerinin sağlanması
Limit ve nihai uçak manevraları altında gerekli dayanımın sağlanması

Bu gereksinimlerin yanı sıra cıvatalı flanş bağlantılarının motorun normal operasyonel yükler altında yapısal bütünlüğünün kontrolü için yapılması gereken incelemeler FAA (Federal Aviation Administration) tarafından belirlenmiş olup Çizelge 2.2’de verilmektedir [20].

Çizelge 2.2: Normal operasyonel yükler altında cıvatalı flanşlar için gereksinimler [20].

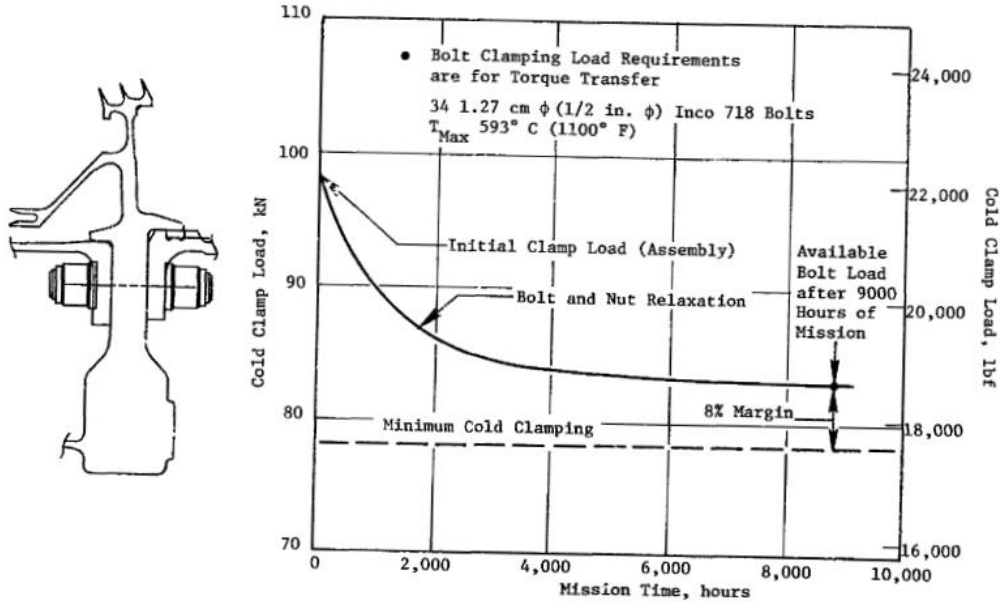
Ön yükleme kuvvetinin oluşturacağı çekme gerilmelerinin cıvata akma dayanımına göre en az 1.2 emniyet katsayısına sahip olması.
Ön yükleme kuvvetinin flanş yüzeylerinde sebep olduğu ezilme gerilmelerinin (ing. crush stress) flanş malzemesinin akma dayanımına göre pozitif emniyet katsayısına sahip olması.
Flanş bölgelerindeki eğilme gerilmelerinin akma dayanımına göre pozitif emniyet katsayısına sahip olması.

Hareketli komponentlerde (rotor) kullanılan cıvatalı flanş tasarımları sabit parçalardakinden farklı olabilmektedir. Şekil 2.9’da verildiği gibi, rotor gruplarının birbirlerine bağlanmasına sağlayan flanş tasarımlarında temaslar, sadece flanş yüzeylerinden değil; ilaveten hizalama amacıyla da tercih edilen sıkı geçmeli yiv (ing, rabbet) yapıları üzerinden de oluşturulmaktadır.



Şekil 2.9: Rotor bağlantılarında kullanılan flanş tasarımları [21].

Hareketli komponentlerde (rotor vb.) kullanılan civatalı flanş bağlantılarının temel fonksiyonları ve yapısal bütünlük kriterleri ise flanş yüzeylerinde relatif kayma hareketinin gerçekleşmemesi, flanş deliklerinde düşük çevrim yorulma ömrünün gereksinimlerde belirtilen 9000 uçuş saatini (ing. mission-mix flight operation) sağlaması, sıcak bölge komponentlerinde bulunan civatalara uygulanan ön yüklem kuvvetlerinde 9000 saat sonunda oluşacak gerilme gevşemesi sonrasında bile tork aktarımının flanş yüzeylerinden yapılabilmesi şeklinde (ing. minimum cold clamping load) tanımlanmaktadır [11]. Civata ön yüklem kuvvetinin, gerilme gevşemelerinden dolayı zamanla azalması Şekil 2.10’da verildiği üzere, E3 Inducer seal disk rotoruna bağlanan flanşlarda da incelenen bir fenomendir. Flanş tasarımında 34 adet civata kullanılmıştır. 9000 saatlik çalışma sonucunda, başlangıçta uygulanan toplam ön yüklem kuvvetinin indiği seviye, tork aktarımının eksiksiz yapılabilmesi için gerekli olan minimum yüklem kuvvetinin %8 üzerindedir.

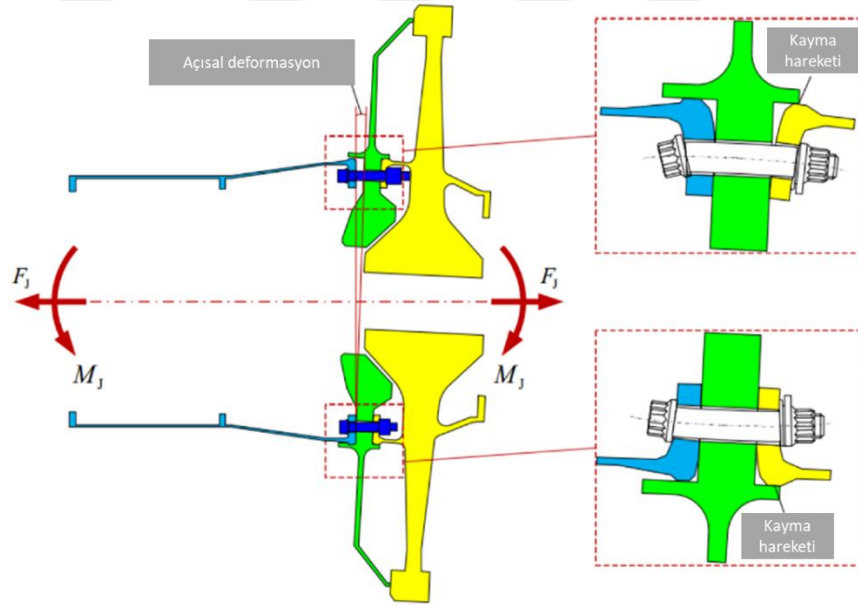


Şekil 2.10: E3 Inducer seal disk rotorun cıvata gerilme rahatlama analizi [11].

Rotor gruplarında kullanılan flanş tasarımları için rotorun dönme hızı en büyük yükleme koşulunu teşkil etmektedir. Santrifüj yükleme, gerek ön yükleme kuvvetinin zaman içerisinde azalmasına gerekse flanşlardaki cıvata deliği yüzeylerinde büyük gerilmelerin oluşmasına sebep olmaktadır [11, 16]. Santrifüj yüklemelerden sonra en önemli yükleme koşulu ise zamana bağlı olarak değişen termal gradyenlerdir. Her iki yüklemenin genliği de motorun görev profilindeki noktalara bağlı olarak değişmektedir. Şekil 2.11’de santrifüj ve termal yükler kaynaklı olarak flanş bölgelerinde meydana gelebilecek istenmeyen davranışlar gösterilmektedir. Flanş temas yüzeylerinde oluşabilecek kayma hareketli ve yiv bölgelerindeki temasın kaybolması açısız deformasyonlara sebep olmakta ve bu durum gerek tork aktarımını ve motor dinamiğini olumsuz etkilemekte ve gerekse motor bileşenlerinin birbirlerine sürterek hasar vermesine sebep olmaktadır.

Özellikle rotor grubundaki termal yüklemeler, büyük kesit yüzey alanına sahip rotor bileşenleri için daha geç kararlı duruma erişeceğinden bu durum görece daha küçük kesit yüzey alanına sahip bölgeler ile aralarında termal gradyenler kaynaklı gerilmelere sebep olacaktır. Bu gerilmelerin en yüksek olduğu konumlar, aksel simetrik olmayan delik bölgeleri olup gerçek gerilme değerleri gerilme konsantrasyon faktörüyle çarpılarak hesaplanmaktadır. Elde edilen gerçek gerilme değerleri genellikle ilgili sıcaklıkta malzemenin akma dayanımından yüksektir ve bu nedenle

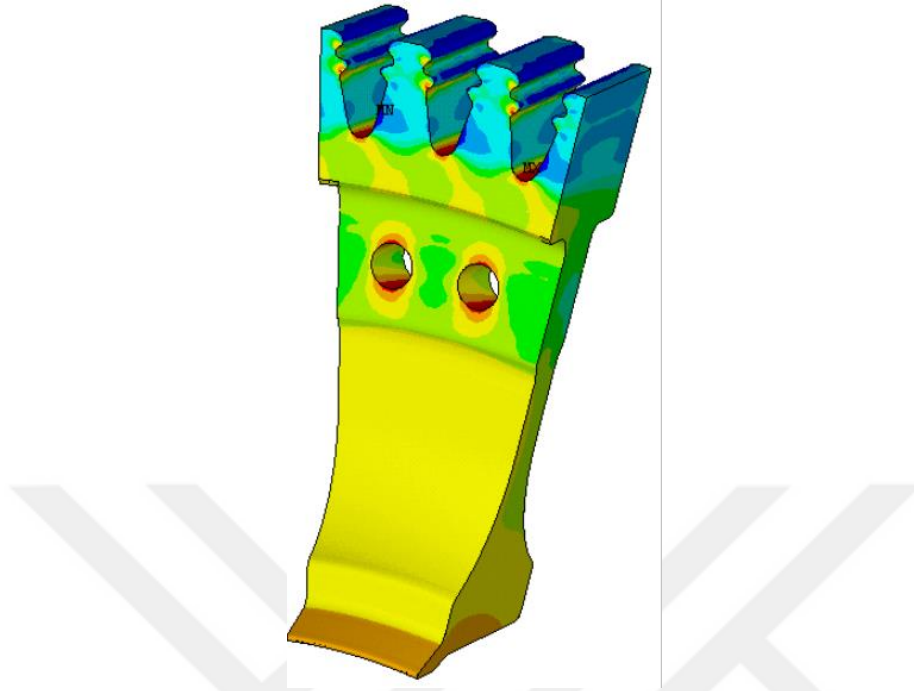
düşük çevrim yorulma (ing. LCF) ömrü isterlerinin karşılandığının kontrol edilmesi gerekmektedir. E3 FPS motoru yüksek basınçlı türbin modülüne ait tasarım raporunda da belirtildiği üzere yapısal bütünlüğün sağlanması bakımından en zorlayıcı bölgeler rotor grubundaki flanş bölgeleridir [11]. Tez çalışmaları kapsamında yapılan analizlerde gerilme konsantrasyon faktörlerinin hesabı için ilgili kaynaktan yararlanılarak ortalama bir değer (2.5) alınmıştır [10 ,11]. Şekil 2.12’de bir türbin rotor diski üzerinde oluşan gerilmeler görselleştirilmiştir. Yüksek gerilmeler kırmızı renkli bölgelerde bulunmaktadır. Özellikle cıvata delik bölgelerinde yüksek gerilmelerin yoğunlaştığı görülmektedir. Disk Cıvata deliklerinin bulunduğu kesitteki çevresel (ing. Circumferential, hoop) gerilmelerin ortalamasının gerilme konsantrasyon faktörüyle çarpılması delik bölgesindeki maksimum gerilmelere eşit olmaktadır. Gerilme konsantrasyon faktörünün kullanımının en önemli sebebi budur.



Şekil 2.11: Santrifüj yük etkisi altında flanş bölgelerindeki eğilme hareketi [22].

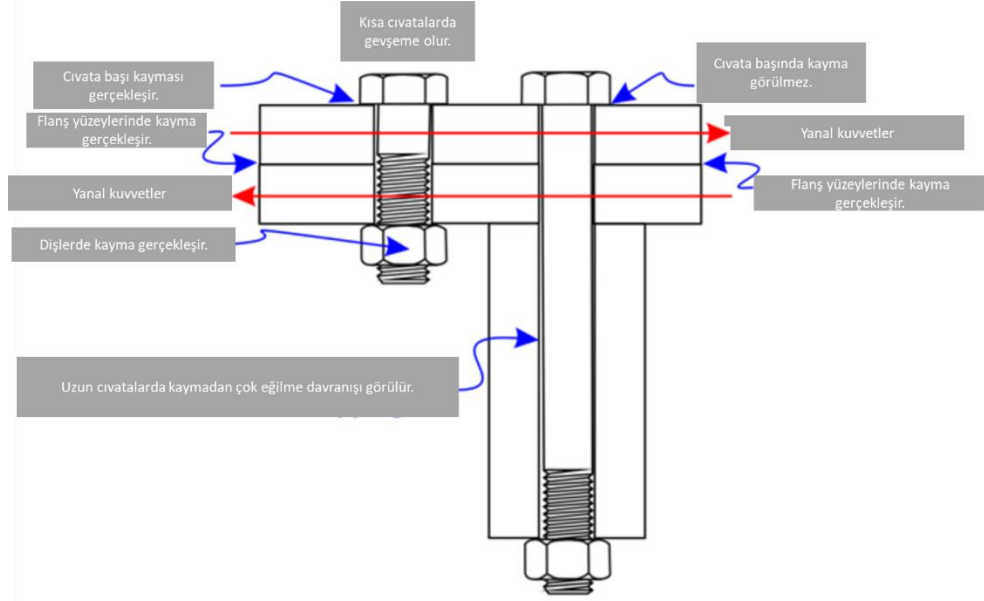
Rotor modüllerin ait cıvatalı flanş bağlantılarının tasarım çalışmalarında flanş et kalınlıkları, cıvata sayıları, cıvata boyutları, cıvata konumları, ve cıvata ön yükleme kuvvetleri dikkate alınmaktadır [11]. Cıvata sayıları, boyutları, konumları ve ön yükleme kuvvetleri flanş parçalarında oluşan gerilmeler tarafından kısıtlanmaktadır. Nasa Fastener Design Manual dökümanında belirtildiği üzere bir civatanın nominal çapı D olmak üzere cıvata merkezleri arasındaki çevresel (ing. circumferential) mesafe en az 2D olmakla birlikte flanş komponentlerinde bulunan cıvata delik bölgelerindeki

gerilme alanlarının birbirlerini etkilememeleri istenmekte olup çevresel mesafenin daha da artırılması genel tasarım pratiğidir [23].



Şekil 2.12: Flanş delik bölgelerindeki gerilme alanlarının durumu [7].

Flanş kalınlıklarının belirlenmesinde santrifüj yükler kaynaklı oluşan çekme gerilmelerine [16] ek olarak özellikle sıcak bölgede çalışan flanşlardaki cıvatalarda gerilme gevşemesi (ing. stress relaxation) davranışı göz önünde bulundurulmaktadır. Bu anlamda cıvata çapı D olarak ifade edilirse ile cıvataların bir arada tuttuğu komponentlerin toplam et kalınlığı (ing. grip length) $3D$ ile $5D$ arasında olmalıdır. Bu durumda, cıvata uzunluğu da artmaktadır. Cıvatalı flanş tasarımının iyileştirilmesi için yapılacak bu ayarlama ile flanş bağlantısının esnekliği artırılarak titreşim ve yanal yükler sebebiyle flanş bölgesinde oluşabilecek gevşeme (ing. loosening) durumlarının önüne de geçilmektedir [24-26]. Öte yandan, cıvata uzunluklarının artırılması cıvataların düşük çevrim yorulma ömürlerini artırdığı için yapısal bütünlük kriterlerine olumlu fayda sağlamaktadır [27]. Şekil 2.13'te cıvata uzunluğunun karşılaştırmalı olarak etkileri gösterilmektedir. Kısa boylu cıvatalar, eğilme yüklemelerine maruz kalınca yüksek eğilme rijitliklerinden dolayı, yüklemeleri baş ve somun bölgelerine iletmektedir. Bu bölgelerde oluşan kayma hareketleri, zaman içerisinde ön yüklemeye kuvvetinin azalmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle daha uzun cıvatalar kullanılarak, eğilme yüklemelerinin cıvata şaftına yayılması ve baş ve somun bölgelerde relatif kayma hareketlerinin engellenmesi amaçlanmaktadır.



Şekil 2.13: Cıvata uzunluğunun eğilme ve kayma davranışına etkisi [28].

2.4 Deney Tasarımı, Vekil Model Oluşturma

Deney tasarımlar (DoE), karmaşık sistemlerin performansını etkileyen faktörleri anlamak için kullanılan bir yöntemdir. Merkezi Bileşik Tasarım (CCD), Optimal Alan Dolduran Tasarım (OSF) ve Latin Hiperküp Örnekleme (LHS) gibi çeşitli DoE türleri, farklı ihtiyaç ve senaryolara göre seçilir [29]. Bu yöntemler, verimliliği artırmak ve maliyetleri azaltmak için kritik öneme sahiptir. Özellikle mühendislikte, sistemlerin çıktılarını etkileyen faktörlerin belirlenmesi ve bu faktörlerin çıktı üzerindeki etkilerinin anlaşılması için kullanılır [30].

Latin Hiperküp Örnekleme Yöntemi (ing. LHS), çok boyutlu dağılımlardan neredeyse rastgele parametre değerleri örnekleri üretmek için kullanılan bir istatistiksel yöntemdir, özellikle bilgisayar deneyleri ve Monte Carlo entegrasyonunda faydalıdır. Michael McKay tarafından 1979 yılında Los Alamos Ulusal Laboratuvarı'nda geliştirilen LHS, Latin karesi kavramının birden fazla boyuta genişletilmesidir ve her eksen boyunca hizalanmış hiperdüzlemde sadece bir örneğin olmasını sağlar. Yöntemin avantajı, daha fazla boyut için ekstra örnek gerektirmemesi ve rastgele örneklerin sırayla alınabilmesi gibi verimlilik özelliklerinden kaynaklanır [30].

Vekil modeller, yüksek maliyetli bilgisayar simülasyonlarını daha az maliyetli nümerik fonksiyonlarla değiştiren yaklaşımlardır. Bu modeller, sistemin tahmini yanıtlarını hızlı ve etkili bir şekilde hesaplamak için idealdir. Polinom Yanıt Yüzeyi

Yaklaşımları (PRS), Radial Basis Fonksiyonları (RBF), Kriging (KR) ve Gauss Süreci (GP) gibi farklı metamodelleme teknikleri, çeşitli senaryolara uygun çözümler sunar [29].

Özellikle Genetik Yanıt Yüzeyi Birleştirme yöntemi, genetik algoritmalar kullanarak çeşitli metamodelleri birleştiren yenilikçi bir yaklaşımdır. Bu yöntem, farklı modellerin güçlü yönlerini bir araya getirerek daha doğru tahminler sağlar ve karmaşık mühendislik sistemlerinin analizinde etkin bir araç olarak kullanılır [31]. Acar ve Rais-Rohani [32], farklı metamodellerin bir araya getirilerek daha doğru tahminler yapılabilen bir birleştirme oluşturulması önerilmiştir. Birleştirme yaklaşımında, her bir metamodelin ağırlığı, genel modelin doğruluğunu maksimize edecek şekilde belirlenmiştir. Bu süreç, ağırlık faktörlerinin seçimi için bir optimizasyon problemi olarak ele alınır ve çeşitli hata metrikleri (örneğin, hata korelasyonu, tahmin varyansı, GMSE veya RMSE) kullanılarak bu ağırlıklar ayarlanmıştır. Farklı metamodellerin birlikte kullanıldığı çalışmalara örnek olarak Bayram ve Acar [33], doğrusal olmayan itiraz fonksiyonu ile ifade edilen bir kavrama montajının tolerans analizinde yanıt yüzey ve Kriging vekil modellerini bir Monte Carlo simülasyonu çerçevesinde kullanmıştır.

Genetik birleştirme yanıt yüzeyi, farklı vekil modellerin (polinomal regresyon, kriging, destek vektör regresyonu, hareketli en küçük kareler) belirli ağırlık faktörleriyle çarpıldıktan sonra birleştirilmesiyle (ing. Ensemble) elde edilmekte olup matematiksel olarak eşitlik (2.1)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\hat{y}_{ens}(x) = \sum_{i=1}^{N_M} w_i \hat{y}_i(x) \quad (2.1)$$

Eşitlik 2.1'de \hat{y}_{ens} birleştirilmiş (ing. Ensembled) modelin tahminini, \hat{y}_i i numaralı vekil modelin tahminini, N_M kullanılan toplam vekil model sayısını, w_i ise i numaralı vekil modelin ağırlık faktörünü ifade etmektedir.

Eşitlik (2.1)'de kullanılan ağırlıklandırma faktörlerinin eşitlik (2.2)'deki ifadeyi sağlaması gerekmektedir.

$$\sum_{i=1}^{N_M} w_i = 1 \text{ ve } w_i \geq 0, 1 \leq i \leq N_M \quad (2.2)$$

Ağırlık faktörleri, \hat{y}_{ens} değerlerinin RMSE (ing. Root Mean Square Error) hatalarının ve aynı noktalar için çapraz doğrulamadan gelen RMSE'lerin ($PRESS_{RMSE}$) minimizasyonu ile elde edilmektedir. RMSE ve PRESS formülasyonları, eşitlik (2.3)'te verilmektedir.

$$RMSE(\hat{y}_{ens}) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (y(x_j) - \hat{y}_{ens}(x_j))^2}$$

$$PRESS_{RMSE}(\hat{y}_{ens}) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (y(x_j) - \hat{y}_{ens,-j}(x_j))^2} \quad 2.3$$

$$\hat{y}_{ens,-j}(x_j) = \sum_{i=1}^{N_M} w_i \hat{y}_{i,-j}(x_j)$$

Eşitlik (2.3)'te x_j , j numaralı tasarım noktasını, $y(x_j)$ j numaralı tasarım noktasındaki çıktı değerini, $\hat{y}_{i,-j}$ i numaralı yanıt yüzeyin j numaralı tasarım noktası olmadan x_j için tahminini, N ise toplam tasarım noktası sayısını ifade etmektedir.

Genetik yanıt yüzey birleştirme yönteminin tahmin başarımı, öğrenme noktalarında çapraz doğrulama (ing. Cross Validation) tekniğinin uygulanmasıyla hesaplanmaktadır. Çapraz doğrulama yönteminin kullanımı sayesinde, ilave doğrulama noktalarına gerek duymadan yanıt yüzeylerin stabilitesi değerlendirilebilmektedir [29]. Eğer çapraz doğrulama hesaplaması sonucunda düşük başarımlar elde edilirse (R^2 , RRMSE gibi) ilave tasarım noktalarına ihtiyaç duyulmaktadır.

Genetik birleştirme yanıt yüzeyi tekniğinde kullanılan çapraz doğrulama yöntemleri "Leave-One-Out Cross Validation (LOOCV)" ve "K-Katlamalı (KFCV)" şeklindedir.

LOOCV yönteminde deney tasarım noktası kadar alt vekil model oluşturulur. Verilen bir "i" numaralı yanıt yüzeyi için N adet alt vekil model hesaplanır. Her bir alt vekil model ($N - 1$) adet tasarım noktası kullanılarak oluşturulan i numaralı yanıt yüzeyidir. J numaralı tasarım noktası için çapraz doğrulama hatası, bu nokta olmadan oluşturulan alt yanıt yüzeyin bu noktadaki hatasıdır [29].

KFCV yönteminde ise i numaralı yanıt yüzeyin k adet alt vekil modeli oluşturulur. Bu vekil modellerin her biri $N - N/k$ adet tasarım noktasıyla eğitilen i numaralı yanıt

yüzeyine karşılık gelmektedir. J numaralı tasarım noktasının çapraz doğrulama hatası, N/k adet tasarım noktasının içinde J numaralı tasarım noktasını içermeyen alt yanıt yüzeyinin bu noktadaki hatasıdır. KFCV yönteminin etkinliğini artırmak adına, her bir “fold” yapısında kullanılan N/k doğrulama noktası, tasarım noktalarının arasındaki minimum mesafeyi maksimize edilir [29].

Genetik birleştirme yanıt yüzey tekniğinde öncelikli olarak 10-Katlamalı çapraz doğrulama kullanılır. Eğer az sayıda deney tasarım noktası mevcut ise LOOCV yöntemi seçilir.

J numaralı deney tasarım noktası kullanılmadan oluşturulan “İ” numaralı yanıt yüzeyinin çapraz doğrulama hatası $\tilde{e}_{i,-j}(x)$ dikkate alınarak, J numaralı deney tasarım noktası olmadan oluşturulan birleşik (ing. ensemble) vekil modelin çapraz doğrulama hatası eşitlik ($\tilde{e}_{ens,-j}$) eşitlik (2.4)’teki gibi hesaplanmaktadır.

$$\tilde{e}_{ens,-j}(x) = \sum_{i=1}^{N_M} w_i \cdot \tilde{e}_{i,-j}(x) \quad (2.4)$$

Burada N_M kullanılan toplam vekil model sayısını göstermektedir.

Eşitlik (2.4)’te kullanılan w_i ağırlık faktörleri eşitlik (2.5)’teki gibi hesaplanmaktadır.

$$w = \frac{C^{-1}I}{I^T C^{-1}I} \quad (2.5)$$

Eşitlik (2.5)’te kullanılan “I” terimi birim matristir. C matrisi, hesaplanan hataların karelerinin ortalaması olup eşitlik 2.6’daki gibi hesaplanmaktadır.

$$C_{ij} = \frac{1}{N} E_i E_j \quad (2.6)$$

Eşitlik (2.6)’da kullanılan E_i ve E_j terimleri “i” ve “j” numaralı vekil modellerin, eşitlik (2.3)’te hesaplanan RMSE ve PRESS hatalarıyla bir aşırı fit etme (ing. overfitting) penaltı değerinin kombinasyonudur.

2.4.1 Yanıt yüzey başarımleri

Yanıt yüzey başarımlerinin hesaplanması için çeşitli metrikler mevcuttur. Belirlilik katsayısı R^2 , en bilinen başarımleri metriklerinden olup formülasyonu eşitlik (2.7)’de verilmektedir.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2} \quad (2.7)$$

Burada y_i , i numaralı tasarım noktasındaki gerçek çıktı değerini \hat{y}_i i numaralı tasarım noktasında vekil modelin tahminini, \bar{y} ise N adet çıktı değerinin ortalamasını belirtmektedir.

Belirlilik katsayısı, çıktı parametresinin varyasyonunun yüzde kaçının, yanıt yüzeyi regresyon denklemiyle açıklanabileceğini göstermektedir. Genetik yanıt yüzey birleştirme yönteminin başarımının hesaplanmasında, eğitim noktalarında çapraz doğrulama tekniği kullanılmaktadır [29].

Literatürde bulunan bir diğer başarıım metriği olan göreceli kök ortalama kare hatası (ing. RRMSE) matematiksel olarak eşitlik (2.8)'de ifade edilmektedir.

$$RRMSE = 100 \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right)^2} \quad (2.8)$$

İlgili metriklerin değerleri, genetik birleştirme yanıt yüzeyi tekniğinde eğitim noktalarında çapraz doğrulama tekniğinin uygulanmasıyla hesaplanmaktadır [29].

Genetik yanıt yüzey birleştirme yöntemi için, tahmin başarımlarının ölçülmesi eğitim noktalarında çapraz doğrulama tekniğinin uygulanmasıyla yapılmaktadır. Başarıım metriklerinin yüksek değerlere sahip olması, genetik yanıt yüzey birleştirme yöntemi kullanılarak oluşturulan vekil modelin tahmin etme becerisinin yüksek güvenilirliğe sahip olduğunu göstermektedir [29].

2.5 Çok Amaçlı Optimizasyon (MOGA) Algoritması

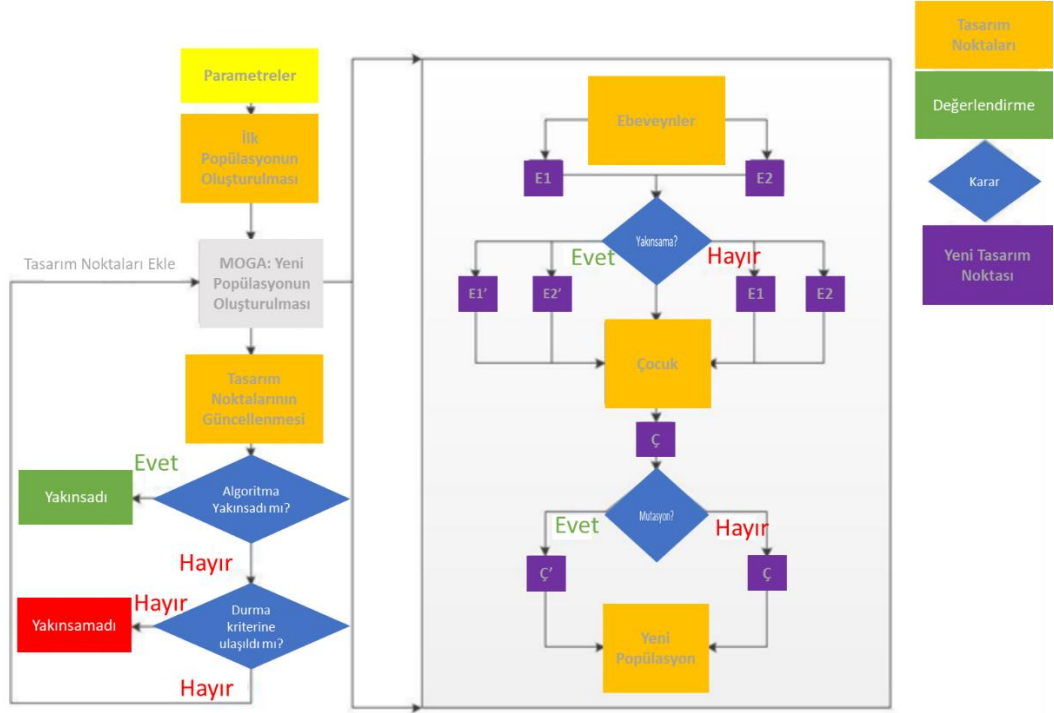
Tez çalışmalarında kullanılan Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA), çeşitli teorik ve pratik yönleri ile karmaşık çoklu hedef optimizasyon problemlerini çözmek için kullanılan bir yöntemdir. MOGA, özellikle birbirleriyle çatışan hedefler ve kısıtlamaların olduğu durumlarda, optimum çözümler sunmak için geliştirilmiştir. Bu algoritma, Pareto optimalliği ve Pareto hakimiyeti kavramlarını temel alır. Pareto hakimiyeti, bir çözümün diğer tüm çözümlerden daha üstün olduğu ve daha iyi bir hedef değeri sağladığı durumları ifade eder. Ancak, bu tip bir "ütopik nokta"nın var olması nadirdir. Bu nedenle, en iyi çözümler, herhangi birini diğerinin yerine seçmekle en az bir hedef veya kısıt açısından kaliteden ödün verildiği, ancak en az bir diğerinde iyileşme sağlandığı bir çözüm grubudur [29].

MOGA, NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II) algoritmasının kontrollü elitizm kavramlarına dayalı bir hibrit varyantıdır ve tüm girdi parametre

türlerini destekler. Pareto sıralama düzeni, geleneksel Pareto sıralama yöntemlerinden bir derece daha hızlı olan hızlı bir hakim olmayan (ing. Non-dominated) sıralama yöntemi ile yapılır. Kısıtlama işlemleri, hedeflerde olduğu gibi aynı hakim olmama ilkesini kullanır; bu nedenle ceza fonksiyonlarına ve Lagrange çarpanlarına ihtiyaç duyulmaz. Bu da, uygulanabilir çözümlerin, uygulanabilir olmayan çözümlerden her zaman daha yüksek sıralanmasını sağlar [29].

Şekil 2.14'te verildiği üzere MOGA işleyişinde, ilk popülasyonun oluşturulması, yeni popülasyonun MOGA tarafından çaprazlama ve mutasyon yoluyla oluşturulması, tasarım noktalarının güncellenmesi, yakınsama doğrulaması ve durdurma kriterlerinin değerlendirilmesi adımları yer alır. MOGA, Maksimum İzin Verilebilir Pareto Yüzdesi veya Yakınsama Kararlılık Yüzdesi kriterlerine ulaşıldığında yakınsar [29].

Yeni bir popülasyon oluşturma sürecinde, MOGA iki ana adım kullanır: Çaprazlama ve mutasyon. Çaprazlama, iki kromozomun (ebeveyn) birleştirilerek yeni bir kromozom (yavru) üretmesini içerir. Mutasyon ise, bir kromozomdaki bir veya daha fazla gen değerinin başlangıç durumundan farklı bir hale getirilmesiyle, gen havuzuna tamamen yeni gen değerleri eklenmesini sağlar. Bu süreç, genetik algoritmanın yerel optimumlarda takılıp kalmamasına yardımcı olur ve evrim sürecinde, kullanıcı tanımlı bir mutasyon olasılığına göre gerçekleşir [29].



Şekil 2.14: MOGA algoritmasının çalışma mantığı [29].

MOGA yönteminde Pareto üstünlüğü kavramı özellikle bazı veya tüm amaçların ve kısıtların birbirleriyle çatıştığı durumlarda önemlidir. Böyle bir durumda, tüm amaçlar ve kısıtlar için “en iyi” değeri veren tek bir nokta bulunmamaktadır. Bunun yerine, en iyi çözümler, genellikle Pareto veya hakim olmayan küme olarak adlandırılır. Bu durum birbirinin yerine seçilen herhangi bir çözümün en az bir amaç veya kısıt için kaliteden ödün verilmesi, ancak en az bir diğerinin iyileştirilmesi anlamına gelmektedir [29].

Pareto optimalliği, k adet amaç fonksiyonu olan bir optimizasyon probleminin tüm f_1, f_2, \dots, f_k amaç fonksiyonlarını sağlayan ve amaç fonksiyonlarından herhangi biri kötüleşmeden diğerlerinin iyileştirilmesinin mümkün olmadığı durumdaki çözümü tanımlamak için kullanılmaktadır. Matematiksel olarak ise, X eşitlik (2.9)’da verilen optimum çözüm kümesi olsun.

$$X := \{x \in R^n: g(x) \geq 0, h(x) = 0, x_l \leq x \leq x_u\} \quad (2.9)$$

Eşitlik (2.9)’da tanımlanan kümede, x_a çözümünün ve x_b çözümüne karşı “Pareto üstün” olması için eşitlik (2.9) ve eşitlik (2.10)’un sağlanması gerekmektedir.

$$\forall i \in \{1, 2, \dots, k\}, \quad f_i(x_a) \leq f_i(x_b) \quad (2.10)$$

$$\exists j \in \{1, 2, \dots, k\}, f_j(x_a) < f_j(x_b) \quad (2.11)$$

Eşitlik (2.10)'da x_a çözümünün, amaç fonksiyonları için x_b çözümüne kıyasla ya aynı ya da daha iyi değerler vermesi ve eşitlik (2.11)'de de en az bir amaç fonksiyonu için x_a 'nın x_b 'ye kıyasla daha iyi değerler vermesi koşulları tanımlanmaktadır.

Bu durumda bir $x_a \in X$ çözümü, X çözüm kümesinde kendisine üstün gelebilen başka hiçbir çözümün olmaması durumunda Pareto optimal olarak adlandırılmaktadır.

Pareto optimalliği, genellikle birden fazla çözüm bulmakta olup çözümlerin komşuluğuna bağlı olarak global veya lokal olarak ifade edilmektedir. Ancak MOGA yöntemiyle elde edilen çözümler, global Pareto optimalliği sağlamaktadır [29].

MOGA yönteminin iki farklı yakınsama kriteri mevcuttur. Birincisi maksimum izin verilen pareto yüzdesi olarak tanımlanmaktadır ve iterasyon başına örnek sayısına göre belirlenen Pareto noktalarının bir yüzdesini temsil eden bir oran aramaktadır. Bu yüzdeye ulaşıldığında, optimizasyon yakınsamıştır. Diğer bir yakınsama kriteri ise “Yakınsama Kararlılık Yüzdesi” olarak tanımlanmaktadır. Bu kriter, çıktı parametrelerinin ortalama ve standart sapmasına dayalı olarak popülasyon kararlılığını aramaktadır. Bir popülasyon, önceki popülasyona göre kararlı olduğunda optimizasyon çalışması yakınsamıştır. Bu kriterde birinci popülasyon, MOGA algoritması tarafından üretilmediği için, dikkate alınmamaktadır ve çıktı aralığı için bir referans olarak kullanılamamaktadır. İkinci popülasyon ise MOGA tarafından üretilmiş olup aralık referansını belirlemek için kullanılır. Bu popülasyon için minimum, maksimum, aralık, ortalama ve standart sapma hesaplanır. Üçüncü nüfustan 11.nüfusa kadar ise, çıktı değerlerinin minimum ve maksimumları, değerleri 0 ile 100 aralığında ölçeklendirmek için kullanılmaktadır. Ortalama değişimleri ve standart sapma değişimleri kontrol edilerek her ikisi de, “yakınsama kararlılık yüzdesi” için belirlenen değerden küçükse MOGA algoritması yakınsamıştır. Bu durum, eşitlik (2.12)'de matematiksel olarak ifade edilmektedir.

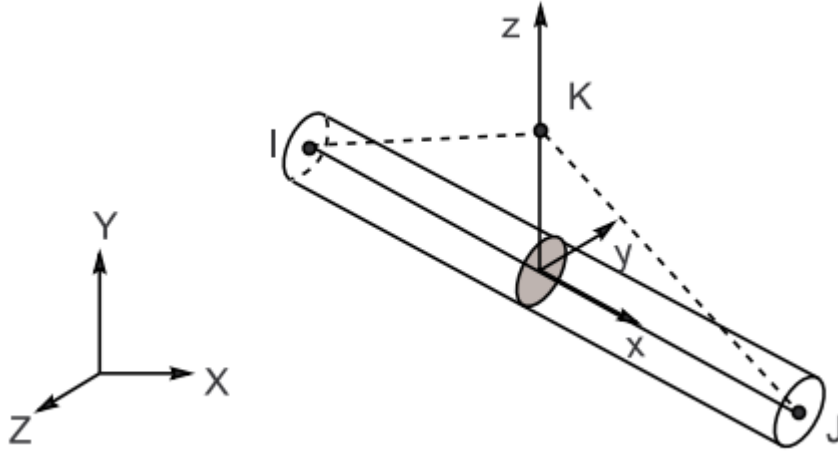
$$\frac{|Ortalama_i - Ortalama_{i-1}|}{Max - Min} < \frac{S}{100} \quad (2.12)$$

$$\frac{|St.Sapma_i - St.Sapma_{i-1}|}{Max - Min} < \frac{S}{100}$$

Eşitlik 2.12’de S kararlılık yüzdesini, $Ortalama_i$ i numaralı popülasyonun ortalamasını, $St.sapma_i$ i numaralı popülasyonun standart sapmasını, Max MOGA’nın üretilen ilk popülasyonundaki en büyük çıktı değerini, Min MOGA’nın üretilen ilk popülasyonundaki en küçük çıktı değerini belirtmektedir.

2.6 Sonlu Elemanlar Analizlerinde Kullanılan Eleman Türleri

Sonlu elemanlar analizlerinde 1B, 2B, ve 3B elemanlar kullanılabilir. Kiriş elemanlar (ing. beam) bir boyutlu elemanlar olup modellenecek komponentin bir boyutunun diğer iki boyutuna göre daha büyük olduğu ince yapıların modellenmesi gereken durumlarda tercih edilmektedir. Kiriş elemanlarına bir örnek olarak Ansys yazılımının sunmuş olduğu Beam188 elemanı verilebilir. Üç boyutlu modellemelerde de kullanılabilen bu eleman iki adet düğüm noktasına sahip olup her bir düğüm noktasında (ing. node) üç adet öteleme ve üç adet dönme olmak üzere toplam altı serbestlik derecesine sahiptir. Bu eleman kesme-deformasyon etkilerinin de hesaba katılmasına izin veren Timoshenko kiriş teorisi tabanlıdır [34]. Şekil 2.15’te Ansys yazılımında kullanılan Beam188 kiriş elemanı geometrisi verilmektedir. “I” ve “J” harfleriyle düğüm noktaları temsil edilmektedir. “K” ile ifade edilen düğüm noktası ise kiriş elemanın 3 boyutlu uzaydaki oryantasyonunun tanımlanması için kullanılmaktadır. Beam188 elemanı, “K” düğüm noktası tanımlanmadan da modellenebilmekte olup bu durumda eleman oryantasyonu “I” ve “J” düğüm noktaları arasında tanımlanmaktadır.

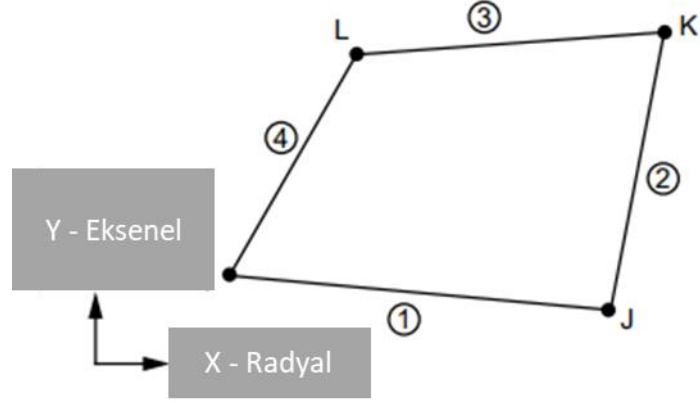


Şekil 2.15: Ansys Beam188 kiriş elemanı geometrisi [34].

Kiriş elemanları, eğilme ve çekme yönündeki yükleri göz önünde bulundurabildiği için civataların modellenmesinde de kullanılabilir [35].

Uçak motorlarında bulunan rotorlar, her ne kadar delik vb. yapılara sahip olsalar da genel olarak aksel simetrik kesit yapısına sahiptirler. Bu yapıların sonlu elemanlar analizlerinde modellenmesi için aksel simetrik formülasyona sahip elemanlar tercih edilebilir [11].

Plane182 elemanı aksel simetrik formülasyona sahiptir [34]. Bu elemanlar Şekil 2.16'da verildiği üzere dört adet düğüm noktasına sahip olup her bir düğüm noktasında iki serbestlik derecesi vardır. Plane 182 elemanının aksel simetrik yapıların modellenmesinde kullanımıyla X, Y, ve çevresel (ing. hoop) yönlerdeki gerilmeler ve XY düzlemindeki kayma gerilmeleri hesaplanabilir. Plane182 elemanı aksel simetrik olarak tanımlanan yüklerin (dönüş hızı, sıcaklık vb.) hesaba katılmasını sağlamakta olup çözüm ağının yeterli doğruluğa (ing. accuracy) sahip olduğu durumlarda ikinci mertbe eleman olan Plane183 elemanlar yerine tercih edilebilir. Bu durum özellikle aksel simetrik komponentlerin delik vb. özellikler bulundurmadığı bölgeleri için geçerlidir. Durumun sağlanmasına yapabilmek adına çözüm ağı yakınsama çalışmaları yapılabilir [36].

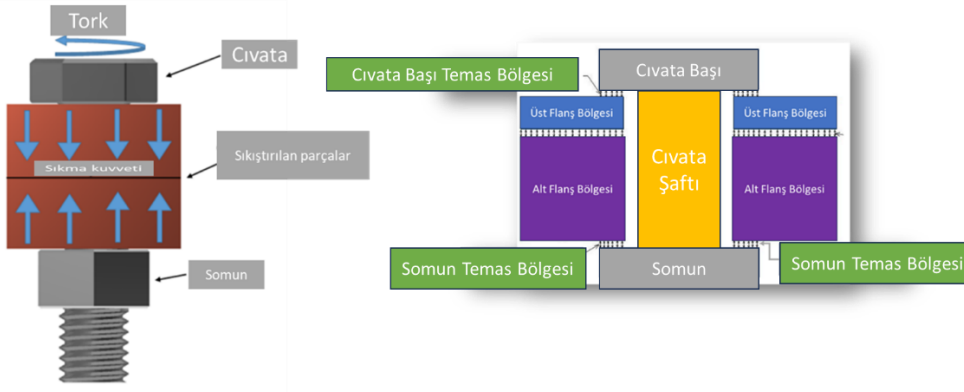


Şekil 2.16: Plane182 eleman geometrisi [34].

2.7 Sonlu Elemanlar Analizlerinde Temas Bağlantılarının Modellenmesi

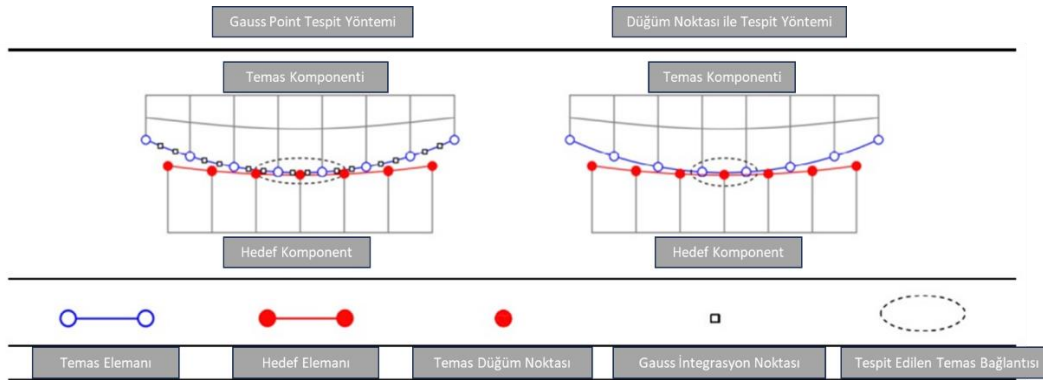
Sonlu elemanlar analizlerinde temas bağlantılarının modellenmesinde, temas halindeki komponentlerin serbestlik derecelerinin birbirlerine kısıt denklemleriyle bağlanması veya ilgili komponentlerin temas eden yüzeyleri arasındaki sürtünmeyi dikkate alan çeşitli temas formülasyonları tercih edilebilmektedir. Kısıt denklemlerinin kullanımı yerine temas formülasyonlarının kullanılması durumunda temas halinde olan parçalar arasındaki sürtünme etkilerinin hesaba katılabilmesi için sürtünmeli temas tipleri tercih edilir. Cıvatalı flanş bağlantılarında, birbirlerine temas eden yüzeyler arasındaki sürtünme davranışı da hesaba katılması gerektiğinden sürtünme davranışını göz önünde bulunduran temas modellemesi uygulanmaktadır [35].

Şekil 2.17’de bir flanş bölgesi için temas bölgeleri tanımlanmıştır. Cıvatalar, uygulanan ön yükleme kuvvetlerini baş ve somun bölgeleri üzerinden temas eden komponentlere aktarırlar. Böylelikle flanş komponentlerinin birbirine temas etmesini ve relatif kaymaya uğramadan birlikte hareket etmelerini sağlamaktadırlar.



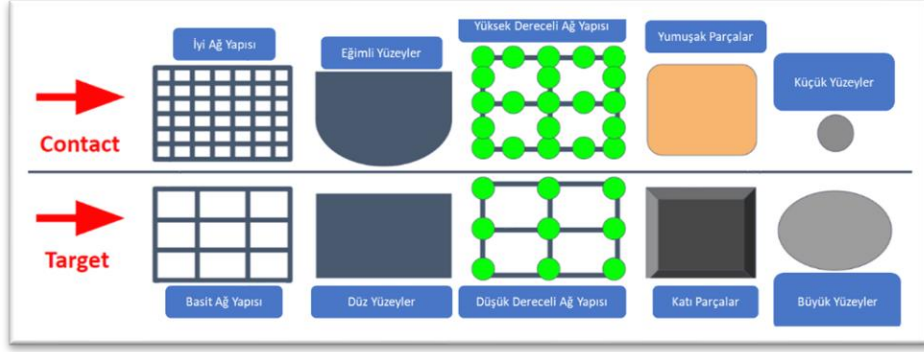
Şekil 2.17: Cıvatalı flanş bağlantısı temsili gösterimi.

Sonlu elemanlar analizlerinde birbirleriyle temas halinde olan komponentlerin temas eden yüzeylerinin belirlenmesi, temas formülasyonu için önemlidir. Ansys yazılımında bu amaçla sunulan yöntemler bulunmaktadır. Şekil 2.18’de verildiği üzere “Gauss Point Detection” yöntemi ile temas halindeki yüzeylerde Gauss integrasyonu yöntemiyle tespit edilen ilave noktaların da katılmasıyla doğruluğu daha yüksek temas bağlantıları tanımlanabilmektedir. Bir diğer yöntem “Nodal Detection” olarak sunulmaktadır. Ancak bu yöntem sadece var olan düğüm noktaları arası temas bağlantıları tanımladığı için “Gauss Point Detection” yöntemine göre daha düşük bir doğruluğa sahiptir [37, 38].



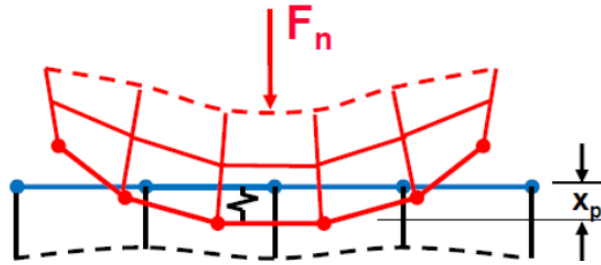
Şekil 2.18: Temas bağlantısı tespit yöntemleri [38].

Temas bağlantılarının kurulmasında temas halindeki komponentlerin hangisinin “Contact” hangisinin “Target” olarak seçileceği komponentlerin geometrik ve mekanik özelliklerine bağlıdır. “Contact” ve “Target” bölgelerinin seçimini kullanıcının yapabilmesi için temas bağlantısının ilgili konfigürasyonu “Asymmetric” olarak seçilmelidir. Şekil 2.19’da gerekli bu özelliklerin etkileri açıklanmaktadır [38, 39].



Şekil 2.19: "Contact" ve "Target" yüzelerinin seçim yöntemi [37, 38].

Temas bağlantılarının formülasyonunda Ansys yazılımı farklı yöntemler sunmaktadır. Yöntemler, temas eden yüzeyler arasında herhangi bir penetrasyon olması durumuna göz önünde bulundurmaktadır. Penetrasyonun modellenenbilmesi için penaltı tabanlı formülasyonlar gerekmektedir. Şekil 2.20’de görsel olarak açıklanan bu formülasyon, Ansys yazılımında bu formülasyon “Pure Penalty” ismiyle sunulmaktadır [38]. Bu formülasyon "Contact" ve "Target" yüzeyler arasındaki penetrasyonu hesaplayabilmek için yapay bir katılık (ing. stiffness) uygulamaktadır. Penetrasyon arttıkça katılık değeri artacak ve temas eden yüzeyler arasında bir temas kuvveti (ing. Contact force) oluşacaktır. Oluşan bu kuvvet penaltı tabanlı formülasyonların temel mantığından gelmektedir. Yüksek katılık oluşması durumlarında penetrasyon azalmakla birlikte temas bağlantıları kaynaklı analizlerde yakınsama problemleri yaşanabilmektedir. Katılığın düşük tutulması bu problemin önüne geçecektir ancak gerçek durumun yansıtılmasını engellemiş olacaktır. Bu katılık değeri Ansys arayüzünde “Contact Stiffness Factor” ile kontrol edilebilmektedir ancak sürtünmeli temas tanımlamalarında bu değer varsayılan olarak “1” alınmaktadır [38].



Şekil 2.20: Pure Penalty formülasyonu şematik gösterimi [38].

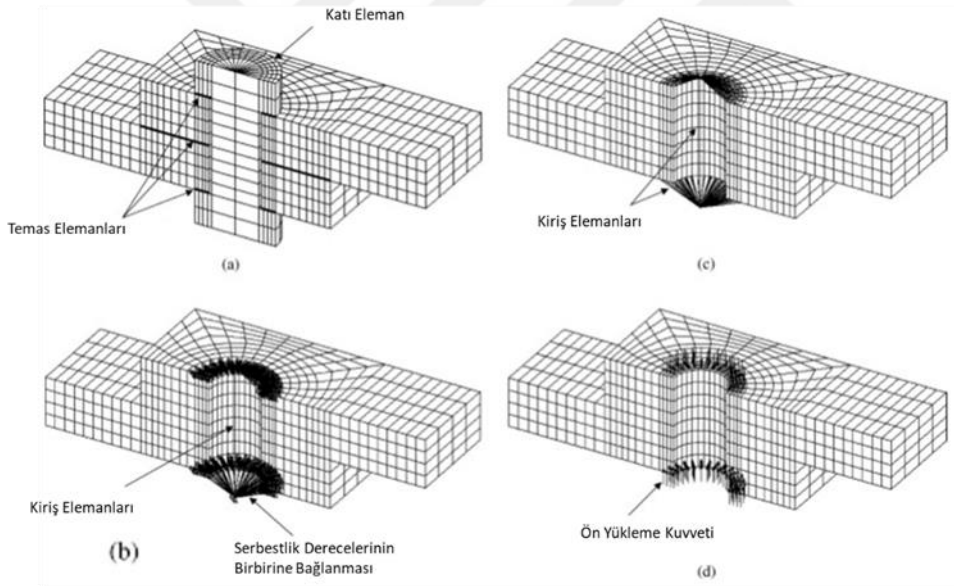
Penaltı tabanlı temas formülasyonlarında temas kuvveti aşağıdaki eşitlikle ifade edilmektedir.

$$F_n = k_n x_p \quad (2.13)$$

Eşitlik (2.13)'te sonsuz katılık kullanılması durumunda penetrasyon sıfır olacaktır. Bu durumun düzeltilmesi adına Ansys'in Augmented Lagrange formülasyonu ilave bir terim kullanarak yakınsama (ing. convergence) probleminin önüne geçilmektedir [39, 41].

2.8 Cıvatalı Bağlantıların Sonlu Elemanlar Modellemesi

Yapısal analizlerde cıvatalı bağlantıların sonlu elemanlar modellemesi için farklı yaklaşımlar mevcuttur. Şekil 2.21'de cıvata parçalarının modellenmesinin dört farklı yolu gösterilmektedir. [39]. Cıvata parçalarının kiriş elemanlarla modellenmesi flanş yüzeyleri arasında kuvvet aktarımının sağlanması için yeterli bir teknik olmasına karşın, cıvata üzerindeki gerilmelerin daha yüksek doğrulukla (ing. accuracy) hesaplanabilmesi için katı elemanlar tercih edilebilir.

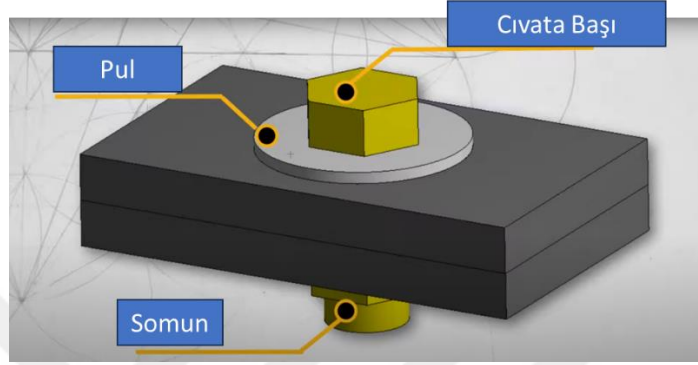


Şekil 2.21: Cıvatalı flanş bağlantıları için farklı modelleme teknikleri [39].

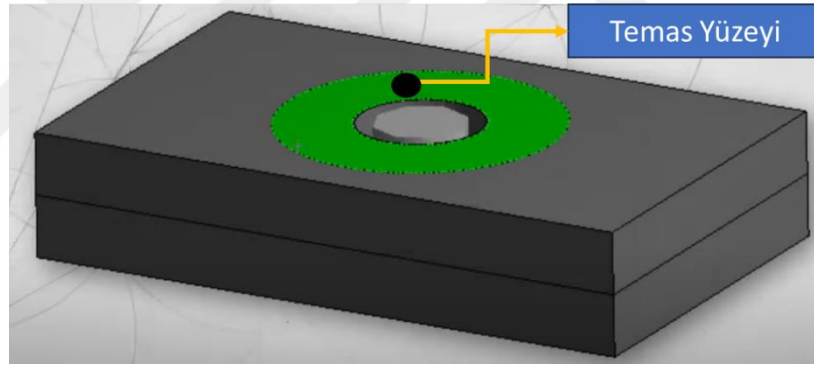
Cıvata parçasının katı elemanlarla modellenmesi en gerçekçi yaklaşımdır. Çekme ve eğilme yönündeki yüklemelerin yanında ısıl yüklemeler de hesaba katılmaktadır. Cıvatanın her noktasında gerilme ve gerinim değerleri hesaplanabilir. Ancak sonlu elemanlar çözüm ağının yüksek doğrulukla oluşturulması zaman alıcıdır ve uzun bu çözüm ağı da uzun çözüm sürelerine sebep olmaktadır [39,41].

Cıvataların kiriş elemanları ile modellenmesi sayesinde, baş ve somun bölgelerinin modellenmesine gerek olmamaktadır. Ancak kiriş elemanlarının kullanımında, baş ve

somun parçaları flanş yüzeleriyle temas ediyor olduğu modellenmeye dahil edilmelidir. Bu temas flanş yüzeleriyle temas halinde olan baş ve somun parçalarının, cıvata shaft bölgesini temsil edecek kiriş elemana kinematik denklemler kullanımıyla bağlanması yoluyla modellenmektedir [35]. Şekil 2.22’de cıvata parçasının flanş yüzelerine monte edildiği durum gösterilmektedir. Şekil 2.23’te ise cıvata pulunun flanş yüzeleri üzerinde temas ettiği yüzey alanı vurgulanmıştır.

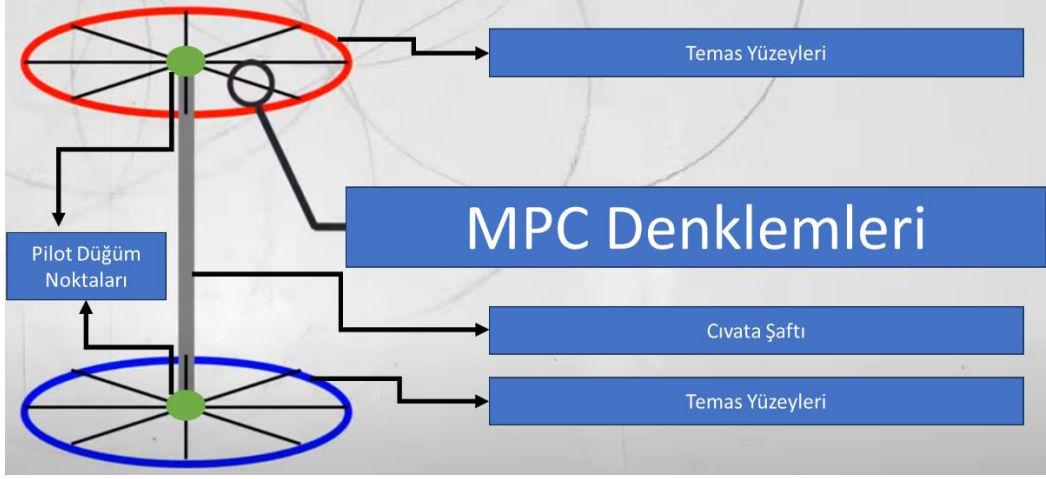


Şekil 2.22: Cıvata ve flanş montajı.



Şekil 2.23: Cıvata pulu flanş temas yüzeyi.

Cıvata baş ve somun parçalarının flanşa temas ettiği yüzeyler arasında kiriş elemanların oluşturulabilmesi için öncelikle temas yüzeylerinde bulunan düğüm noktaları cıvata shaftının geçtiği merkeze taşınmaktadır. Bu işlem her iki temas yüzeyinin merkezine konumlandırılan pilot düğüm noktalarıyla gerçekleştirilir. Pilot düğüm noktaları ve bağlandıkları yüzeylerdeki düğüm noktaları birbirlerine, MPC (ing. Multi Point Constraint) adı verilen kinematik kısıt denklemleriyle bağlanmaktadır. Kısıt denklemleri, temas yüzeylerinin deforme olmasına izin vermeyen veya izin veren şekilde oluşturulabilir. Kurulan bağlantı temsili olarak şekil 2.24 ile gösterilmektedir.



Şekil 2.24: MPC Denklemleri.

MPC denklemleri eşitlik 2.14 ile ifade edilmektedir.

$$F(A, B, C) = 0 \quad (2.14)$$

Eşitlik (2.14)'te üç bilinmeyenden oluşan bir denklem sistemi verilmektedir. Üç bilinmeyen olmasının sebebi, katı veya aksenal simetrik elemanların üç adet serbestlik derecesine (SD) sahip olmasıdır. Bu sistemin çözülebilmesi için sağlanması gereken kısıt denklemi ise eşitlik 2.15'te verilmektedir.

$$A = B + C \quad (2.15)$$

Böylelikle eşitlik (2.15)'i yeniden yazarsak denklem sadece "B" ve "C" bilinmeyenleriyle eşitlik 2.16'da olduğu gibi ifade edilebilmektedir.

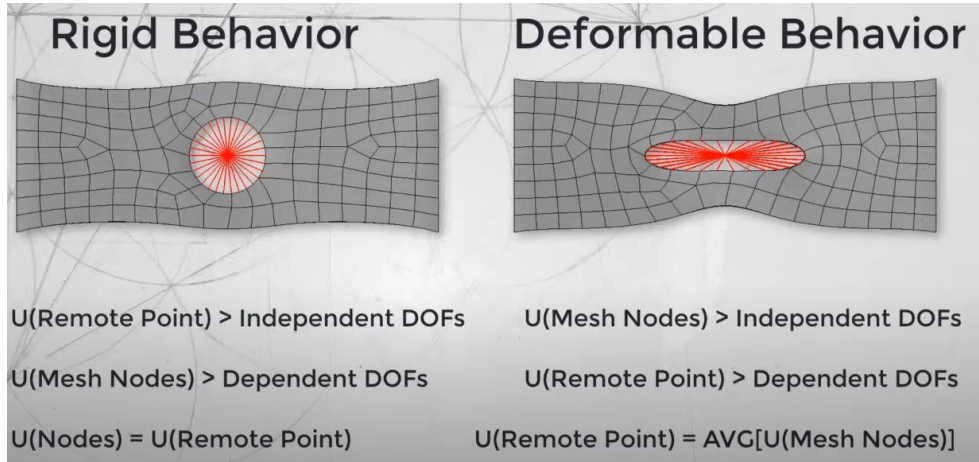
$$F(B + C, B, C) = 0 \quad (2.15)$$

Eşitlik 2.15'te bulunan bağımsız değişkenler B ve C olmak üzere, denklemin B ve C için çözümü ile bağımlı değişken A bulunabilmektedir. Eşitlik 2.14, 2.15, ve 2.16 birlikte MPC kısıt denklemlerinin çalışma mantığını ifade etmektedir. Şekil 2.25'te MPC denklemlerinin sonlu elemanlar çözümündeki kullanımını gösterilmektedir [35].



Şekil 2.25: MPC denklemlerinin sonlu elemanlar analizlerinde kullanımı [35].

Temas yüzeylerinin deforme olabilmesine izin verilmemesi MPC kısıt denklemlerinde bağımsız değişkenin pilot düğüm noktası olarak seçilmesini gerektirmektedir. Öyle ki, temas yüzeylerindeki düğüm noktalarının birbirine göre hareket etmesi kısıtlanacak olup, bu durumda bağımlı SD'ler temas yüzeylerindeki düğüm noktalarındadır. Bu düğüm noktalarının hareketi pilot düğüm noktasına bağlanmıştır. Deformasyona izin verilmesi durumunda ise bağımlı değişken pilot düğüm noktası olmaktadır. Pilot düğüm noktasının deformasyonu, temas yüzeylerindeki düğüm noktalarının deformasyonlarına bağlı hale gelmektedir. Bu durum şekil 2.26'da gösterilmektedir.

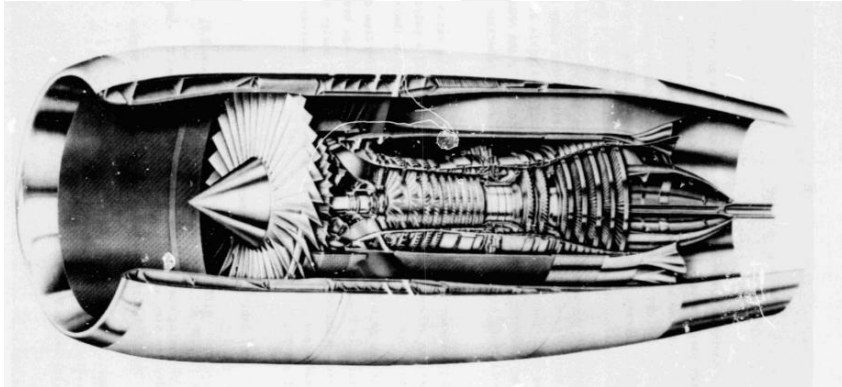


Şekil 2.26: Rijit ve deforme edilebilen kısıt denklemlerinin görselleştirilmesi [35].

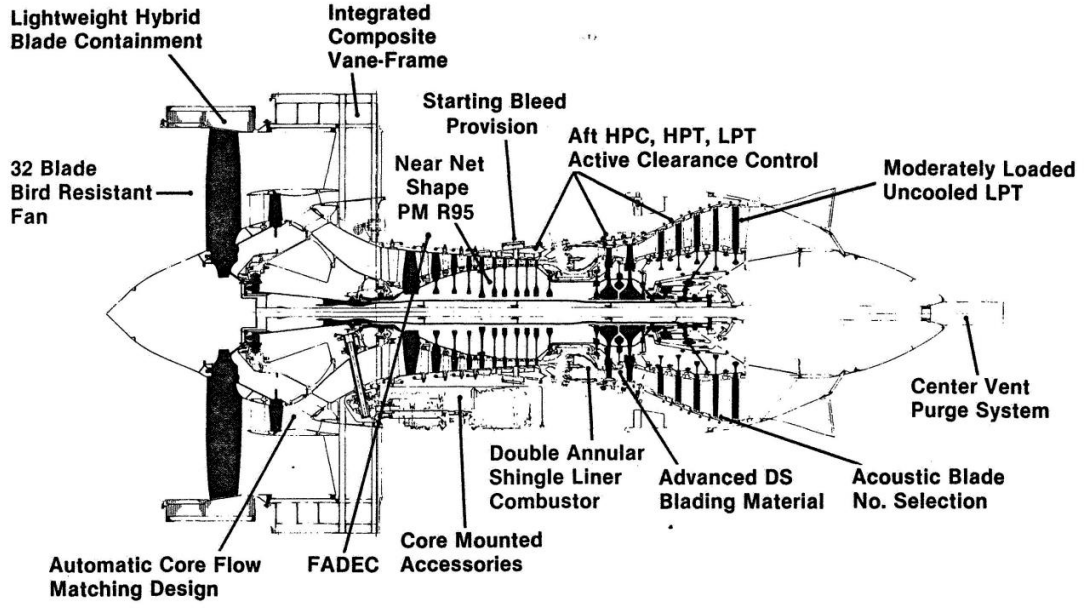
2.9 E3 (Energy Efficient Engine) Programı

E3 motoru, NASA Uçak Motoru Verimlilik Programının bir parçasıdır. Bu program, ticari hava taşımacılığında verimi artırmayı amaçlamaktadır. Bu amaca ulaşmak için 1980'lerin sonunda geliştirilen motor Hava İtme Sistemi (ing. Flight Propulsion system, FPS) olarak adlandırılmaktadır. E3 programı her bir komponent için rig testini, çekirdek motor testini, ve turbofan yer testlerini içermektedir [42].

FPS Nasa ve General Electric (GE) kurumlarının ortak çalışmalarıyla geliştirilmiştir. Benzer çalışma Nasa ve Pratt & Whitney kurumları tarafından da yürütülmüştür. GE ile geliştirilen motorun Şekil 2.27'de verildiği üzere 10 kademeden oluşan 23:1 basınç oranlı kompressörü, ve Şekil 2.28'de olduğu gibi toplam beş adet rulmana sahip iki adet çatı yapısı, ön yatak bölgesinde esneklik sağlayan yay yapısı ve viskoz sönüm tasarımı ve sürekli olarak kanatçıklar ile stator yapıları arasındaki açıklığı kontrol eden açıklık kontrol sistemi (ing. Active Clearance Control System, ACC) bulunmaktadır [42].



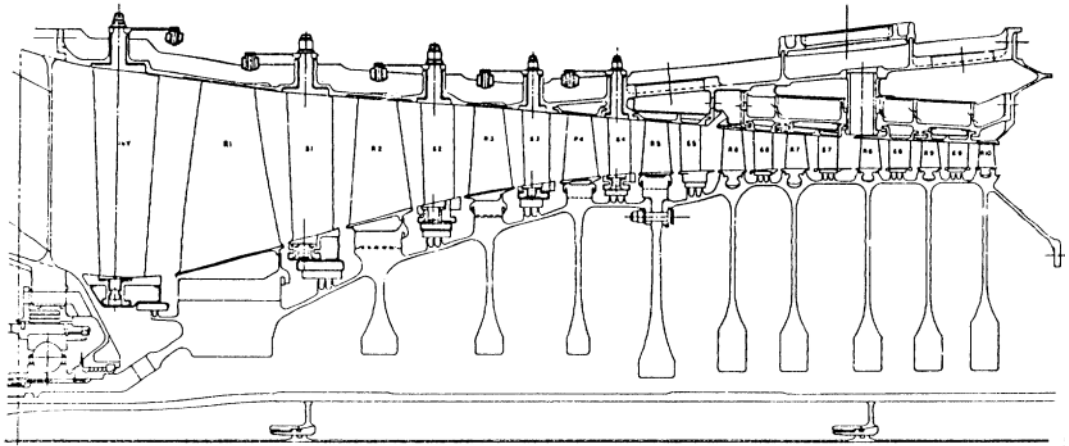
Şekil 2.27: Nasa ve GE tarafından geliştirilen E3 FPS Turbofan Motoru [42].



Şekil 2.28: E3 FPS Motoru Konfigürasyonu [42].

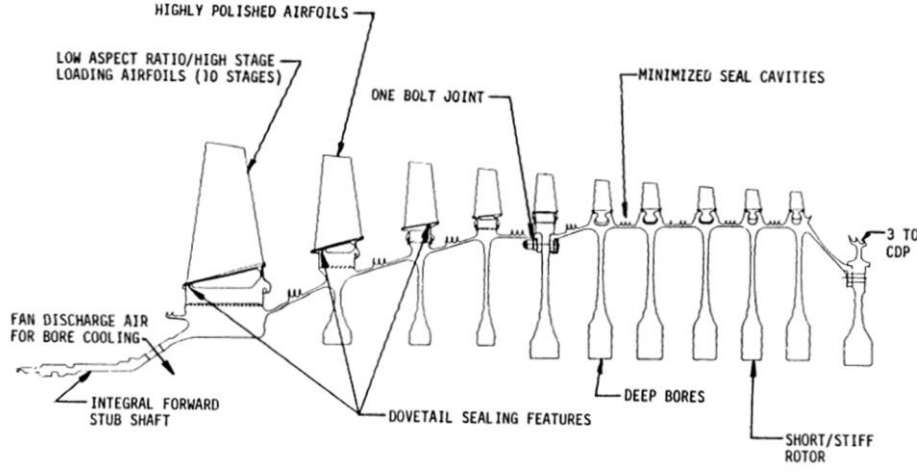
2.9.1 E3 fps yüksek basınçlı kompresör modülü

E3 FPS motoru 10 kademedan oluşan yüksek basınçlı kompresör modülüne sahiptir. Şekil 2.29’da verilen E3 FPS Kompresör modülünün ilk 4 kademesi düşük sıcaklıkta çalıştığı için Titanyum alaşımı Ti-17 kullanılmıştır. Bu malzeme LCF ömrü olarak Ti6-4 ve Ti 6-2-4-2 malzemelerinden daha üstündür. Şekil 2.30’da gösterildiği üzere flanş bağlantısı ile montajlanan kalan 6 kompresör kademesi için ise disk malzemesi olarak Toz Metalurjisi (TM) ile geliştirilen Rene95 seçilmiştir. Bu malzeme özellikle sıcak kompresör kademelerinde sürünme ve LCF ömrü bakımından Titanyum alaşımlarına göre üstündür [43].



Şekil 2.29: E3 FPS Yüksek basınçlı kompresör modülü [43].

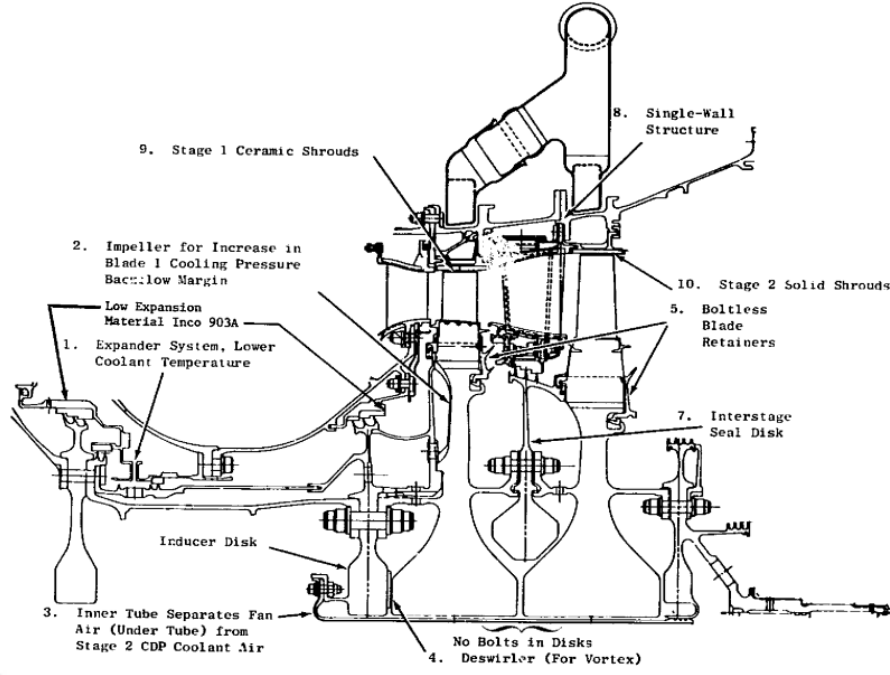
Yüksek basınçlı kompresör modülü, herhangi bir parça değişimi olmadan 18000 saat çalışma ömrü isterine göre tasarlanmış olup bakım ve onarım çalışmalarıyla 36000 saat çalışma ömrüne sahiptir.



Şekil 2.30: E3 FPS Yüksek basınçlı kompresör tasarım özellikleri [43].

2.9.2 E3 fps yüksek basınçlı türbin modülü

E3 Yüksek Basınlı Türbin (ing. High Pressure Turbine, HPT) modülü, uzun hizmet ömrü ile yüksek verimliliği birlikte sağlayacak şekilde tasarlanmıştır [11]. Şekil 2.31’de verilen HPT modülü sıcak bölgede çalıştığı için kanatçık malzemesi olarak tek yönde katılaştırılmış alaşımlar (ing. Directionally Solidified, DS), soğutma sistemi, ACC sistemi, termal genişmesi düşük ve dayanımı yüksek alaşımlar kullanılmıştır. Şekil 2.31’de gösterildiği üzere HPT modülündeki diskler üzerinde herhangi bir cıvata kullanılmamış olup flanş bağlantıları, diskler için olan kollarda kurulmuştur.



Şekil 2.31: E3 FPS HPT Modülü mekanik özellikleri [11].

E3 HPT mekanik tasarımında türbin disklerinin üzerinde herhangi bir delik bulunmamaktadır. Bu durum yüksek gerilmelerin oluşmasını engellemekte ve disklerin LCF ömürlerine katkı sağlamaktadır. “Inducer Disk” yapısı türbin kanatçıklarının soğutulması için kurulan hava akış sistemi içerisinde çalışmaktadır. “Interstage Disk” sıcak gazların birinci ve ikinci kademe türbin kanatçıkları arasında yeniden dolaşımını (ing. recirculation) engellemektedir [11].

HPT modülündeki dönen kanatçıklar için ömür isteri herhangi bir bakım/onarım olmaksızın 9000 uçuş saatidir. 18000 uçuş saatine kadar da bakım ve onarım ile çalışabilmektedirler. Modülde bulunan disk ve shaft komponentleri için ise herhangi bir bakım/onarım olmaksızın hizmet ömrü 18000 uçuş saatidir. Bakım/onarım ile bu süre 36000 uçuş saatine kadar çıkarılabilmektedir [11].

HPT modülündeki rotor komponentleri için malzeme seçimleri, komponentlerin maruz kaldıkları sıcaklık ve gerilme düzeylerine göre belirlenmiştir. En yüksek sıcaklığa maruz kalan parçalar türbin rotorlarındaki dönen kanatçıklar olup Rene150 (DS) malzeme kullanılmıştır. Rotor diskleri için ise sıcak isostatik presleme tekniğiyle geliştirilen Rene 95 malzemesi tercih edilmiştir. Bu malzemenin mekanik özellikleri ve sıcaklığa bağlı değişimleri hakkında literatürde sınırlı bilgi mevcuttur. “Inducer Disk” ve “Interstage Seal Disk” komponentleri için ise ABD Hava Kuvvetlerine Bağlı malzeme geliştirme laboratuvarlarında geliştirilen AF115 malzemesi kullanılmıştır.

Şekil 2.32’de verildiği üzere HPT modülünde yer alan komponentlerin malzeme seçimleri sürünme, termal genişleme, ve LCF ömür özellikleri dikkate alınarak yapılmıştır. Seçilen tüm malzemeler nikel esaslı süper alaşımlardır.

Part	Material	Form	Reason for Selection
Stage 1 Vanes	MA754	E	Creep, Burnout Margin, LCF
Stage 1 Bands	MAR-M-509	C	Rupture, Cost; Y.S.
Stage 1 and 2 Blades	René 150	C, DS	Rupture, LCF
Stage 1 and 2 Disks	René 95	PM	Tensile (Burst)
Stage 1 Shrouds	Ceramic (Zirconia/Yttria)	---	High Temp >1370° C (2500° F) Capability, Erosion
Stage 2 Shrouds	René 77 (Solid)	C	Cost
Stage 2 Nozzle and Shroud Support	Inco 718	F	Med Temp Strength, Tensile Strength
Outer Casing	Inco 718	F	Med Temp Strength, Tensile Strength
Stage 1 Retainer/Seal (Fwd. and Aft)	AF115	PM	704-760° C (1300-1400° F) Creep, LCF
Interstage Seal Disk and Space/Retainer	AF115	PM	704-760° C (1300-1400° F) Creep, LCF
Stage 1 Inner Nozzle Support	René 41	F	Rupture Vs. Inco 718, Temp.
Stage 2 Vane	René 150	C	LCF, Rupture
Stage 2 Vane Band	René 80	C	Rupture and Castability
Stage 2 Innerstage Seal	Hast X	F, HC	Temperature
Impeller	AF115	PM	Temp, LCF, Rupture
Inner Shield	Inco 718	F	538-649° C (1000-1200° F) Tensile
Stage 2 Aft Retainer	AF115	PM	Creep, Rupture Strength
Forward Shaft	Inco 718	F	538-649° C (1000-1200° F) Tensile, LCF
Fwd. Outer Liner	René 95	F	LCF, Rupture
Inducer/Seal Disk	AF115	F, S	Rupture, LCF, Temp.
Aft Shaft/Disk	Inco 718	F	538-649° C (1000-1200° F) Tensile, LCF
Inducer/CDP Seal	Inco 903A/René 41	F/S HC	Low Coeff. of Expansion for Clearance Matching
Stage 1 Inner Seal	René 41/Inconel 903A	F/ H/C	Temp, LCF, Coeff. of Expansion

Şekil 2.32: E3 HPT Modülü malzeme seçim raporu [11].

E3 HPT modülü yapısal bütünlük çalışmaları için GE firmasının geliştirmiş olduğu açık erişimi mümkün olmayan çeşitli yazılımlar kullanılmıştır. Prosedür olarak öncelikle Class-Mass isimli yazılım ile aksel simetrik bölgelerdeki gerilmeler ve deplasmanlar hesaplanmaktadır. Bu yazılım ile elde edilen deplasmanlar “FINITE” isimli çözücüye başlangıç koşulu olarak beslenip aksel simetrik olmayan bölgelerdeki gerçek gerilme değerlerinin hesabı yapılmaktadır [11].

HPT rotor modülündeki komponentlerin ömür hesabının yapılabilmesi için komponentler üzerinde oluşan sıcaklık ve gerilme dağılımlarının bilinmesi gerekmektedir.

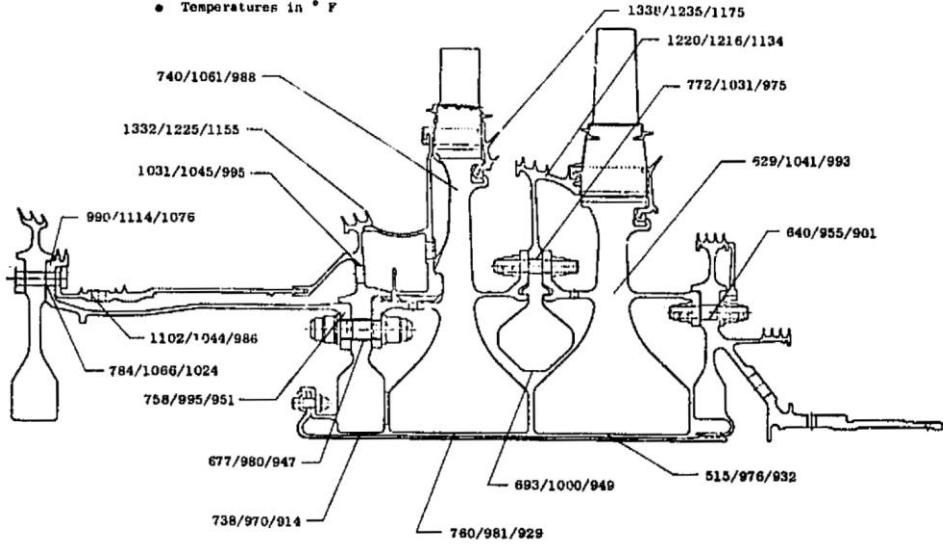
Hesaplamaların yapılabilmesi için ise motorun, çalıştığı görev profili kullanılmalıdır. Görev profilinin icrası boyunca komponentler çeşitli dönüş hızlarına, basınçlara, ve sıcaklıklara maruz kalacaktır. Rotor modülü için görev profili boşa çalışma (ing. idle) ile başlayarak kalkış (takeoff), maksimum tırmanma (ing. max climb), ve maksimum seyir (ing. max cruise) aşamalarından oluşmaktadır. Bu aşamalar zamana bağlı olarak Şekil 2.33'te verilmektedir [11].

Table XVIII. Flight Times for Rotor Analysis.

Analysis At The Following Flight Condition	Time, sec
Ground Idle	500 (From Zero Speed)
Transient Takeoff (From Ground Idle)	10, 30, 40, 60, 125 Into Takeoff
End of Max Cruise	875 From Ground Idle
Max Cruise	1500
Max Cruise	1700
Max Cruise	2750
Flight Idle	3450
Thrust Reverse	4460

Şekil 2.33: Rotor analizi için uçuş süreleri [11].

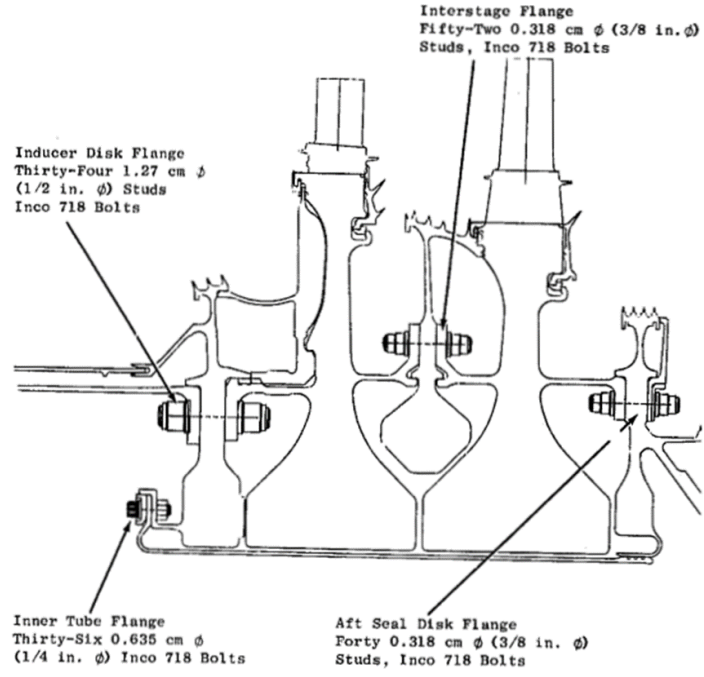
İlgili tasarım raporunda Şekil 2.33'te verilen uçuş süreleri göz önünde bulundurularak yapılan değerlendirmeler, HPT modülündeki rotor komponentleri için en düşük ömrün 40, 875, ve 1700.saniyelerde hesaplandığını göstermektedir. Bu anlar için sıcaklık değerleri Şekil 2.34'te verilmektedir.



Şekil 2.34: HPT Rotoru için sıcaklık dağılımı [11].

HPT modülü için tasarım kriterleri sürünme ömrü, akma dayanımı, LCF ömrü, çatlak ömrü olarak belirlenmiştir. Tasarım süreçlerinde en büyük sorunlar LCF ömür isterlerinin karşılanmasının zor olduğu flanş delik bölgeleridir [11].

Şekil 2.35'te verildiği üzere HPT modülünde toplamda 3 adet cıvatalı flanş bölgesi bulunmaktadır. Cıvatalı flanş tasarımları modülün yapısal bütünlüğünün korunmasına hizmet edecek şekilde yapılmıştır. Flanş yüzeylerinin arasında herhangi bir ayrılma veya relatif harekete izin verilmemekle birlikte tork aktarımının sürtünmeli temas halinde bulunan flanş yüzeylerinden yapılması sağlanmıştır [11].

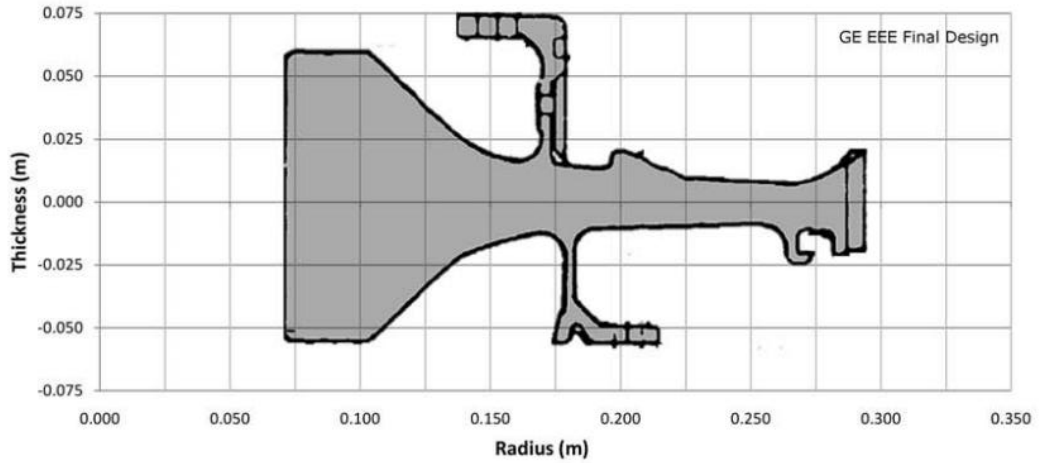


Şekil 2.35: HPT modülü cıvatalı flanş konfigürasyonları [11].



3. HPT ROTOR MODÜLÜ SONLU ELEMANLAR MODELLEME ÇALIŞMALARI

Tez çalışmasının bu bölümünde HPT rotor modülünün sonlu elemanlar modelleme çalışmaları hakkında detaylı bilgi verilmektedir. Modelleme çalışmalarının ilk aşamasında HPT modülü için geometri oluşturulmuştur. HPT modülü için “Nasa Technical Reports” veritabanında bulunan kaynaklarda tüm ölçüler verilmemektedir [11, 42, 43, 44]. Bu nedenle literatürde E3 motorunun farklı komponentlerinin konu alındığı çalışmalardan yararlanılmıştır [45]. Şekil 3.1’de HPT rotor modülü birinci kademe rotorunun boyutları verilmektedir. Bu boyutlar kullanılarak ilgili kaynakta yer alan görsellerden HPT rotor modülü oluşturulmuştur [11].



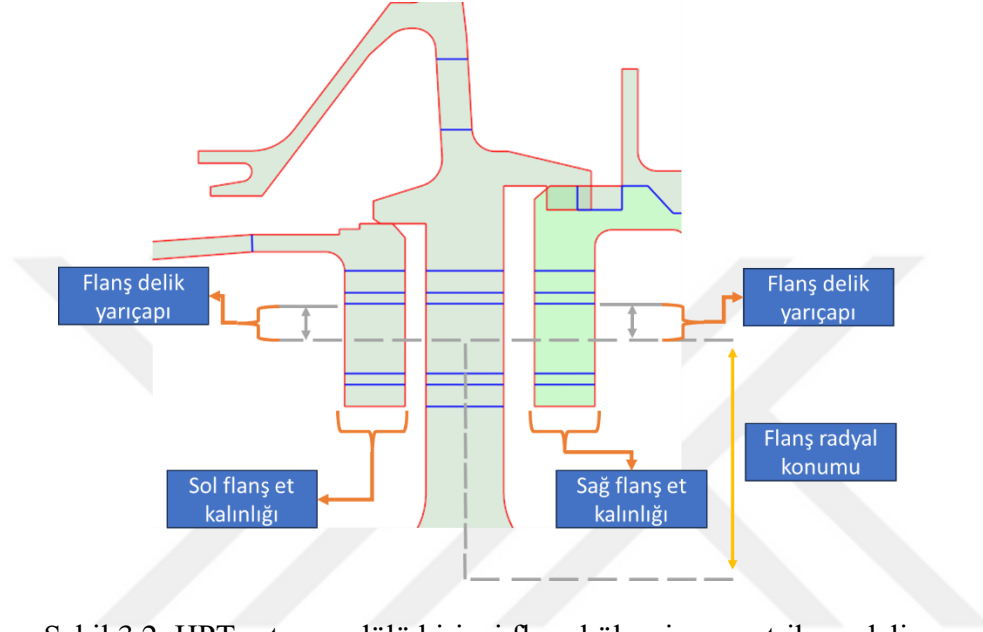
Şekil 3.1: HPT modülü birinci kademe türbin rotoru boyutları [45].

Flanş bölgelerindeki komponentlerin et kalınlıkları ve geometrik boyutları görsellerin düşük çözünürlükte olması sebebiyle yaklaşık olarak modellenmiştir. Bu durum vekil model oluşturma çalışmalarını engellemekle birlikte optimizasyon safhasına geçildiğinde yapısal bütünlük kriterlerini sağlayacak optimum tasarımlar elde edilmektedir.

HPT rotor modelinde üç flanş bölgesi bulunmaktadır. Her bir flanş bölgesi için ayrı sonlu elemanlar modelleri kurulmuştur.

3.1 Geometri Oluşturma alışmaları

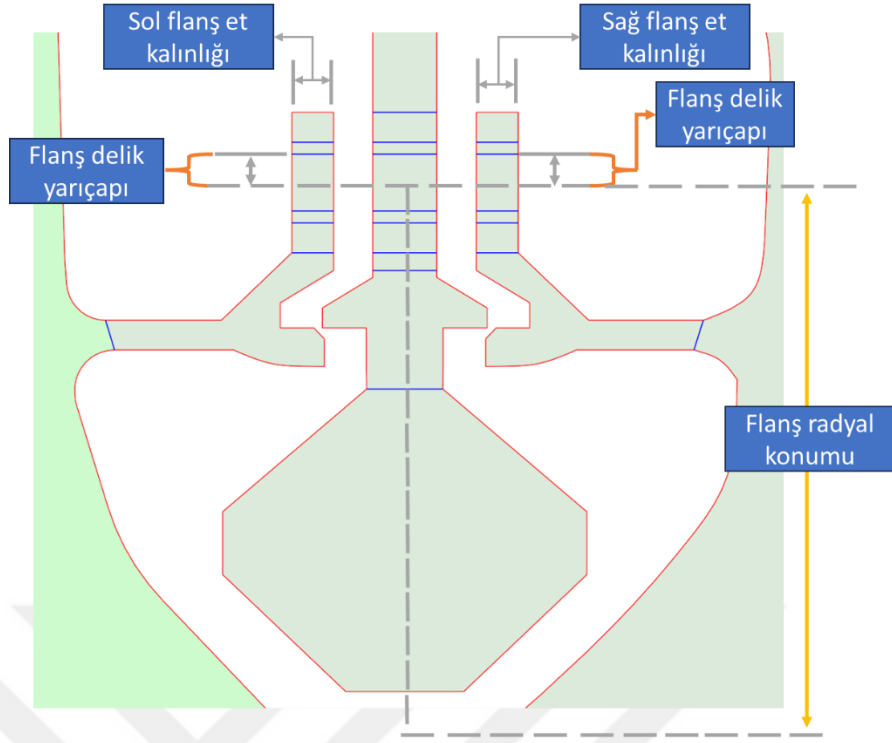
Birinci flanş bölgesi için sonlu elemanlar modelleme çalışmaları flanş bölgesindeki geometrik özelliklerin parametrize edilmesiyle başlamıştır. Geometriler üzerinde yapılan parametrizasyonlar birinci, ikinci, ve üçüncü flanş bölgeleri için sırasıyla şekil 3.2, şekil 3.3, ve şekil 3.4'te gösterilmektedir.



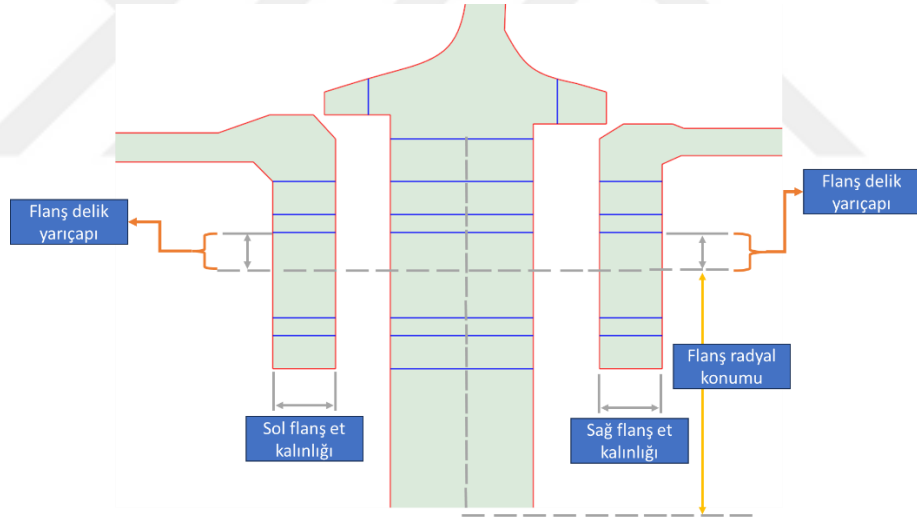
şekil 3.2: HPT rotor modülü birinci flanş bölgesi geometrik modeli.

Birinci flanş bölgesi için geometrik model Ansys Spaceclaim yazılımında oluşturulmuştur. Flanş bölgesindeki et kalınlıklarının değişimi, cıvata deliklerinin radyal konumlarının değişimi, ve cıvata delik çapı değişimi birinci flanş bölgesi için parametrize edilen geometrik değişkenlerdir.

Değişkenlerin kontrolünün sağlanabilmesi, ve değişkenlere farklı değerlerin denenebilmesi için Spaceclaim içerisinde bulunan Python programlama dili editöründe gerekli kodlamalar yapılmıştır. Deney tasarımı oluşturma çalışmalarında türetilen tüm tasarım noktalarının koda beslenmesiyle flanş bölgesi için yeniden boyutlandırma yapılabilir. İlgili kod dosyaları tez çalışmasının ek bölümünde verilmektedir.



Şekil 3.3: HPT rotor modülü ikinci flanş bölgesi geometrik modeli.



Şekil 3.4: HPT rotor modülü üçüncü flanş bölgesi geometrik modeli.

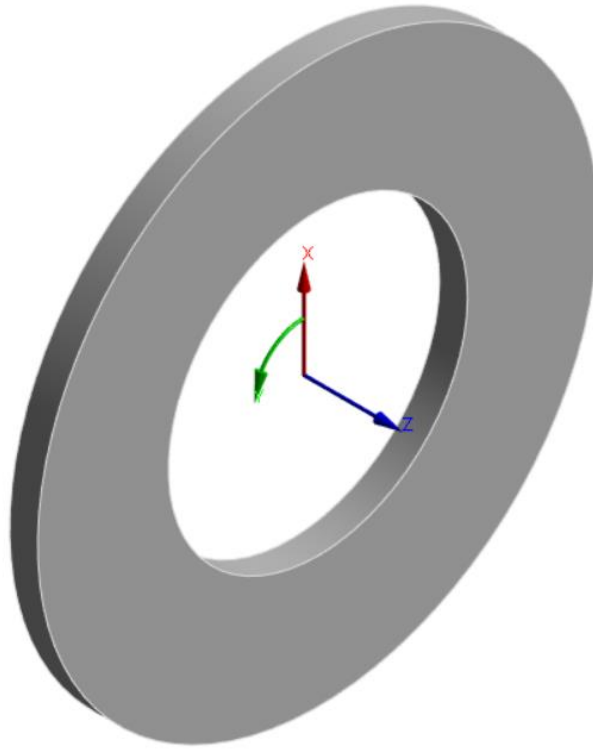
3.2 Malzeme Özelliklerinin Modellenmesi

HPT rotor modülündeki komponentlerde kullanılan nikel bazlı süper alaşım malzemelerinin (AF115, Rene95 HIP) mekanik özelliklerine literatürdeki açık kaynaklardan erişilememektedir. Bu nedenle tez çalışmaları kapsamında tüm komponentlerin malzemeleri Inconel718 olarak seçilmiştir. Benzer yaklaşım literatürde E3 FPS motoruyla alaklı yapılan çalışmalarda da kullanılmış olup

yoğunluk, elastisite modülü, termal iletkenlik, ve termal genleşme katsayıları da yine aynı kaynaktan alınmıştır [45].

Rotor modülündeki kol yapılarında bulunan flanşlar ve Inducer Seal Disk, Interstage Seal Disk, Aft Retainer Seal Disk yapıları cıvata delikleri içermektedir. Her ne kadar bu kollar ve disk yapıları aksel simetrik geometriye sahip olsalar da cıvata deliklerinin olduğu bölgede geometrik süreksizlikler oluşmakta ve aksel simetrik yapı bozulmaktadır. Bu durum 3B uzayda geometrik olarak modellenen bir yapı olup eş değer 2B modellerde malzeme özelliklerinin modellenmesinde, gerilme ve deformasyonların hesaplanmasında çeşitli yaklaşımların uygulanmasını gerektirmektedir. Tez çalışmasının bu bölümünde ilgili yaklaşımlar, basit bir problem üzerinden açıklanacaktır.

Şekil 3.5'te aksel simetrik kesite sahip olan bir komponent ele alınmaktadır.



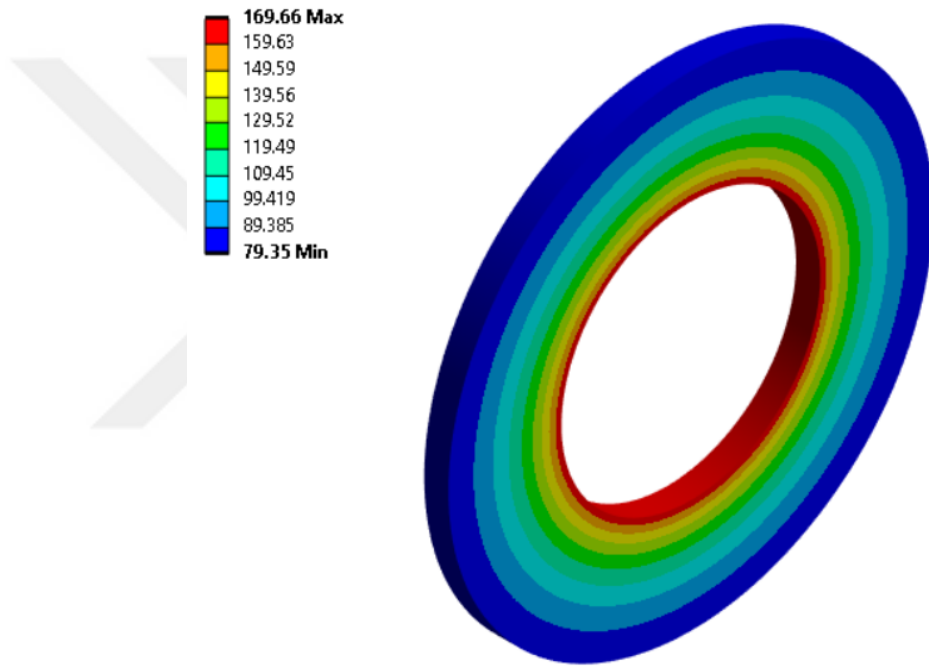
Şekil 3.5: Aksel simetrik kesite sahip komponent.

Şekil 3.5'te verilen komponent, aksel simetrik bir yapıya sahiptir. Aksel simetri özelliği, komponentin merkezinde tanımlanmış olan silindirik koordinat sistemi için z – ekseni etrafında mevcuttur. Bu koordinat sistemine göre radyal aksel x – ekseni olup çevresel yön ise y – ekseni ile tanımlanmaktadır. Geleneksel isimlendirme bakımından

silindirik koordinat sisteminin eksen isimleri için radyal yön olarak “r”, aksel yön olarak “z” ve çevresel yön olarak da “ θ ” tanımlaması yapılabilir.

Bu komponentin iç yarı çapı 80 mm olup dış yarı çapı ise 150 mm olarak tanımlanmaktadır.

Şekil 3.5’te verilen komponente, z – akseni etrafında 10000 RPM değerinde dönüş hızı yüklemesi uygulanmaktadır. Dönüş hızı yüklemesi, komponentin aksel simetrisinin tanımlı olduğu ekseninde uygulandığından aksel simetrik bir yükleme türüdür. Komponent üzerinde oluşan Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı şekil 3.6’da verilmektedir.



Şekil 3.6: Aksel simetrik kesite sahip komponent üzerinde oluşan Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.

Şekil 3.6’da elde edilen sonuçlara göre en yüksek Von Mises gerilmeleri, komponentin merkezinde tanımlanan silindirik koordinat sistemine göre $r = 80$ mm konumunda oluşmaktadır. Şekil 3.6’da görülen renk dağılımına göre Von Mises gerilmeleri $r = 80$ mm konumu boyunca “z” ve “ θ ” konumlarından bağımsız olarak aynı olup yaklaşık 169 MPa değerinde hesaplanmaktadır.

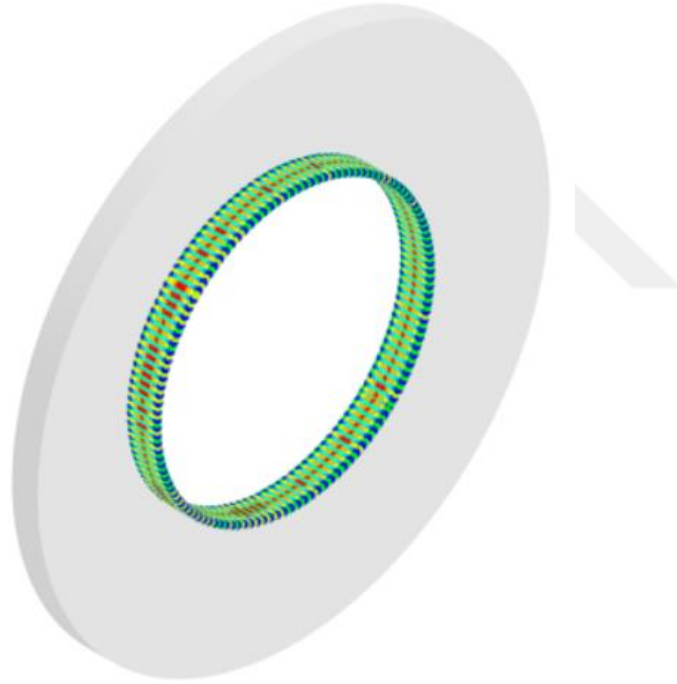
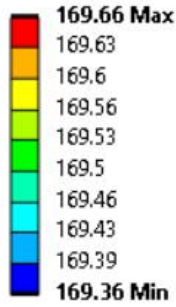
Dolayısıyla şekil 3.6’da verilen değerlerden yola çıkarak aksel simetrik komponentlerde radyal bir konumda oluşan gerilmeler için eşitlik 3.1 yazılabilmektedir.

$$\sigma_{vm,i}(r, \theta, z) = \sigma_{vm,i}(r), i \in \{1, 2, \dots, N\} \quad 3.1$$

Eşitlik (3.1), sadece aksenal simetrik yüklemelerin bulunması durumunda geçerli olup incelenen çalışmada uygulanan dönüş hızı bu tür bir yükleme örneğidir.

Eşitlik (3.1)'de verilen $\sigma_{vm,i}(r)$ terimi, komponentin merkezinde tanımlanan (r, θ, z) koordinat sistemine göre r konumunda bulunan i numaralı düğüm noktasına ait Von Mises gerilmesini ifade etmektedir. N değeri ise, r konumunda bulunan düğüm noktası sayısıdır.

Eşitlik (3.1)'de ifade edilen kavramı daha iyi gösterebilmek adına, $r = 80$ mm konumu için hesaplanan Von Mises gerilmeleri dağılımı $\sigma_{vm,i}(r = 80)$, şekil 3.7'de verilmektedir.



Şekil 3.7: $r = 80$ mm konumunda Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.

Şekil 3.7'de verilen Von Mises gerilmeleri için minimum değer 169.36 MPa olup maksimum değer ise 169.66 MPa olarak hesaplanmaktadır. Çizelge 3.1'de $r = 80$ mm konumu için ortalama ve maksimum gerilmeler verilmektedir.

Çizelge 3.1: r=80 mm bölgesinde Von Mises gerilmeleri [MPa].

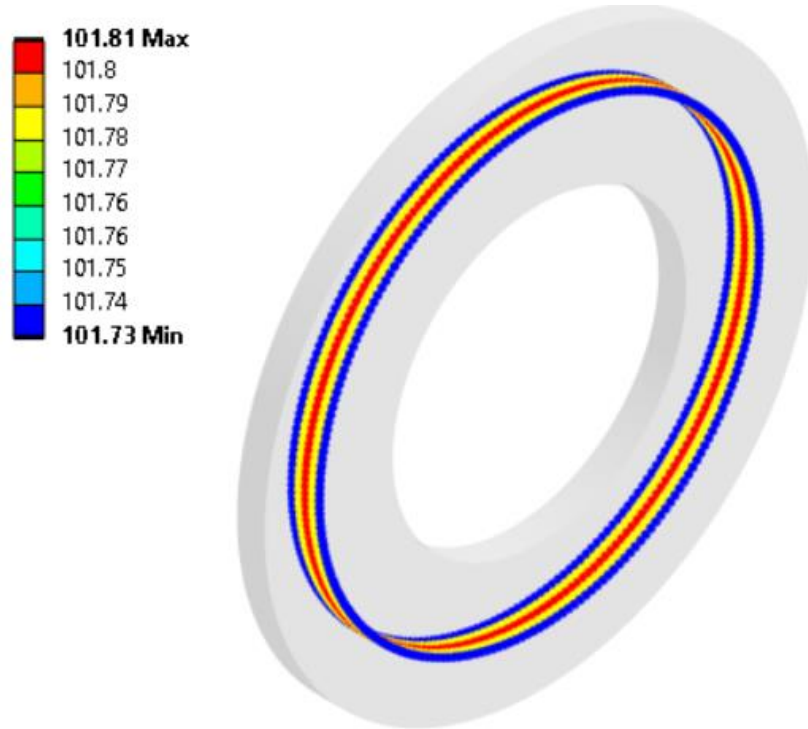
	Von Mises Gerilmeleri [MPa]
Maksimum	169.66
Ortalama	169.53

Çizelge 3.1’de verilen maksimum gerilmeler 169.66 MPa olarak hesaplanmaktadır. Ortalama Von Mises gerilmesi ise 169.53 MPa olarak hesaplanmaktadır. Ortalama gerilmeler, $r = 80$ mm konumunda bulunan düğüm noktalarındaki Von Mises gerilmelerinin ortalaması alınarak hesaplanmaktadır ve matematiksel olarak eşitlik (3.2) ile ifade edilebilir.

$$\sigma_{vm_{ortalama}}(r) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sigma_{vm_{i,r}} \quad 3.2$$

Eşitlik 3.2’de verilen $\sigma_{vm_{i,r}}$ terimi, belirli bir radyal “ r ” konumunda bulunan “ i ” numaralı düğüm noktasına ait Von Mises gerilmesini ifade etmektedir. N değeri ise, “ r ” radyal konumunda bulunan düğüm noktası sayısıdır.

Benzer şekilde $r = 120$ mm konumu için de aynı hesaplamalar yapılırsa Von Mises gerilmeleri dağılımı, şekil 3.8’de gösterilmektedir.



Şekil 3.8: $r = 120$ mm konumunda Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.

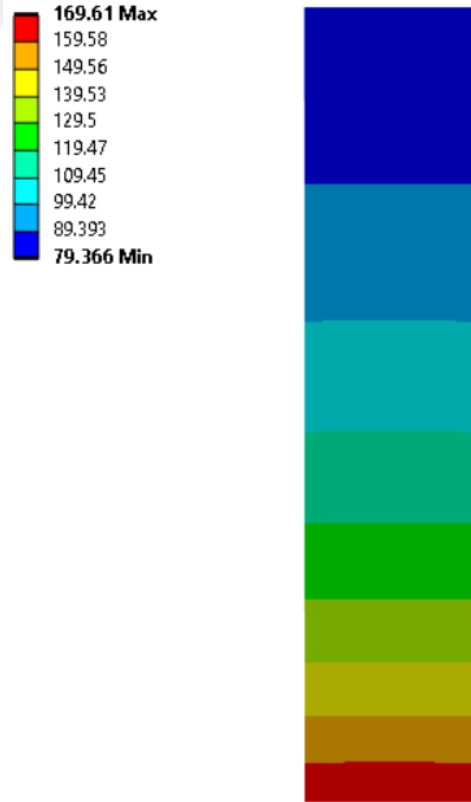
Şekil 3.8’de görüldüğü üzere, $r = 120$ mm konumu için minimum Von Mises gerilmesi 101.73 MPa olup maksimum değer ise 101.81 MPa olarak hesaplanmaktadır. Çizelge 3.2’de bu konum için ortalama ve maksimum Von Mises gerilmeleri verilmektedir.

Çizelge 3.2: $r=120$ mm bölgesinde Von Mises gerilmeleri [MPa].

	Von Mises Gerilmeleri [MPa]
Maksimum	101.81
Ortalama	101.77

Ortalama Von Mises gerilmeleri, eşitlik 3.2’de verilen ifade ile hesaplanmaktadır. Bu durum, şekil 3.8’de gerilmeler için verilen renk dağılımıyla da örtüşmektedir.

Eksenel simetrik yapılar, daha önce de bahsedildiği üzere eksenel simetrik yüklemelere maruz kalmaları durumunda, 2B olarak (r, z) düzleminde modellenebilmektedirler. Şekil 3.9’da aynı komponent için 2B analizden elde edilen Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı verilmektedir.



Şekil 3.9: Eksenel simetrik komponentin 2B analizinden elde edilen Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.

Şekil 3.9’da görüldüğü üzere, maksimum Von Mises gerilmesi $r = 80$ mm konumu boyunca ve 169.61 MPa olarak hesaplanmaktadır. Minimum gerilmeler ise $r = 150$ mm konumu boyunca ve 79.37 MPa olarak hesaplanmaktadır. Renk dağılımından da görülebileceği üzere, Von Mises gerilmeleri sadece radyal konuma bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle, 2B analiz modelleri için aksenal simetrik komponentlerin üzerinde oluşan Von Mises gerilmelerinin hesaplanmasında eşitlik 3.1 benzeri bir ifade tanımlanabilmektedir.

$$\sigma_{vm}(r, z) = \sigma_{vm}(r) \quad (3.3)$$

Eşitlik 3.3’teki $\sigma_{vm}(r, z)$ terimi, 2B düzlemde belirli bir (r, z) konumunda tanımlı olan düğüm noktasındaki Von Mises gerilmesini ifade etmektedir.

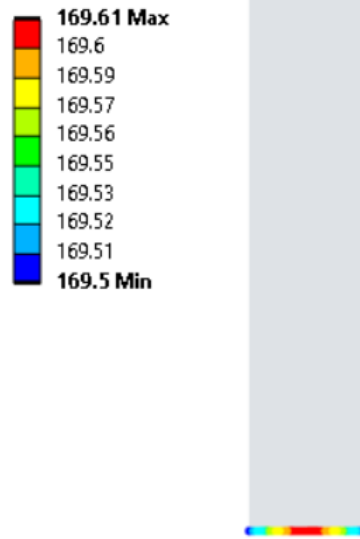
Şekil 3.6 ve şekil 3.9’daki Von Mises gerilme dağılımları için hesaplanan maksimum ve minimum değerler karşılaştırmalı olarak çizelge 3.3’te verilmektedir.

Çizelge 3.3: Aksenal simetrik komponent için maksimum ve minimum Von Mises gerilmeleri [MPa].

	3B	2B	
	Von Mises Gerilmeleri [MPa]		Fark [%]
Maksimum	169.66	169.61	0.03
Minimum	79.35	79.36	-0.01

Çizelge 3.3’te görüldüğü üzere 3B ve 2B modellerden elde edilen maksimum ve minimum Von Mises gerilmeleri sırasıyla %0.03 ve -%0.01 farkla örtüşmektedir.

Şekil 3.10’da, $r = 80$ mm radyal konumu için 2B analiz modelinden elde edilen Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı gösterilmektedir.



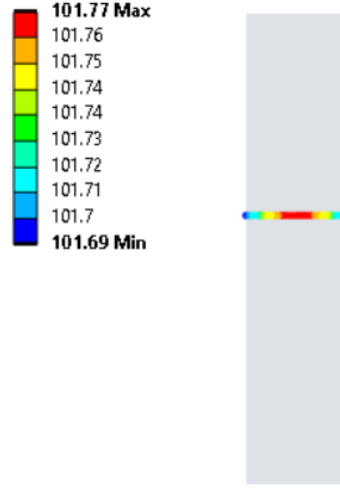
Şekil 3.10: $r = 80$ mm konumunda 2B modelden elde edilen Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.

Şekil 3.10’da görüldüğü üzere, 2B analiz modelinde $r = 80$ mm radyal konumu için elde edilen Von Mises gerilmeleri minimum 169.5 MPa, maksimum 169.61 MPa ve ortalama olarak 169.57 MPa değerinde hesaplanmaktadır. Bu değerler, şekil 3.7’de 3B analiz modelinden hesaplanan Von Mises gerilmeleri ile örtüşmekte olup karşılaştırmaları çizelge 3.4’te verilmektedir.

Çizelge 3.4: $r = 80$ mm radyal konumundaki Von Mises gerilmeleri için 3B ve 2B model karşılaştırması.

	3B	2B	
	Von Mises Gerilmeleri [MPa]		Fark [%]
Maksimum	169.66	169.61	0.03
Minimum	169.36	169.50	-0.08
Ortalama	169.53	169.57	-0.02

Şekil 3.11’de ise $r = 120$ mm konumu için 2B analiz modeli kullanılarak hesaplanan Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı verilmektedir.



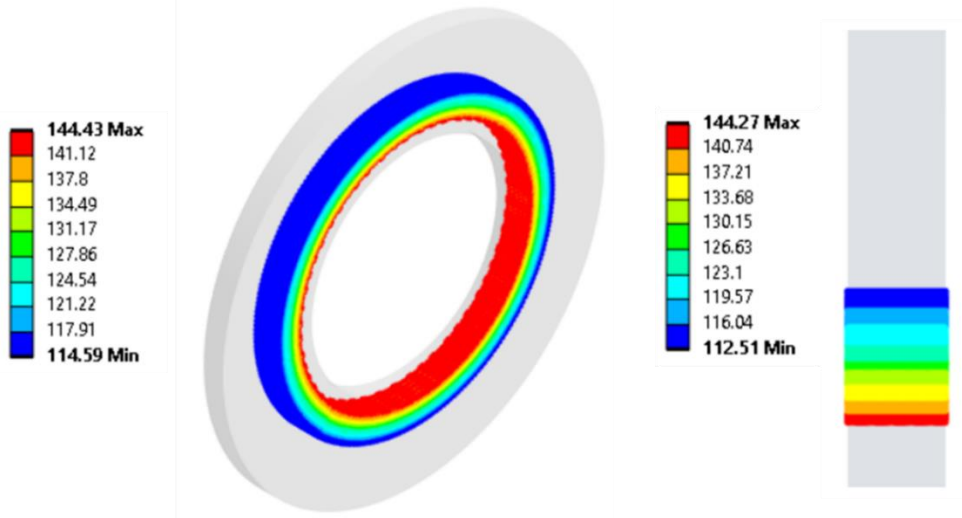
Şekil 3.11: 2B analiz modelinde $r = 120$ mm radyal konumu için hesaplanan Von Mises gerilmeleri [MPa] dağılımı.

Şekil 3.11’de görüldüğü üzere 2B analiz modeli kullanılarak $r = 120$ mm radyal konumu için Von Mises gerilmeleri minimum 101.69 MPa, maksimum 101.77 MPa ve ortalama olarak 101.74 MPa değerindedir. Bu değerler ile 3B analiz modelinden alınan sonuçların Çizelge 3.5’te gösterilmektedir. Elde edilen değerler minimum, maksimum, ve ortalama Von Mises gerilmeleri olarak uyumluluk göstermektedir.

Çizelge 3.5: $r = 120$ mm radyal konumundaki Von Mises gerilmeleri için 3B ve 2B model karşılaştırması.

	3B	2B	
	Von Mises Gerilmeleri [MPa]		Fark [%]
Maksimum	101.81	101.77	0.04
Minimum	101.73	101.69	0.04
Ortalama	101.77	101.74	0.03

Şekil 3.12’de, komponentin merkezine göre $r = 90$ mm ile $r = 110$ mm radyal konum aralığındaki kesit için hesaplanan Von Mises gerilmelerine [MPa] ait dağılımlar 3B ve 2B analiz modellerinden verilmektedir.



Şekil 3.12: $r = 90\text{mm} - 110\text{mm}$ arasındaki çevresel kesit için 3B ve 2B analizlerden hesaplanan Von Mises [MPa] gerilme dağılımları.

Şekil 3.12’de görüldüğü üzere $r = 90\text{ mm}$ ile $r = 110\text{ mm}$ radyal konumları arasındaki çevresel kesit için 3B analiz modelinden elde edilen Von Mises gerilmeleri minimum 114.59 MPa, maksimum 144.43 MPa ve ortalama olarak ise 128.23 MPa değerlerinde hesaplanmaktadır. 2B analiz modelinden ise Von Mises gerilmeleri minimum 112.51 MPa, maksimum 144.27 MPa ve ortalama 126.95 MPa olarak hesaplanmaktadır. Bu değerler karşılaştırmalı olarak çizelge 3.6’da verilmektedir.

Çizelge 3.6: $r = 90\text{ mm} - 110\text{mm}$ radyal konumları arasındaki çevresel kesit için 3B ve 2B analizlerden hesaplanan Von Mises [MPa] gerilmeleri.

	3B	2B	
	Von Mises Gerilmeleri [MPa]		Fark [%]
Maksimum	144.43	144.27	0.11
Minimum	114.59	112.51	1.85
Ortalama	128.23	126.95	1.01

Çizelge 3.6’da görüldüğü üzere 3B ve 2B analiz modellerinden hesaplanan Von Mises gerilmeleri maksimum, minimum, ve ortalama değerler olarak sırasıyla %0.11, %1.85 ve %1.01 farklarla örtüşmektedir. Özellikle, hesaplanan ortalama Von Mises gerilme değerlerinin 3B ve 2B modeller için uyum içerisinde olması, tez çalışmasının ilerleyen kısımlarında verilen çizelge 3.13’teki ortalama Von Mises gerilmelerinin benzer değerlere sahip olmasının açıklanmasında önem arz etmektedir.

Elde edilen sonuçlara göre aksel simetrik bileşenler için 3B modellerde belirli bir kesit için ortalama Von Mises gerilmeleri eşitlik (3.4)’teki gibi hesaplanabilmektedir.

$$\sigma_{3B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sigma_{3B,vm_i}, i \in \{1, 2, \dots, N\} \quad (3.4)$$

Eşitlik (3.4)'te verilen $\sigma_{3B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2)$ terimi, 3B analizlerde aksel simetrik bir komponentin merkezine göre radyal olarak r_1 ve r_2 mesafeleri arasında bulunan kesitteki ortalama Von Mises gerilmesini ifade etmektedir. σ_{3B,vm_i} terimi ise, bu kesitteki her bir “ i ” numaralı düğüm noktasında hesaplanan Von Mises gerilmesini ifade etmektedir. “ N ” değeri ise radyal olarak r_1 ve r_2 konumları arasında kalan düğüm noktası sayısıdır.

Eşitlik (3.4), aksel simetrik bir komponentin simetri eksenini etrafında bir yüklemeye maruz kalması durumunda geçerlidir. Örnek problemde uygulanan 10000 RPM dönüş hızı da, bu tür bir yüklemeye olarak tanımlanmaktadır.

Çizelge 3.6’da ortalama Von Mises gerilmeleri için 3B ve 2B analizlerden elde edilen sonuçlara göre eşitlik (3.5) tanımlanabilir.

$$\sigma_{3B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2) = \sigma_{2B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2) \quad (3.5)$$

Eşitlik (3.5)'teki $\sigma_{2B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2)$ ifadesi, 2B analizlerde r_1 ve r_2 radyal konumları arasında bulunan düğüm noktalarına ait Von Mises gerilmelerinin ortalamasını ifade etmektedir.

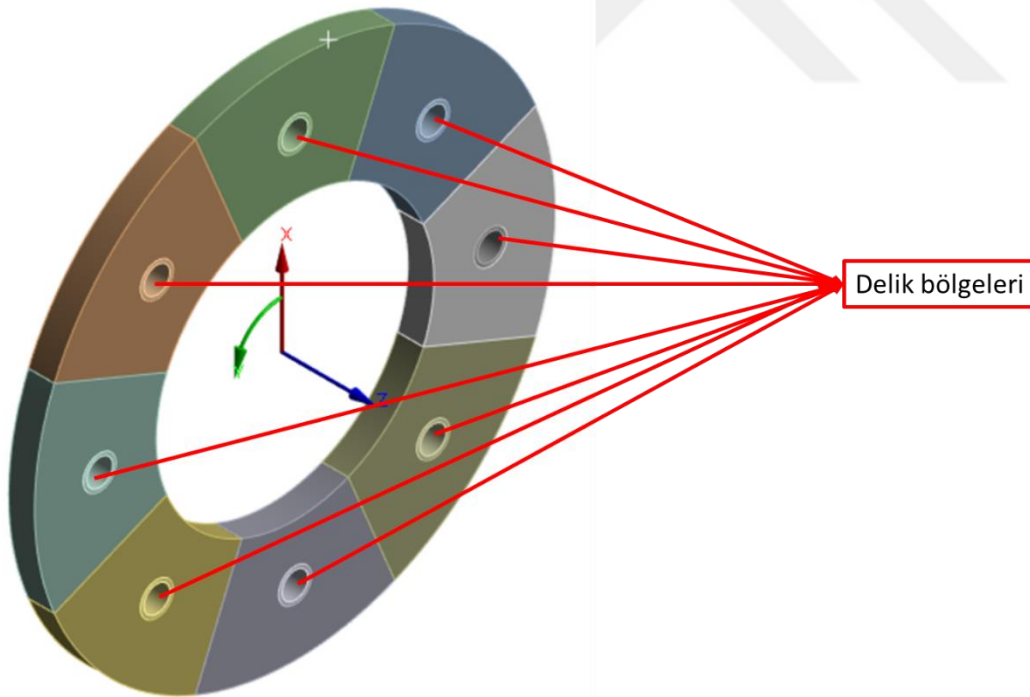
3B analiz modellerinde kullanılan düğüm noktası sayısı, aynı komponent için kurulan 2B analiz modelindeki toplam düğüm noktası sayısından belirgin bir şekilde yüksek olacağından hesaplama yüküne ve uzun çözüm sürelerine sebep olmaktadır. Bu nedenle, 2B analiz modelleri, doğruluğu kaybetmeden çok daha düşük hesaplama yüküyle sonuç alınabilmesini sağlamaktadır.

Çizelge 3.7: 3B ve 2B analiz modellerine ait çözüm ağı konfigürasyonlarındaki düğüm noktası sayıları.

	3B Model	2B Model
Düğüm Noktası Sayısı	1036112	6238

Çizelge 3.7’de, ele alınan komponentin 3B ve 2B analiz modellerindeki toplam düğüm noktası sayıları verilmektedir. Her bir model için çözüm ağı konfigürasyonunda eleman boyutları 1mm ile sınırlandırılmıştır.

Eksenel simetrik yapılar için, simetri eksenini etrafında uygulanan yüklerin altında 2B ve 3B analiz modellerinden elde edilen Von Mises gerilme değerlerinin (minimum, maksimum, ve ortalama) birbirleriyle örtüştüğü görülmektedir. Ancak komponentlerin üzerinde delik ve benzeri özelliklerin bulunması geometrik süreksizliklere sebep olmakta ve eksenel simetri özelliğini bozmaktadır. Şekil 3.13’te görülebileceği üzere yapıda geometrik süreksizliğe sebep olan delik bölgeleri 3B olarak modellenebilmekte ve oluşturulan çözüm ağı sayesinde doğrudan analiz modellerine dahil edilebilmektedir.

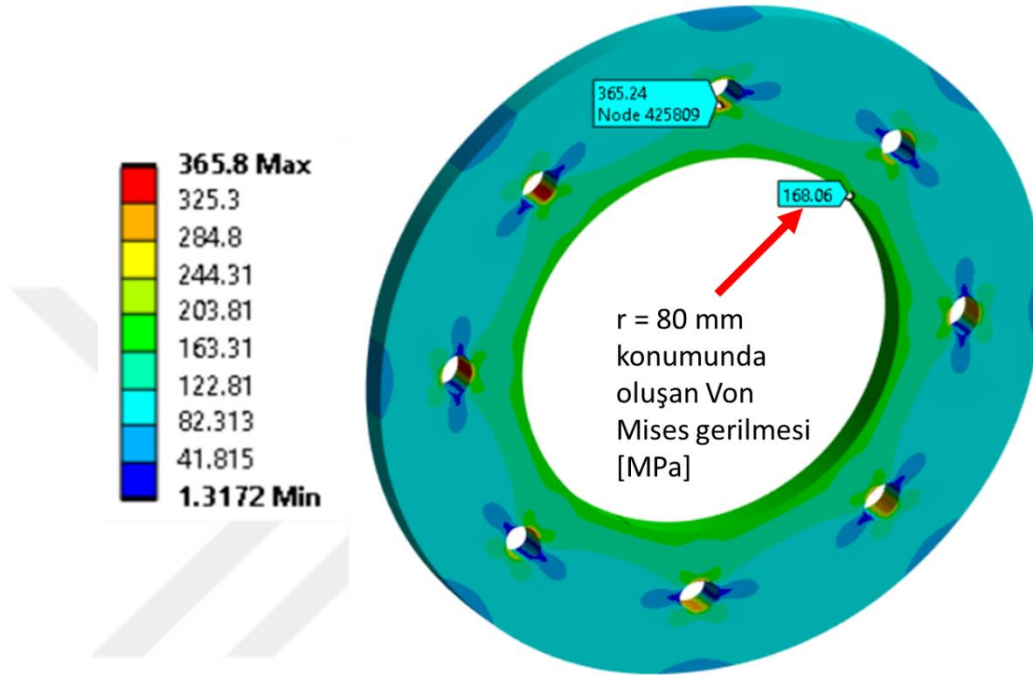


Şekil 3.13: Eksenel simetrik komponentte geometrik süreksizliğe sebep olan delik bölgeleri.

Şekil 3.13’te verilen komponent için yapının iç ve dış çapları, şekil 3.5’te verilen komponent ile aynı olup sırasıyla 80mm ve 150mm değerlerine sahiptir. 15mm çapa

sahip olan delik bölgelerinin merkezleri radyal olarak $r = 120\text{mm}$ konumunda bulunmaktadır.

Şekil 3.13'te verilen komponente z – ekseninde 10000 RPM değerinde dönüş hızı uygulanmakta olup komponent üzerinde oluşan Von Mises gerilme dağılımı şekil 3.14'te verilmektedir.

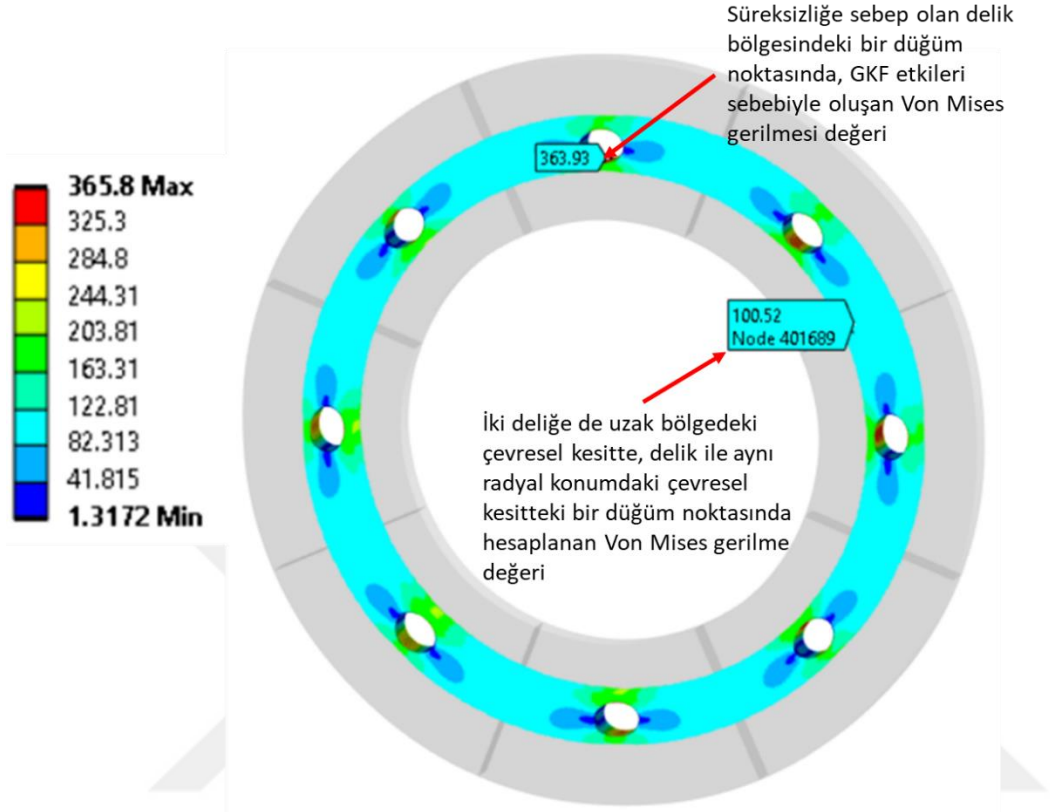


Şekil 3.14: Delik bölgelerine sahip komponentte oluşan Von Mises gerilmeleri dağılımı [MPa].

Şekil 3.14'te komponent üzerinde oluşan Von Mises gerilmeleri dağılımı verilmektedir. Komponentin iç çapı yani $r = 80\text{ mm}$ radyal konumundaki Von Mises gerilmesi yaklaşık 168 MPa olarak hesaplanmaktadır. Bu değer, şekil 3.6'da $r = 80\text{ mm}$ konumundaki Von Mises gerilmeleri için verilen değer (169.66 MPa) ile örtüşmektedir.

Şekil 3.14'te maksimum Von Mises gerilmesi, 365.8 MPa olup delik bölgesi üzerinde hesaplanmaktadır. Bu değer, literatürde ve ilgili tasarım raporunda gerilme konsantrasyon faktörü (*GKF*) olarak tanımlanan ifadenin fiziksel bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır [6, 7, 11, 16]. Öyle ki, delik ve benzeri yapılar geometrik süreksizliklere sebep olmakta ve bu bölgelerdeki gerilmeler, yapının geri kalanına göre daha yüksek değerlere ulaşmaktadır.

GKF'nin matematiksel ifadesi için delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitteki Von Mises gerilmeleri hesaplanmalıdır. Şekil 3.15'te, bu çevresel kesitteki Von Mises gerilme dağılımları verilmektedir.



Şekil 3.15: Delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte Von Mises gerilmeleri dağılımı [MPa].

Şekil 3.15'te verilen gerilme dağılımları için maksimum ve ortalama Von Mises gerilmeleri çizelge 3.8'de verilmektedir.

Çizelge 3.8: Delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte maksimum ve ortalama Von Mises gerilmeleri [MPa].

	Von Mises Gerilmeleri [MPa]
Maksimum	365.80
Ortalama	105.74

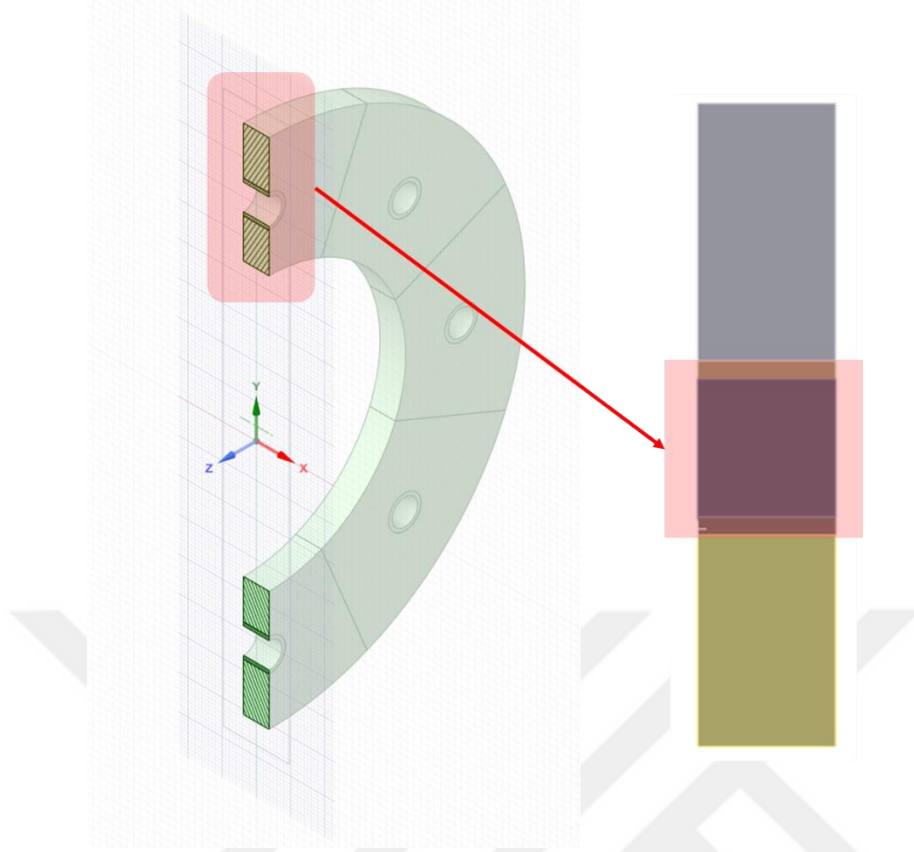
Çizelge 3.8'de görüldüğü üzere, delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte Von Mises gerilmeleri maksimum 365.80 MPa ve ortalama 105.74 MPa olarak hesaplanmaktadır. GKF değerinin hesaplanmasında ise eşitlik (3.6) kullanılmaktadır.

$$GKF = \frac{\sigma_{VM,maksimum}(r_1, r_2)}{\sigma_{VM,ortalama}(r_1, r_2)} \quad (3.6)$$

Eşitlik (3.6)'da bulunan $\sigma_{VM,maksimum}(r_1, r_2)$ terimi, silindirik koordinat sisteminde r_1 ve r_2 konumları arasında kalan çevresel kesit için hesaplanan maksimum Von Mises gerilmesi değeridir. Benzer şekilde, $\sigma_{VM,ortalama}(r_1, r_2)$ terimi ise, silindirik koordinat sisteminde r_1 ve r_2 konumları arasında kalan çevresel kesit için hesaplanan ortalama Von Mises gerilme değeridir. Eşitlik (3.6) kullanılarak, GKF değeri 3.46 olarak hesaplanmaktadır.

Delik bölgeleri gibi geometrik süreksizlikler 3B uzayda modellenemediği için, GKF değeri *yalnızca* 3B analiz modellerinden hesaplanabilmektedir. Ayrıca ilgili literatürde ve tez çalışması kapsamında incelenen tasarım raporunda da belirtildiği üzere “Peterson’s Stress Concentration Handbook” gibi kaynaklardan da çeşitli yapılar için temin edilebilmektedir [6, 7, 11].

Daha önce bahsedildiği üzere aksenal simetrik yapıların modellenmesinde 2B analiz teknikleri tercih edilebiliyor olsa da geometrik süreksizliğe sebep olan delik bölgelerinin varlığı, 2B analiz modellerinde geometrik olarak modellenememektedir. Şekil 3.16’da, delik bölgelerine sahip olan komponentin 3B kesit olarak ve eş değeri olan 2B geometrisi verilmektedir.



Şekil 3.16: Delik bölgesinin bulunduğu kesitin 2B olarak modellenmesi.

Şekil 3.16’da delik bölgelerine sahip komponentin 2B olarak modellenmiş karşılığı verilmektedir. Görüldüğü üzere, delik bölgeleri geometrik olarak 3B uzayda modellenebilmekte olup 2B düzlemde ise sadece kesit olarak gösterilebilmektedir. Bu nedenle delik bölgesinde oluşan geometrik süreksizliklerin gerilmeleri yükseltici etkisinin modellenebilmesi 2B modellerde sorun yaratmaktadır.

Bu sorunun çözümü için literatürde ve tez çalışması boyunca incelenen tasarım raporunda tercih edilen yaklaşım ise 2B analiz modelinden elde edilen ortalama Von Mises gerilmesinin, GKF değeriyle çarpılmasıdır [6, 7, 11, 16]. GKF değeri, daha önce de bahsedildiği üzere sadece 3B analizlerden hesaplanabilmekte veya “Peterson’s Stress Concentration Handbook” gibi kaynaklardan temin edilebilmektedir.

Eksenel simetrik komponentlerde oluşan gerilmelerin, 2B modeller kullanılarak hesaplanmasıyla ilgili açıklamalar eşitlik (3.3), (3.4), ve (3.5)’te verilen ifadelerle yapılabilmektedir. Delik bölgesi kesitinde oluşan maksimum Von Mises gerilmesinin hesabı için eşitlik 3.7’de verilen ifade kullanılabilir.

$$\sigma_{vm_{max}}(r_1, r_2) = GKF \times \sigma_{3B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2) \quad (3.7)$$

Bu ifade, eşitlik (3.5)'ten yararlanılarak yeniden yazılırsa delik bölgesinde oluşan maksimum Von Mises gerilmeleri, eşitlik (3.8)'deki gibi hesaplanabilmektedir.

$$\sigma_{vm_{max}}(r_1, r_2) = GKF \times \sigma_{2B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2) \quad (3.8)$$

Eşitlik (3.8)'de verildiği üzere, delik bölgelerinde geometrik süreksizlik kaynaklı oluşan yüksek gerilmelerin hesaplanabilmesi için ilgili kesitte 2B modelden hesaplanan ortalama Von Mises gerilmesinin GKF değeriyle çarpılması gerekmektedir.

Eşitlik (3.8)'deki $\sigma_{2B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2)$ ifadesi, eşitlik 3.5'te verildiği üzere 3B analiz modelinde hesaplanan $\sigma_{3B,vm_{ortalama}}(r_1, r_2)$ değerine eşittir.

Delik bölgeleri 2B uzayda geometrik olarak modellenememektedir. Bu nedenle, 2B analiz modellerinde oluşturulan çözüm ağına katılabilmesi için delik bölgesinde bulunan malzemenin yoğunluğu ve çevresel yöndeki (ing. Hoop) mekanik özellikleri (Elastisite modülü, Poisson oranı, ve Kayma modülü) bir hacim faktörüyle çarpılmaktadır. Hacim faktörünün hesaplanmasına ait ifade eşitlik (3.9)'da verilmektedir.

$$k_{hacim} = \frac{v_{boş_{r_1, r_2}}}{v_{dolu_{r_1, r_2}}} \quad (3.9)$$

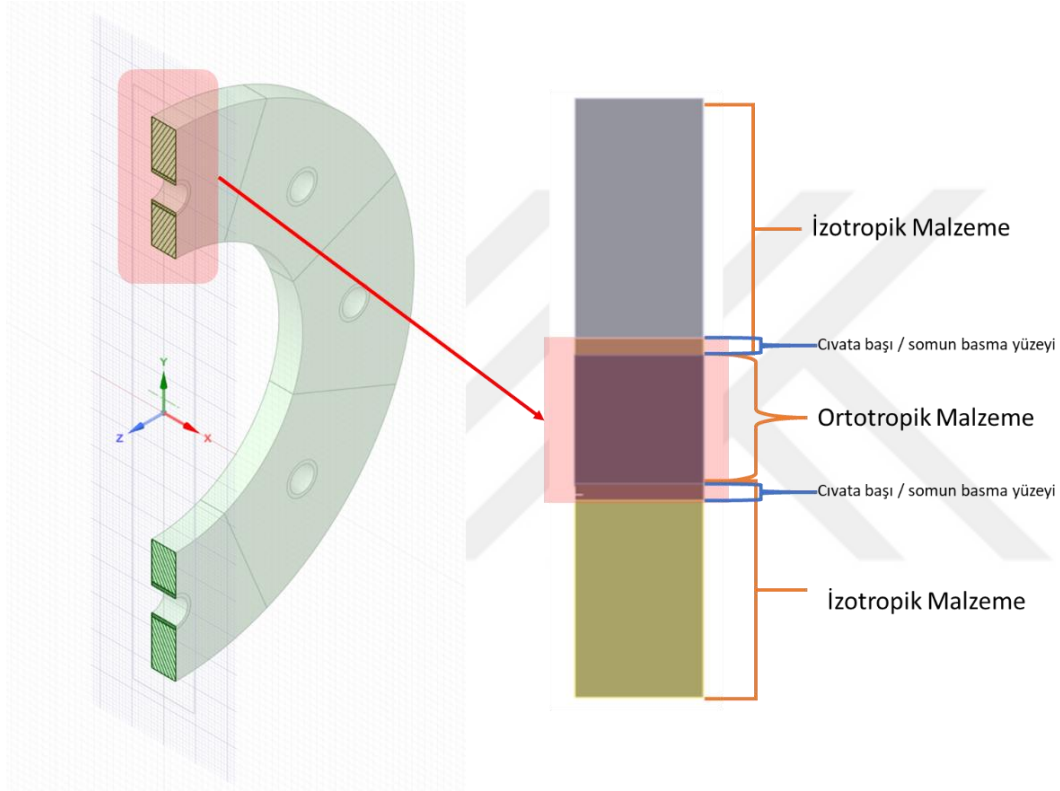
Eşitlik 3.9'da verilen r_1 ve r_2 indisleri, deliklerin alt ve üst noktalarının radyal konumlarını ifade etmektedir. Bu yaklaşım Casero et al. (2019) çalışmasında açıklanmış olup, yoğunluk ve çevresel yöndeki mekanik özellikler ilgili çalışmada belirtildiği şekilde hesaplanmıştır.

3B geometri için izotropik malzeme özellikleri kullanılırken; 2B geometri için ise delik bölgesinde ortotropik malzeme tanımlaması yapılmıştır. Delik bölgesi dışında kalan aksenal simetrik bölgeler için izotropik malzeme özellikleri kullanılmıştır. Delikli ve deliksiz hacimler kullanılarak hesaplanan hacim oranı Çizelge 3.9'da verilmektedir.

Çizelge 3.9: Hacim oranı hesaplaması

v_dolu [mm3]	v_boş [mm3]	v_ratio
201454.71	180248.84	0.89

Şekil 3.16’da verilen 2B geometri üzerine atanan malzeme özellikleri şekil 3.17’de gösterilmektedir.



Şekil 3.17: 2B yapı üzerine atanan malzeme özellikleri.

Delik bölgesindeki malzeme için yoğunluk ve ortotropik malzeme özelliklerinin hesaplanmasında kullanılan formüller eşitlik (3.10), (3.11), (3.12), ve (3.13)’te verilmektedir. 2B analiz modellerinde aksenal doğrultu y – ekseni ile, radyal doğrultu x – ekseni ile, çevresel doğrultu ise z – ekseni ile gösterilmektedir.

$$d_{ortotropik} = d_{izotropik} * k_{hacim} \quad 3.10$$

$$\begin{aligned}
E_{x_{ortotropik}} &= E_{x_{izotropik}} \\
E_{y_{ortotropik}} &= E_{y_{izotropik}} \\
E_{z_{ortotropik}} &= E_{z_{izotropik}} * k_{hacim}
\end{aligned}
\tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
G_{xy_{ortotropik}} &= \frac{E_{x_{ortotropik}} * E_{y_{ortotropik}}}{\left[E_{x_{ortotropik}} + E_{y_{ortotropik}} + \left(2 * v_{xy_{ortotropik}} * E_{x_{ortotropik}} \right) \right]} \\
G_{yz_{ortotropik}} &= \frac{E_{y_{ortotropik}} * E_{z_{ortotropik}}}{\left[E_{y_{ortotropik}} + E_{z_{ortotropik}} + \left(2 * v_{yz_{ortotropik}} * E_{y_{ortotropik}} \right) \right]} \\
G_{xz_{ortotropik}} &= \frac{E_{x_{ortotropik}} * E_{z_{ortotropik}}}{\left[E_{x_{ortotropik}} + E_{z_{ortotropik}} + \left(2 * v_{xz_{ortotropik}} * E_{x_{ortotropik}} \right) \right]}
\end{aligned}
\tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
v_{xy_{ortotropik}} &= v_{xy_{izotropik}} \\
v_{xz_{ortotropik}} &= k_{hacim} * v_{xz_{izotropik}} \\
v_{yz_{ortotropik}} &= k_{hacim} * v_{yz_{izotropik}}
\end{aligned}
\tag{3.13}$$

İzotropik ve ortotropik elastisite modülleri çizelge 3.10’da, Poisson oranları çizelge 3.11’de, ve kayma modülleri çizelge 3.12’te verilmektedir.

Çizelge 3.10: İzotropik ve ortotropik elastisite modülleri.

	İzotropik	Ortotropik
Ex [MPa]	200000	200000
Ey [MPa]	200000	200000
Ez [MPa]	200000	178947.26

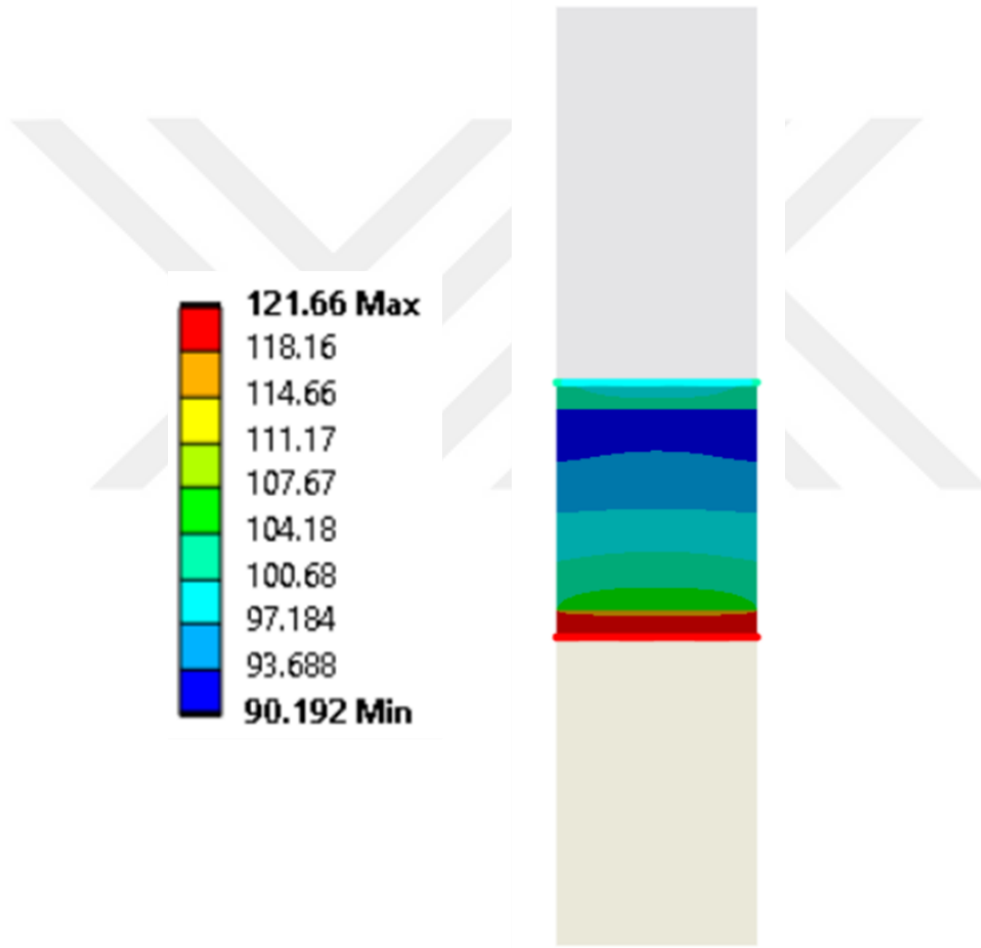
Çizelge 3.11: İzotropik ve ortotropik Poisson oranları.

	İzotropik	Ortotropik
v_xy	0.3	0.3
v_yz	0.3	0.27
v_xz	0.3	0.27

Çizelge 3.12: İzotropik ve ortotropik kayma modülleri.

	İzotropik	Ortotropik
G _{xy} [MPa]	76923.08	76923.08
G _{yz} [MPa]	76923.08	73593.05
G _{xz} [MPa]	76923.08	73593.05

Şekil 3.15’te verildiği gibi, delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte 3B analiz modeli kullanılarak hesaplanan Von Mises gerilmesi dağılımları, yukarıda bahsedilen yaklaşımların uygulandığı 2B analiz modeliyle de hesaplanmıştır. Elde edilen Von Mises gerilmesi dağılımları şekil 3.18’de verilmektedir.



Şekil 3.18: Delik bölgesinin bulunduğu kesitte hesaplanan Von Mises gerilmesi dağılımları [MPa].

Şekil 3.18’de verilen Von Mises gerilme dağılımına göre, delik bölgesinin bulunduğu kesitte minimum gerilmeler 90.192 MPa, maksimum gerilmeler 121.66 MPa ve ortalama gerilmeler ise 103.20 MPa olarak verilmektedir. Bu değerler, 3B model için çizelge 3.8’de verilen sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak çizelge 3.13’te verilmektedir.

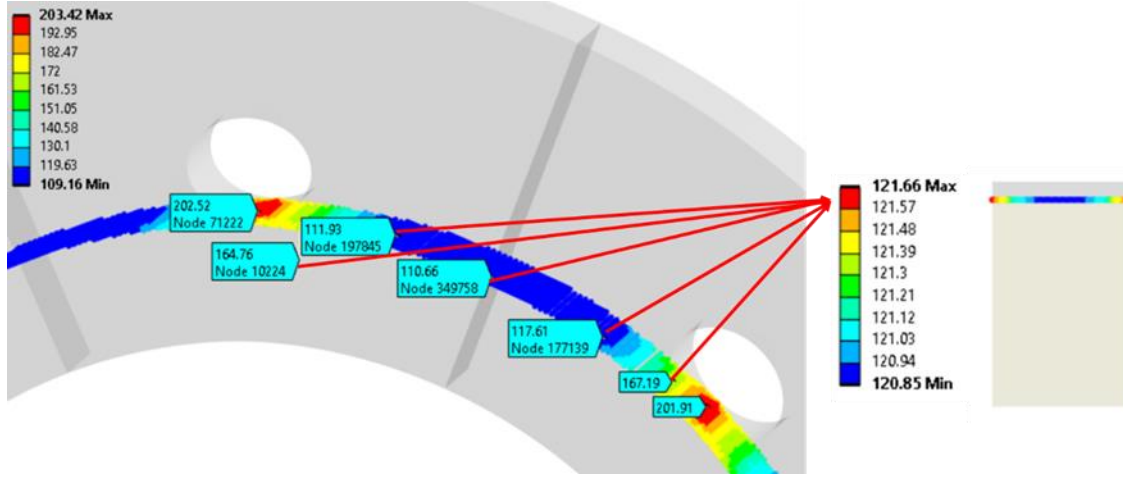
Çizelge 3.13: Delik bölgesi için 3B ve 2B analizlerden hesaplanan Von Mises gerilmeleri [MPa].

	3B	2B	
	Von Mises Gerilmeleri [MPa]		Fark [%]
Maksimum	365.80	121.66	200.67
Ortalama	105.74	103.20	2.46

Çizelge 3.13'te verildiği üzere, delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte ortalama Von Mises gerilmeleri 3B model için 105.74 MPa ve 2B model için 103.2 MPa olarak hesaplanmış olup eşitlik 3.7 ile uyumluluk göstermektedir. Aynı kesitte hesaplanan ortalama Von Mises gerilmeleri için 3B ve 2B modellerden elde edilen sonuçların %2.46 fark ile örtüşüyor olması çizelge 3.6 için yapılan açıklamalar ve eşitlik 3.5 ile uyumluluk göstermektedir.

Çizelge 3.13'te delik bölgesinin bulunduğu kesit için maksimum Von Mises gerilmesi 365.80 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değer Şekil 3.15'te ve çizelge 3.8'de de verilmiş olup delik bölgelerindeki geometrik süreksizliklerden dolayı eşitlik 3.6 ile tanımlanmış olan GKF kavramının fiziksel etkileriyle açıklanabilmektedir. Öyle ki, geometrik süreksizliklerin bulunduğu bölgede hesaplanan gerilmeler ilgili kesitin geri kalanına göre belirgin şekilde yükselmektedir. Bu durum daha önce de bahsedildiği üzere 2B analiz modellerinde doğrudan modellenememektedir. Dolayısıyla, delik bölgelerinde oluşan maksimum Von Mises gerilmelerinin 2B analizlerde hesaplanabilmesi için eşitlik 3.8 kullanılmalıdır.

Çizelge 3.13'te 2B model için verilen en yüksek Von Mises gerilmesi 121.66 MPa olarak hesaplanmaktadır. Bu değer, eşitlik 3.2'de ifade edildiği üzere 3B analiz modelinde radyal olarak "r" konumundaki düğüm noktalarına ait Von Mises gerilmelerinin ortalamasına karşılık gelmektedir. İlgili bölge için Von Mises gerilmeleri dağılımı MPa cinsinden şekil 3.19'da verilmektedir.



Şekil 3.19: 2B Modelde elde edilen maksimum Von Mises gerilmesinin [MPa] 3B modeldeki karşılığı.

Şekil 3.19’da verildiği üzere, 2B modelde 121.66 MPa olarak maksimum Von Mises gerilmelerinin hesaplandığı kesit için 3B modelden elde edilen ortalama gerilmeler çizelge 3.14’te verilmektedir.

Çizelge 3.14: 2B ve 3B modellere ait Von Mises gerilmelerinin kıyaslanması.

	Von Mises Gerilmesi [MPa]	
	3B	2B
Maksimum	203.42	121.66
Ortalama	135.22	121.10

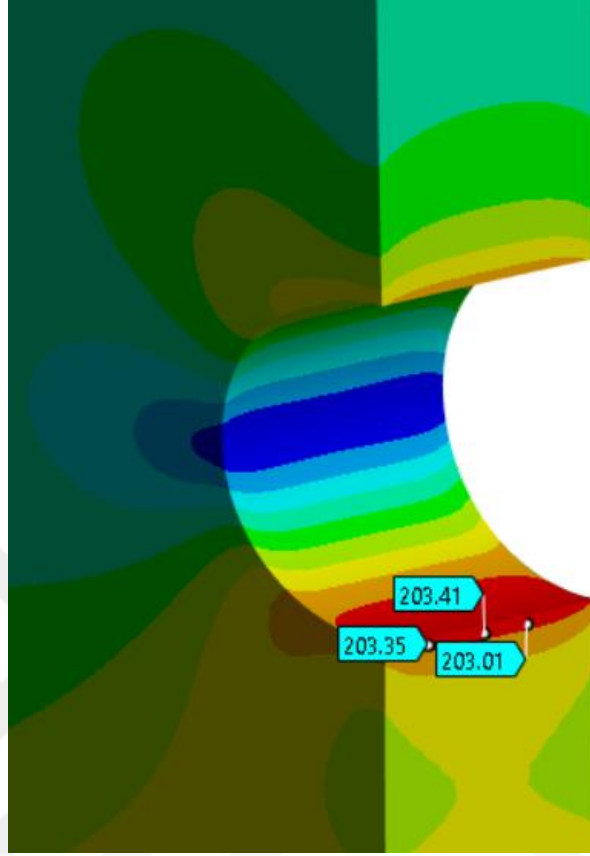
Çizelge 3.14’te 3B model için ilgili kesitte elde edilen ortalama Von Mises gerilmesi 135.22 MPa olarak hesaplanmaktadır. 2B modelde ise aynı değer 121.10 Mpa olarak hesaplanmaktadır.

3B modelden elde edilen 135.22 MPa değeri eşitlik 3.2’de ifade edildiği üzere, incelenen “r” radyal konumundaki tüm düğüm noktalarının Von Mises gerilmelerinin ortalaması olarak hesaplanmaktadır.

Ancak Şekil 3.20’de gösterildiği gibi bu konumda bulunan bazı düğüm noktalarının Von Mises gerilmeleri, delik bölgesine yakın buldukları için yükselmektedir. Bu nedenle, ortalama Von Mises gerilmesi değeri 135.22 MPa olarak hesaplanmaktadır.

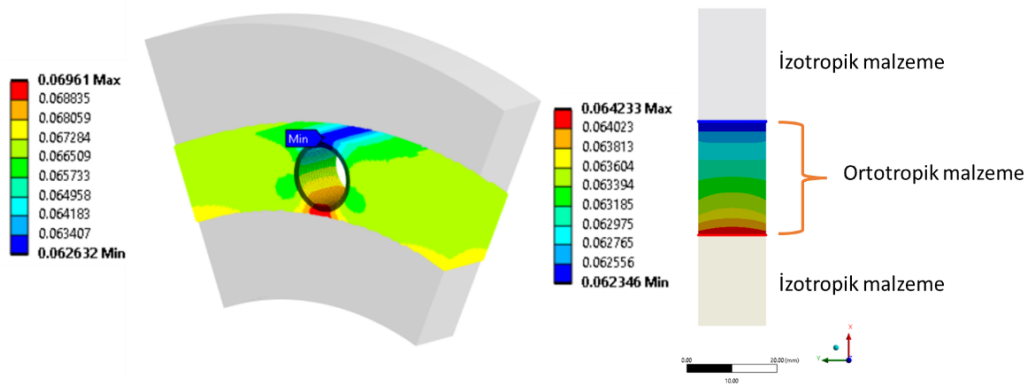
Çizelge 3.14’te 3B model için verilen maksimum Von Mises gerilmesi 203.42 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu gerilmenin hesaplandığı düğüm noktası, konum olarak delik

bölgesine yakın olup GKF kavramının fiziksel etkilerine maruz kalmaktadır. Bu durum şekil 3.20’de görsel olarak verilmektedir.



Şekil 3.20: 3B model için delik bölgesi yakınındaki Von Mises gerilmeleri [MPa].

Şekil 3.21’de, delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte radyal deplasmanlar için 3B ve 2B analizlerde hesaplanan değerler mm cinsinden gösterilmektedir.



Şekil 3.21: Delik bölgesinin bulunduğu çevresel kesitte radyal yöndeki deplasmanlar [mm].

Çizelge 3.15'te ise bu değerlerin minimum ve maksimum olarak kıyaslaması verilmektedir.

Çizelge 3.15: 3B ve 2B Radyal deplasmanların kıyaslanması.

	3B	2B
	Radyal Deplasmanlar [mm]	
Maksimum	0.0696	0.0642
Minimum	0.0626	0.0623

Şekil 3.21 ve çizelge 3.15'te görüldüğü üzere maksimum ve minimum radyal deplasmanlar 2B ve 3B analizlerde aynı radyal konumlarda çıkmakta olup hesaplanan değerler birbirleriyle örtüşmektedir.

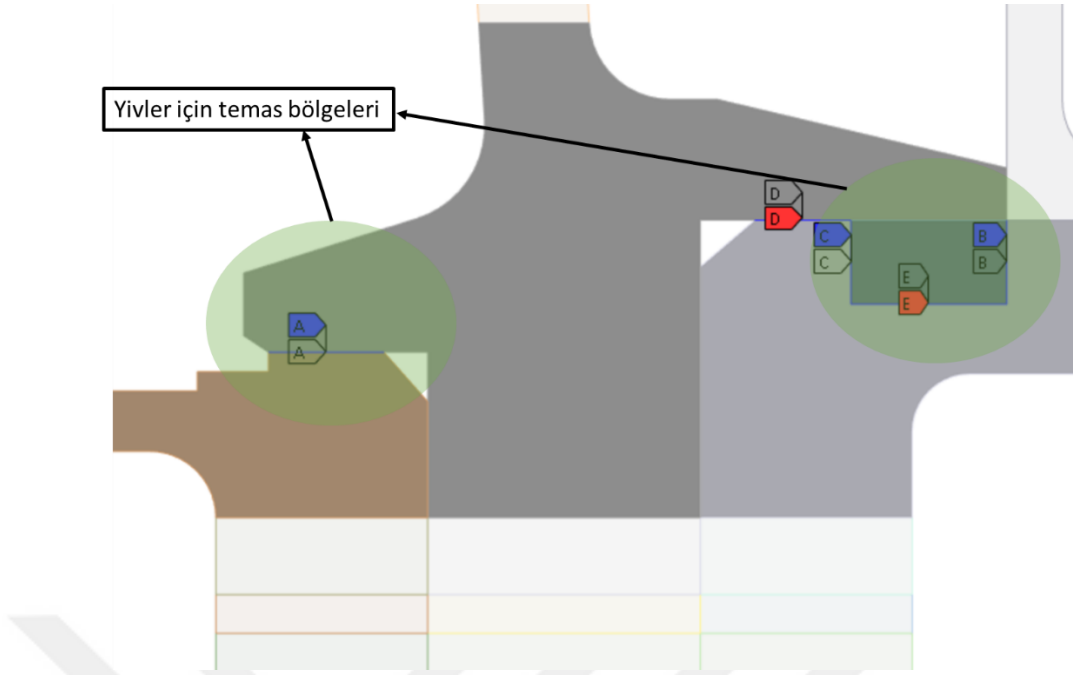
Tez çalışmaları kapsamında E3 HPT modülü rotor grubuna, ilgili tasarım raporunda belirtildiği üzere sıcaklık ve dönüş hızı yükleri uygulanmıştır. Bu yükler, görev profilindeki ardışık üç noktada uygulanmakta olup sonlu elemanlar analiz modellerinde de aynı şekilde her bir noktada o noktaya ait sıcaklık ve dönüş hızı yükleri birlikte uygulanmaktadır. Bu noktalarda farklı sıcaklık yükleri uygulanmakta olduğundan, malzemelerin mekanik ve termal özelliklerinin de ilgili sıcaklıktaki değerlerinin analizlere beslenmesi gerekmektedir. Bu nedenle polikristal Inconel718 malzemesi için sıcaklığa bağlı elastisite modülü, poisson oranı, kayma modülü, termal genişleme ve iletkenlik katsayıları tanımlanmıştır. İlgili malzeme özellikleri tez çalışmasının ekler kısmında verilmektedir.

3.3 Flanş Bölgelerine Ait Temas Bağlantılarının Modellenmesi

Flanş bölgerindeki yivli bölgeler ve flanş yüzeyleri için sürtünmeli temas bağlantıları tanımlanmıştır. Yivli bölgeler için, montaj koşullarında sıkı geçme uygulanması sebebiyle temas bağlantısının konfigürasyonunda bu etki tanımlanmıştır [11]. Temas bağlantılarının kontrol edilmesi için eleman normalleri görselleştirilmiştir.

Tüm temas bağlantılarında “Contact” elemanları için Contac172 ve “Target” elemanları için Targe169 elemanları kullanılmıştır [38].

Şekil 3.22'de birinci flanş bölgesindeki yivler için temas bölgeleri verilmektedir.



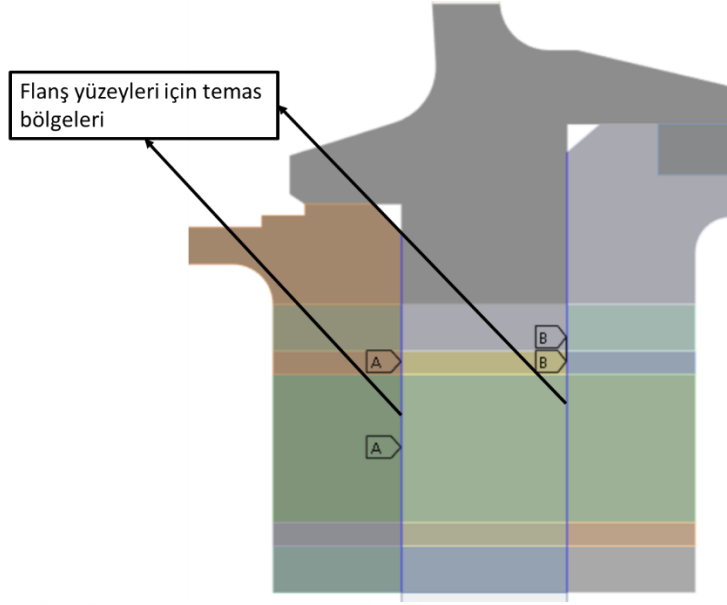
Şekil 3.22: Birinci flanş bölgesi yivli bağlantılar için temas bölgeleri.

Yivli bölgeler için tanımlanan temas bağlantıları sıkı geçmeli olarak modellenmiştir. İkinci ve üçüncü flanş bölgelerinde bulunan yivli bölgelerdeki temas bağlantıları da aynı şekilde modellenmiştir. Statik sürtünme katsayısı 0.3 olarak tanımlanmıştır. Bu değer ilgili tasarım raporundan ve literatürdeki çalışmalardan sağlanmıştır [11, 37, 39].

Flanş yüzeylerindeki temas bağlantılarının modellenmesi için benzer konfigürasyon uygulanmıştır. Ancak bu yüzeylerde sıkı geçme durumu geçerli değildir.

Tez çalışmalarında oluşturulan üç sonlu elemanlar modelinde de rotor modülü tamamen modellenmiştir. Ancak, çözüm ağı oluştururken yapıldığı gibi, sadece ilgilenilen flanş bölgesi için sürtünmeli temas bağlantıları tanımlaması yapılmıştır. Diğer bölgelerde bulunan komponentler ise temas eden kenarlarının düğüm noktalarındaki serbestlik dereceleri üzerinden birbirlerine bağlanmıştır. Bu yaklaşımın temel sebebi ilgilenilen flanş bölgesi haricindeki komponentlerin kütle ve eylemsizlik özelliklerinin sonlu elemanlar modelinde hesaba katılmasının sağlanması olup bölüm 5'te montajlı rotor modülünün nihai halinin çoklu vekil modeller kullanılarak ayrı ayrı flanş bölgeleri özelinde optimize edildiği sonuçlar verilmektedir.

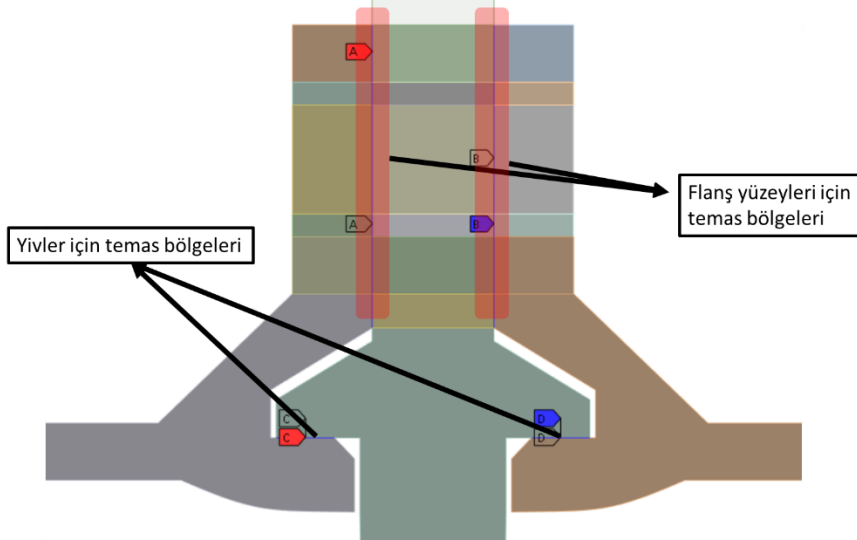
Şekil 3.23'te birinci flanş bölgesindeki flanş yüzeylerine ait temas bölgeleri tanımlanmaktadır.



Şekil 3.23: Birinci flanş bölgesi flanş yüzeylerindeki temas bölgeleri.

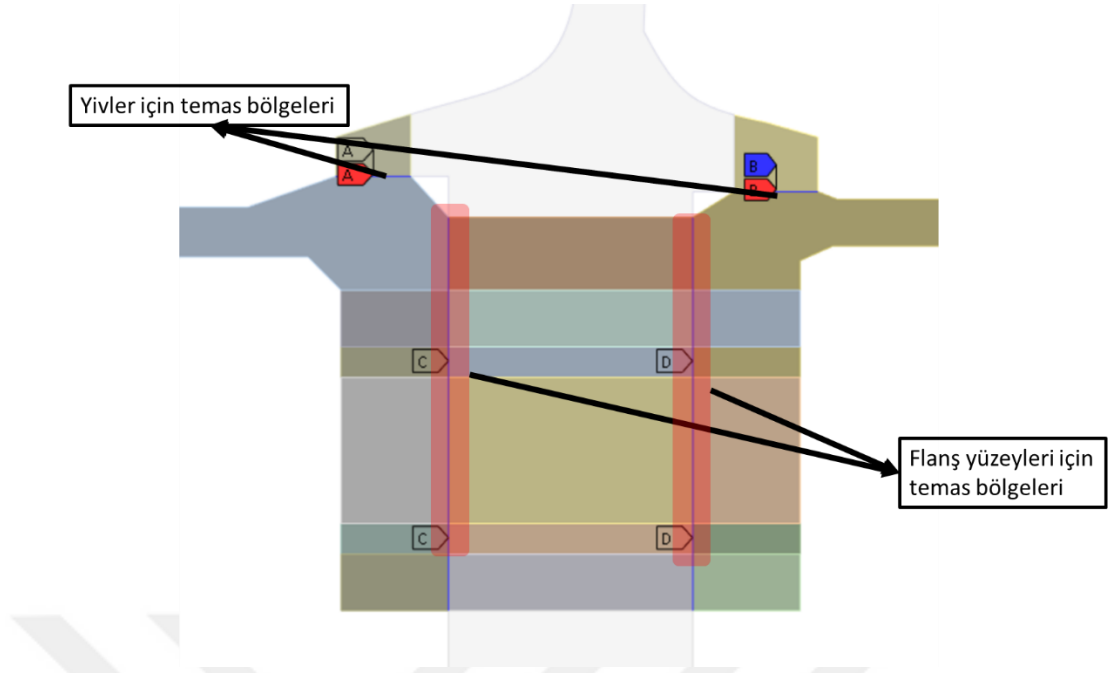
Birinci bölgedeki flanş yüzeylerinin temas bağlantılarının modellenmesinde kullanılan konfigürasyon ikinci ve üçüncü flanş bölgelerinde flanş yüzeylerinin temas bağlantılarının konfigürasyonu için de aynı şekilde uygulanmıştır.

Şekil 3.24'te ikinci flanş bölgesinde flanş ve yiv temas bölgeleri tanımlanmaktadır.



Şekil 3.24: İkinci flanş bölgesi temas tanımlama konumları.

Şekil 3.25'te üçüncü flanş bölgesi için flanş ve yiv temas bölgeleri tanımlanmaktadır.



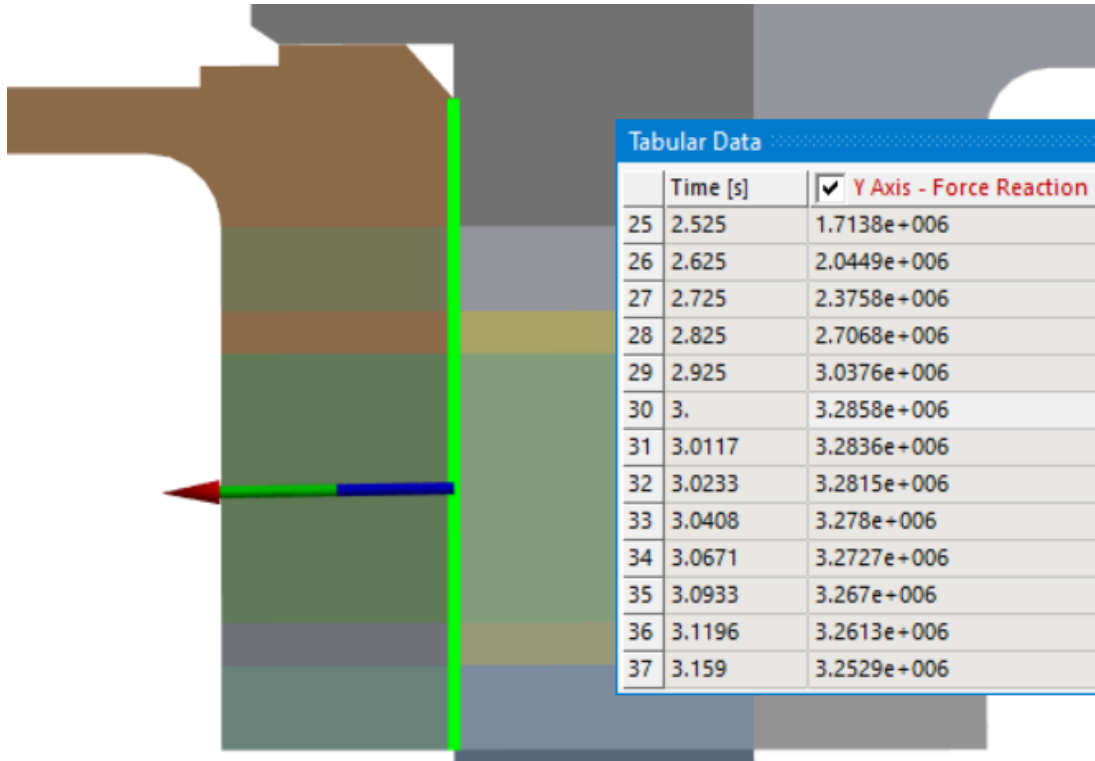
Şekil 3.25: Üçüncü flanş bölgesi temas tanımlama konumları.

3.4 Cıvata Bağlantılarının Modellenmesi

Cıvata bağlantılarının modellenmesi için Şekil 2.21’de bulunan ikinci seçenek tercih edilmiştir. Cıvata parçasının modellenmesi için Beam188 kiriş elemanı kullanılmıştır. Cıvata ve somun başlarının temas ettiği yüzeyler deformasyona izin veren kinematik kısıt denklemleri kullanılarak cıvata parçasını temsil eden Beam188 elemanına bağlanmıştır. Beam188 elemanı termal yüklemeleri de kabul ettiği için görev profilinde cıvata bölgesinde oluşan sıcaklıklar analiz modellerine dahil edilmiştir. Cıvata yapılarının oluşturulması amacıyla yazılan APDL betikleri tez çalışmasının Ekler bölümünde verilmiştir.

3.5 Temas Bağlantılarının Kuvvet Aktarım Kabiliyetlerinin Değerlendirilmesi

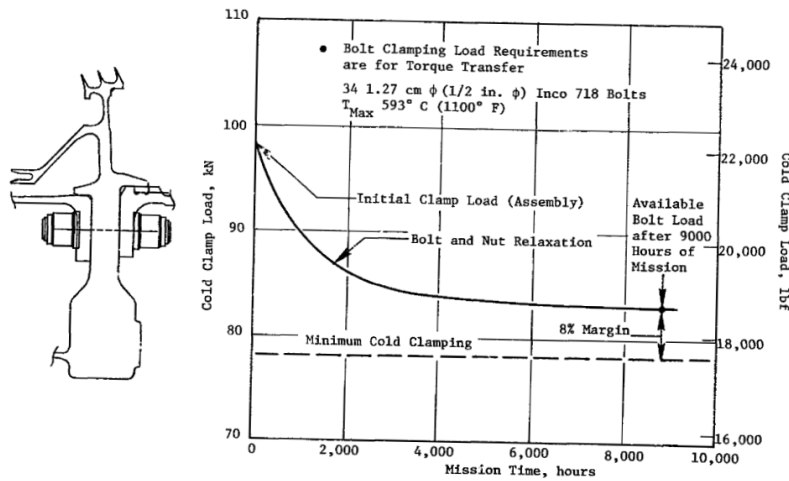
Temas bağlantılarının kuvvet aktarım kabiliyetleri cıvatalara uygulanan ön yükleme kuvvetinin flanş yüzeylerinde sebep olduğu reaksiyon kuvveti miktarları üzerinden incelenmiştir.



Şekil 3.26: Birinci flanş bölgesi için temas bağlantısından okunan tepki kuvveti.

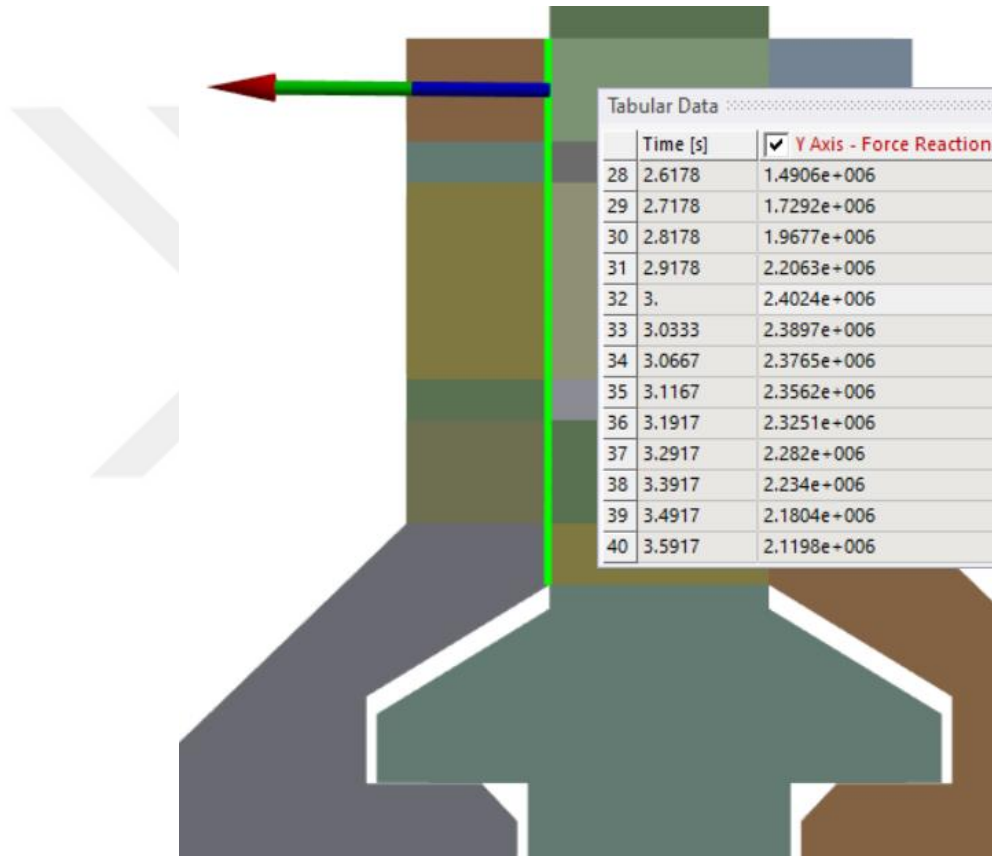
Birinci flanş bölgesinde civatalara ilgili kaynakta ve şekil 3.27’de belirtildiği üzere yaklaşık 3,298kN değerinde toplam ön yükleme kuvveti uygulanmıştır.

Yapısal analiz çalışmalarında ön yükleme kuvveti üçüncü adımda uygulandığı için Şekil 3.26’da verilen görselde de analiz kurgusuna göre üçüncü yükleme adımındaki tepki kuvveti okunmaktadır. Bu yükleme adımında temas yüzeylerinden hesaplanan tepki kuvveti, uygulanan ön yükleme kuvvetiyle örtüşmektedir.

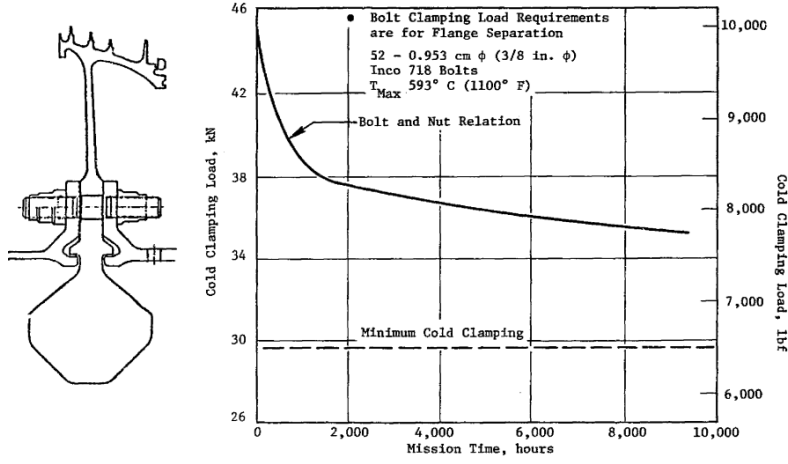


Şekil 3.27: Birinci flanş civatalarına uygulanan ön yükleme kuvveti [11].

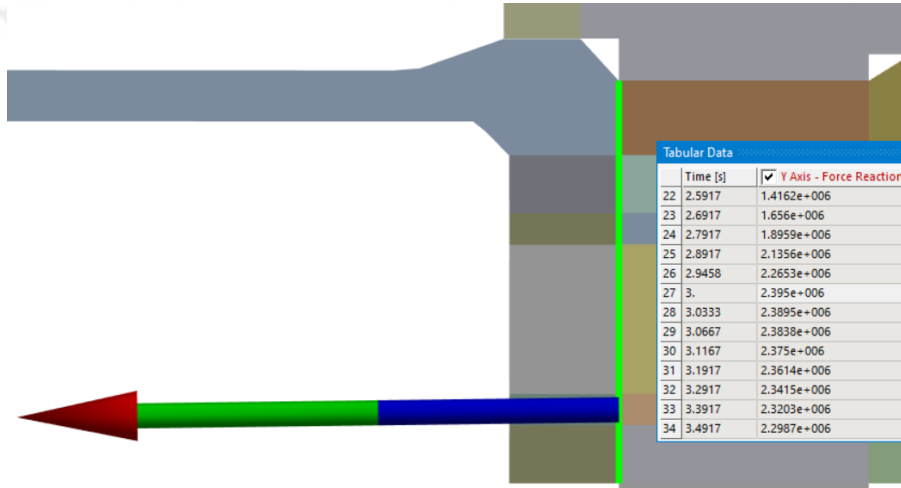
Aynı yaklaşım ile ikinci flanş bölgesi de şekil 3.28'deki gibi kontrol edilmektedir. İkinci flanş bölgesi için uygulanan ön yükleme kuvveti yaklaşık 2,398 kN değerinde olup ilgili tasarım raporunda belirtildiği gibi Şekil 3.29'da verilmektedir. Üçüncü flanş bölgesi için ilgili kaynakta ön yükleme kuvveti verilmemektedir. Çalışmaların bütünlüğünü korumak ve uygulanan metodolojilerin test edilmesi amacıyla üçüncü flanş bölgesi cıvatalarına da ikinci flanş bölgesi cıvatalarına uygulanan ön yükleme kuvveti (y eksenli, aksel yön olmak üzere) verilmiş olup şekil 3.30'da gösterilmektedir.



Şekil 3.28: İkinci flanş bölgesi için temas bağlantısından okunan tepki kuvveti.



Şekil 3.29: İkinci flanş civatalarına uygulanan ön yüklem kuvveti [11].



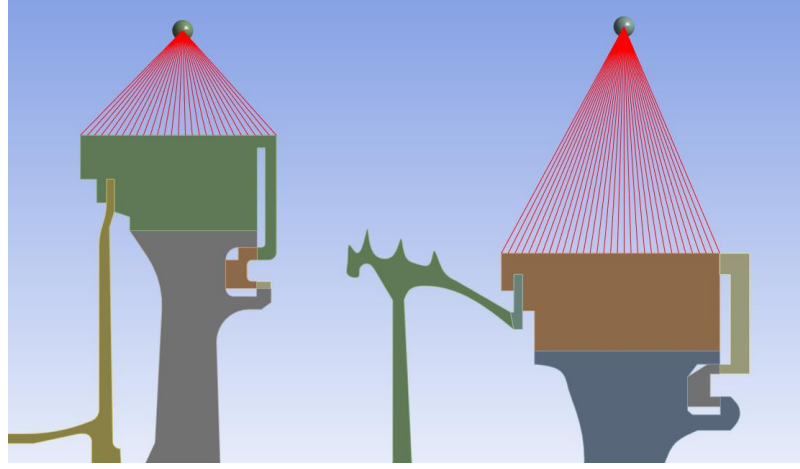
Şekil 3.30: Üçüncü flanş bölgesi için temas bağlantısından okunan tepki kuvveti.

Flanş yüzeylerinden okunan tepki kuvvetleri, civatalara uygulanan toplam ön yüklem kuvvetleriyle her üç flanş bölgesi sonlu elemanlar modeli için örtüşmektedir. Bu durum, modellenen doğrusal olmayan sürtülmeli temas bağlantıları üzerinden yük aktarımı yapılabildiğini göstermektedir.

3.6 Kanatçık Kütlelerinin Modellenmesi

Flanş bölgesinde bulunan türbin kanatçıklarının ilgili rotor diskine bağlanması için, şekil 3.31’de görüldüğü üzere deformasyona müsaade eden kinematik kısıtların modellenebildiği “Remote Point” fonksiyonu uygulanmıştır. Akış yolunda birinci türbin rotora eklenmiş tüm komponentlerin kütlesi ve kütle merkezleri ilgili

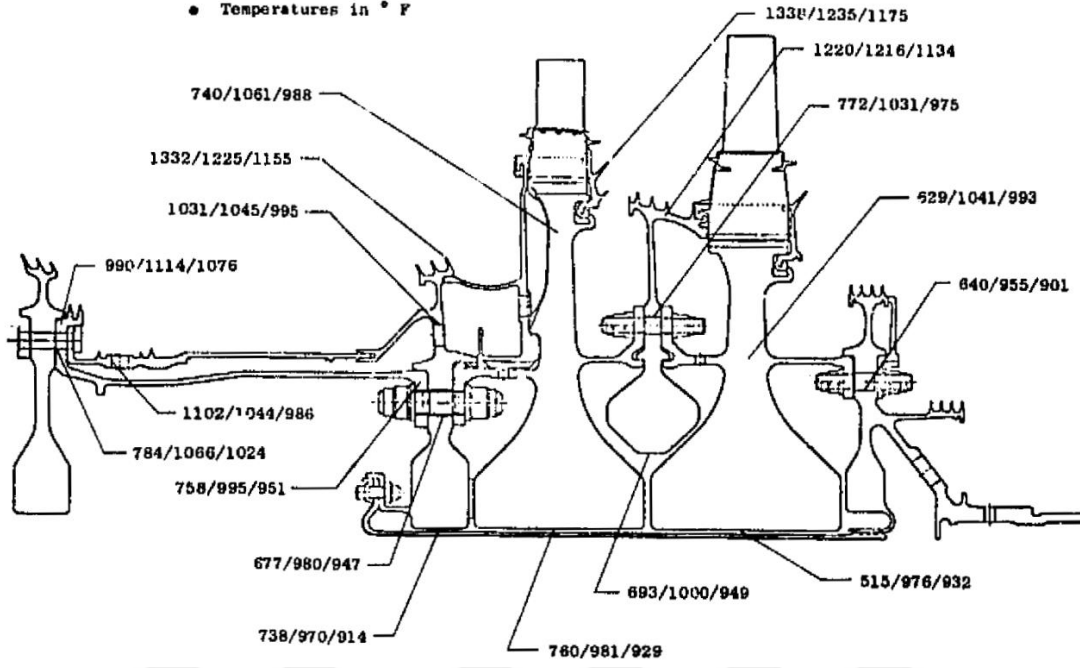
kaynaklardan temin edilmiştir [11, 45]. Sonlu elemanlar modelleme çalışmalarında kütle tanımlamalarıyla alakalı görseller ekler kısmında verilmektedir.



Şekil 3.31: Mass21 elemanı kullanarak kanatçık kütlelerinin rotorlara bağlanması.

3.7 Yükleme Koşulları

Tez çalışmalarında uygulanan yüklemeler, ilgili tasarım raporundan alınmıştır [11]. Raporda 3 adet yükleme adımı bulunmaktadır. Her bir yükleme adımında sıcaklık ve dönüş hızı şeklinde yüklemeler mevcuttur. Sıcaklık yüklemeleri Şekil 3.32’de verilen ilgili tasarım raporundaki görsel üzerinde Fahrenheit birimi olarak gösterilmektedir. “/” işaretiyle ayrılan sıcaklıklar sırasıyla her bir yükleme adımında uygulanmaktadır [11].



Şekil 3.32: Tasarım raporundan alınan sıcaklık yükleri [11].

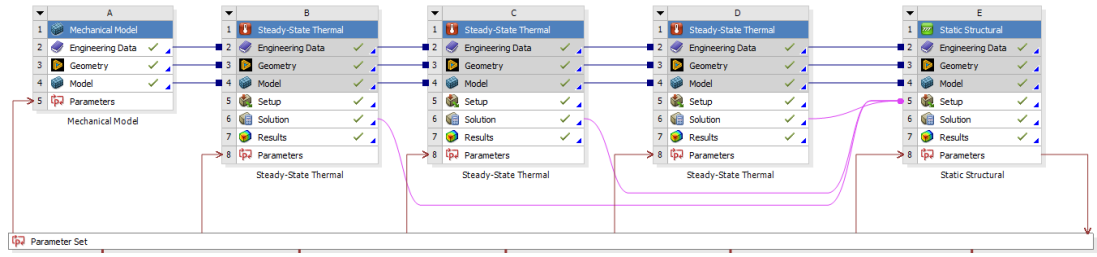
Her bir yükleme adımında sıcaklıklarla birlikte dönüş hızları da uygulanmaktadır. Dönüş hızları da yine ilgili tasarım raporundan alınmıştır [11]. Dönüş hızları çizelge 3.15'te verilmektedir.

Çizelge 3.16: Uygulanan dönüş hızları.

	Dönüş Hızı [RPM]
Adım #1	12600
Adım #2	13948
Adım #3	12850

3.8 Analiz İş Akışının Oluşturulması

Bölüm 3.7'de açıklandığı üzere analiz senaryosu, ilgili tasarım raporunda görev profili için verilen en düşük ömrün hesaplandığı, toplamda üç adımdan oluşan termal dağılımlar göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur [11]. Bu nedenle üç ayrı termal çözümü analiz iş akışına eklenmiştir. Her bir termal çözücüsünde, sıcaklık dağılımları adım adım hesaplanarak yapısal çözücüsünde ilgili yükleme adımına beslenmiştir. Şekil 3.33'te termal ve yapısal analizlerin bulunduğu ve parametrize edilmiş analiz iş akışı verilmektedir.



Şekil 3.33: Flanş bölgeleri için oluşturulan analiz iş akışı.

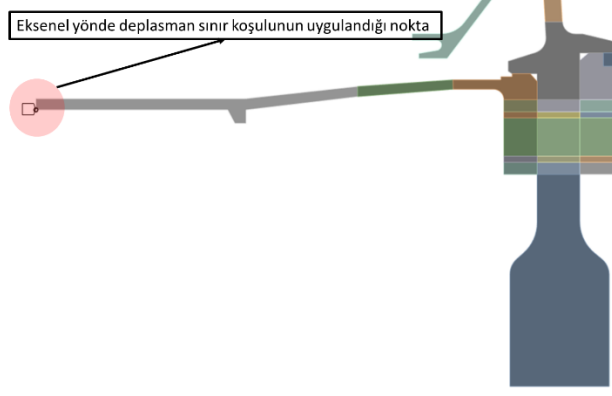
Şekil 3.33'te verilen analiz iş akışı tüm flanş bölgeleri için aynı şekilde uygulanmaktadır.

Cıvata bağlantılarının modellenmesi için Ansys Workbench yazılımının arayüzü üzerinden konfigürasyon yapılabilmektedir. Ancak bu aracın kullanımı cıvata ön yüklem kuvvetinin parametrize edilmesine müsaade etmemektedir. Bu sorunun çözümü için APDL (Ansys Parametric Design Language) betiği yazılmıştır. İlgili APDL betiği "Ekler" bölümünde verilmektedir.

Termal analizlerde hesaplanan komponent sıcaklık dağılımları, yapısal dayanım analizlerinde yüklem olarak uygulanmıştır. Bu yüklemeler toplamda 6 adımda gerçekleşen analiz iş akışının dördüncü adımından itibaren uygulanmaktadır.

Oluşturulan sonlu elemanlar modeline ait elemanlar, temas bağlantıları ve cıvata modellemelerine ait görseller ekler kısmında verilmektedir.

Sınır koşulu olarak sadece şekil 3.34'te verildiği gibi tek bir noktadan rotor dönüş eksenini yöündeki yer değiştirmeler kısıtlanmıştır. Rotor modülü aksenal simetrik Plane182 elemanıyla modellenmiştir. Bu eleman aksenal simetrik yüklem sınır koşullarını kabul etmektedir. Oluşturulan modelin aksenal simetrik çözüme ağına sahip olması radyal yönde herhangi bir yer değiştirme kısıtı uygulanmasını gereksiz kılmaktadır. Çünkü rotor grubundaki noktalar merkezkaç kuvvetinin etkisiyle dönüş ekseninden dışarıya doğru hareket etmeye çalışacağı için rotor grubu dönüş eksenine göre simetrik kalmaya devam edecektir.



Şekil 3.34: Deplasman sınır koşulu.

HPT rotor modülü üzerindeki termal yüklemeler Şekil 3.32’de verildiği gibi uygulanmaktadır. Bölüm 3.7’de açıklandığı üzere toplamda ardışık üç adet termal analiz çözülmekte ve rotor modülü üzerindeki termal dağılımlar hesaplanmaktadır. Elde edilen termal dağılımlar dördüncü adımdan itibaren rotor modülüne beslenmektedir.

Yapısal analizler 6 adımda çözülmektedir. İlk adımda, daha önceki bölümlerde ifade edildiği üzere sıkı geçmeli temas tanımlamalarının yakınsaması istenmektedir. Termal veya mekanik olarak herhangi bir yüklemeye uygulanmamıştır. Yakınsamanın sağlanması için analiz yüklemeye adımlarının sayısı artırılmıştır. Çözücü konfigürasyonları, üç flanş bölgesi için de ayrı ayrı kurulan analiz modelleri için aynıdır.

Analizin ikinci yüklemeye adımında da ilk adımda olduğu gibi herhangi bir yüklemeye uygulanmamıştır. Sıkı geçmeli temas formülasyonlarının yakınsamasını garanti etmek adına oluşturulan ilave bir adımdır. Bu adımda alt yüklemeye adımlarının sayısının sonlu elemanlar çözücüsü tarafından otomatik olarak belirlenmesine izin verilmiştir.

Üçüncü yüklemeye adımında cıvata ön yüklemeye kuvveti uygulanmaktadır. Gerek temas tanımlamalarındaki sürtünmeden kaynaklı doğrusal olmama ve gerekse büyük deformasyonlara (ing. Large deflection) izin verilmesi kaynaklı doğrusal olmama durumlarından dolayı, Plane182 elemanları üzerinde yüksek deformasyonların oluşmasını ve elemanlarda şekil bozukluğuna sebep olmasını engellemek adına bu yüklemeye adımındaki alt yüklemeye adımlarının sayısı manuel olarak belirlenmiştir.

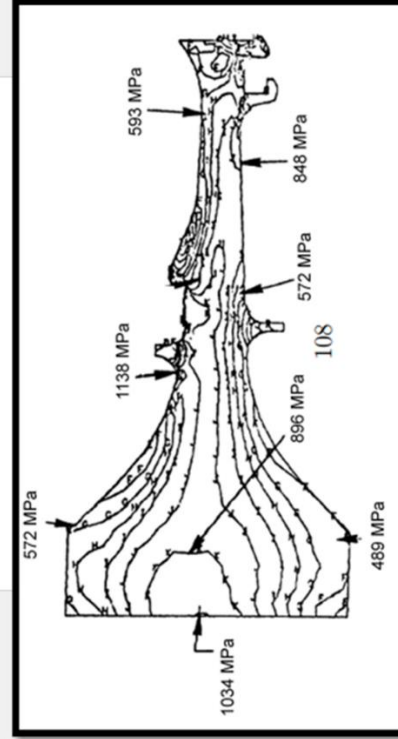
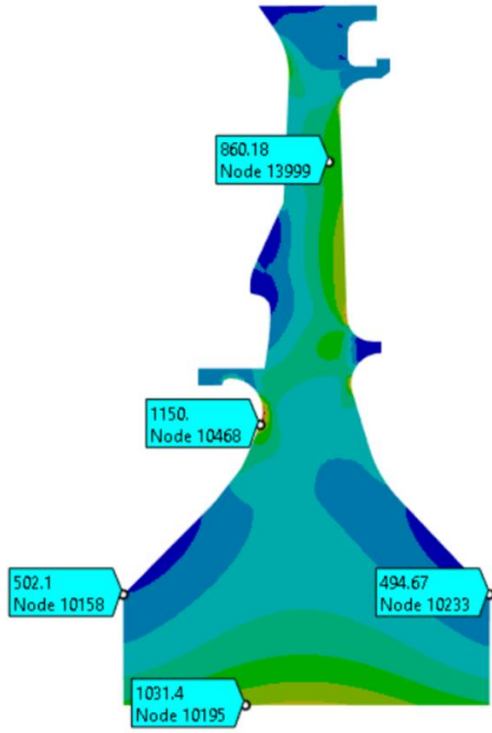
Bu nedenlerden ötürü ilgili tasarım raporunda verilen görev profilindeki sıcaklık ve dönüş hızı yüklemeleri çizelge 3.15 ve şekil 3.32’de verildiği üzere, analiz kurgusunda sırasıyla dördüncü, beşinci, ve altıncı adımlarda uygulanmaktadır.

İkinci ve üçüncü flanş bölgeleri için de yükleme koşulları ve çözücü konfigürasyonları aynı şekilde uygulanmıştır.

Ansys Theory Reference Manual dökümanında, statik sürtünme katsayısının 0.2 değerinden büyük olduğunda problemlerde temas tanımlamaları kaynaklı yakınsama problemleriyle karşılaşılması durumunda iteratif bir çözücü olan “Unsymmetric Solver” çözücüsünün kullanımını tavsiye edilmektedir [50]. Tez çalışması kapsamında statik sürtünme katsayıları 0.3 alındığı için bu çözücü kullanılmıştır. Ayrıca yakınsama durumunu garanti altına almak adına özellikle temas tanımlamalarının yakınsaması için kuvvet ve yer değiştirme yakınsama kriterleri Ansys tarafından varsayılan olarak önerilen %0.5 değeri yerine %0.1 olarak kullanılmıştır. Böylelikle, ilk yükleme adımının alt yükleme adımlarında daha erken yakınsama garanti edilmekte ve temas formülasyonların kararlı bir şekilde çalışması sağlanmaktadır.

3.9 Sonlu Elemanlar Modellerinin Validasyonu

Validasyon çalışmalarında HPT rotor modülü birinci kademe rotoruna ait gerilmeler kullanılmıştır. Bu yaklaşım, Bölüm 3’ün başında ifade edildiği üzere ilgili literatür çalışmalarında birinci kademe rotorun geometrisinin kullanılması ve sonuçlarının paylaşılmasına dayanmaktadır [11, 45].



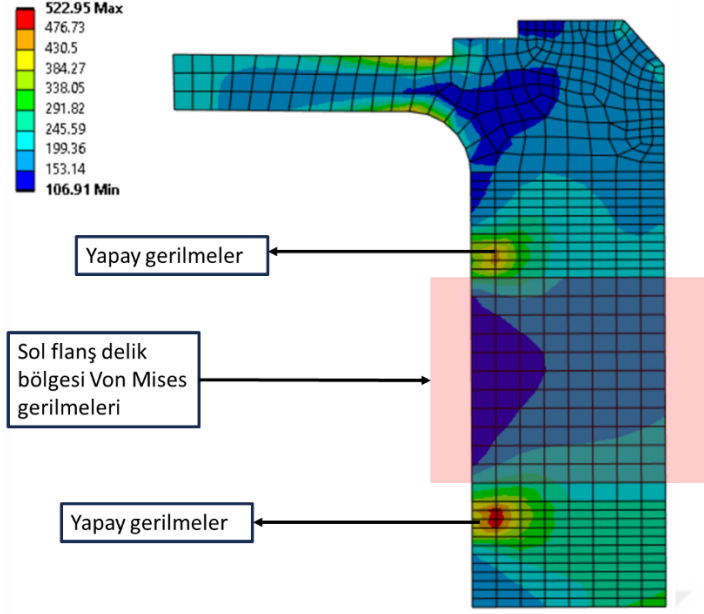
Şekil 3.35: Birinci kademe türbin rotor diski için gerilme sonuçları [45].

HPT rotor modülü birinci kademe rotoruna ait Von Mises gerilmeleri Şekil 3.35'te verilmektedir. Termal ve mekanik yükler, E3 FPS motorunun kalkış (ing. Take-off) görevine aittir. Elde edilen sonuçlar ilgili literatür çalışmasının sonuçlarıyla örtüşmektedir [11, 45].

3.10 Çıktı Parametrelerinin Tanımlanması

Tez çalışmaları kapsamında analiz çözümlerinden alınacak sonuçlar, vekil modeller için de çıktı parametreleri olarak kullanılacaktır. Bu bölümde başlangıç durumu sonuçları üzerinden bu çıktı parametreleri açıklanmaktadır.

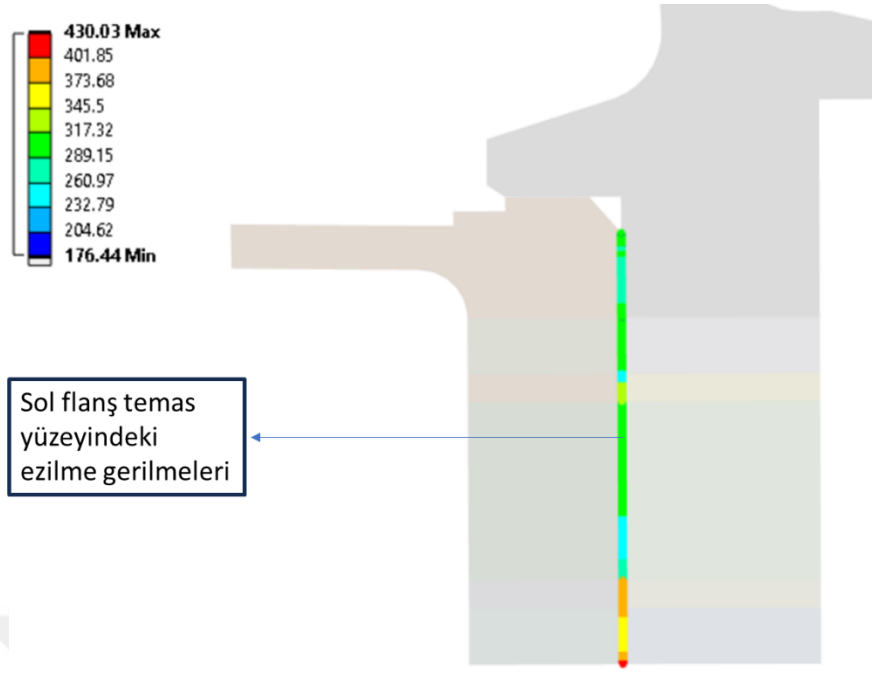
Birinci flanş bölgesinde bulunan birinci civata deliğindeki eşdeğer Von Mises gerilmeleri Şekil 3.36'da olduğu gibi elde edilmektedir.



Şekil 3.36: Birinci flanş bölgesinde sol flanş delik bölgesi için Von Mises gerilmeleri [MPa].

Şekil 3.36’da birinci flanş bölgesinde sol flanş kolunda delik bölgesi de dahil olmak üzere Von Mises gerilmeleri MPa cinsinden verilmektedir. Delik bölgesi gerilmeleri, bölüm 3.2’de ortotropik malzeme yaklaşımının açıklanmasında ifade edildiği gibi delik bölgesinin bulunduğu radyal konumda bulunan çevresel kesitteki gerilmelerin ortalamasıdır. Bu bölgede elde edilen gerçek gerilmeler (ing. True Stress) tez çalışmaları kapsamında, ilgili tasarım raporunda hesaplanan gerilme konsantrasyon değeri ile çarpılarak hesaplanmıştır [11]. Birinci, ikinci, ve üçüncü flanş bölgesinde bulunan diğer delik bölgelerindeki gerilme değerleri de aynı yaklaşım kullanılarak hesaplanmıştır.

Flanş temas bölgelerindeki Von Mises ezilme gerilmeleri (ing. Crush stress) Şekil 3.37’de olduğu gibi hesaplanmaktadır.



Şekil 3.37: Birinci flanş bölgesinde sol flanş yüzey ezilme gerilmeleri [MPa].

Flanş temas yüzeylerindeki ezilme ortalama Von Mises gerilmeleri diğer flanş bölgelerinde de Şekil 3.37’de verildiği gibi hesaplanmıştır.

Yivli temas bölgelerindeki eş değer ortalama Von Mises ezilme gerilmeleri Şekil 3.38’deki gibi hesaplanmaktadır.

Vekil modellerde çıktı parametresi olarak tanımlanan flanş temas yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerinin hesaplanması, ön yükleme kuvvetinin uygulanmasının anlatıldığı bölüm 3.5’te açıklanmaktadır.



Şekil 3.38: İkinci flanş bölgesi sol yiv temas bölgesi ezilme Von Mises gerilmeleri [MPa].

Şekil 3.38’de ikinci flanş bölgesinde sol yiv temas yüzeyi için ezilme gerilmeleri gösterilmektedir. Her üç flanş bölgesi için de ezilme gerilmeleri aynı şekilde hesaplanmaktadır.

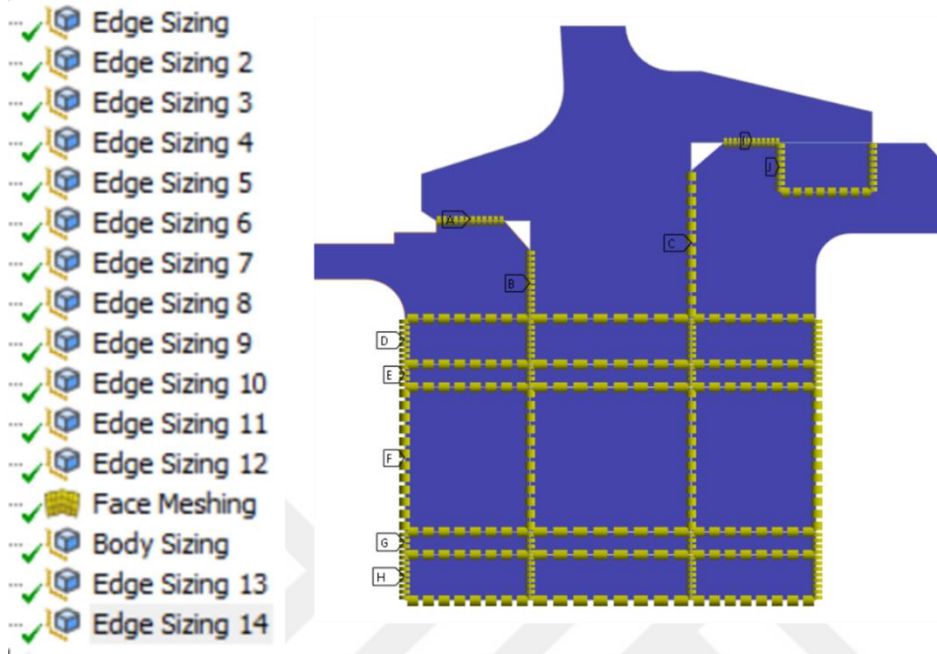
Cıvatalarda oluşan eş değer gerilmelerinin hesabı, cıvatalara uygulanan ön yüklemeye kuvvetinin cıvata şaftının kesit alanına bölünmesiyle elde edilmektedir.

3.11 Çözüm Ağı Konfigürasyonları

Sonlu elemanlar çözüm ağı konfigürasyonu çizelge 3.16’da verilmektedir. Temas halindeki yüzeylerin iki boyutta sadece kenar (ing. edge) şeklinde olması sebebiyle çözüm ağında kenar boyutlandırma (ing. Edge Sizing) konfigürasyonu uygulanmıştır. Bu konfigürasyonun 2B analiz modelinde uygulandığı kenarlar, 3B uzayda yüzeylere denk gelmektedir. İlgili kenarlar şekil 3.39’da sarı renkli kesikli şeritler ile gösterilmektedir. Şekil 3.39’da verildiği üzere kenar boyutlandırma işlemi ilgili kenarın “n” adet parçaya bölünmesi şeklinde uygulanmış olup şekil 3.39’da verilen birinci flanş bölgesinde her bir kenarın kaç parçaya bölündüğü çizelge 3.16’da verilmektedir.

İlgili flanş bölgesi haricindeki tüm komponentler için (diğer flanş bölgeleri ve bağlantılı komponentleri) “Body Sizing” fonksiyonu kullanılarak çözüm ağı

oluşturulmuş ve eleman boyutlarının 1mm değerini geçmemesi şeklinde konfigürasyon yapılmıştır. Bu yaklaşım tüm sonlu elemanlar modellerinde uygulanmıştır.

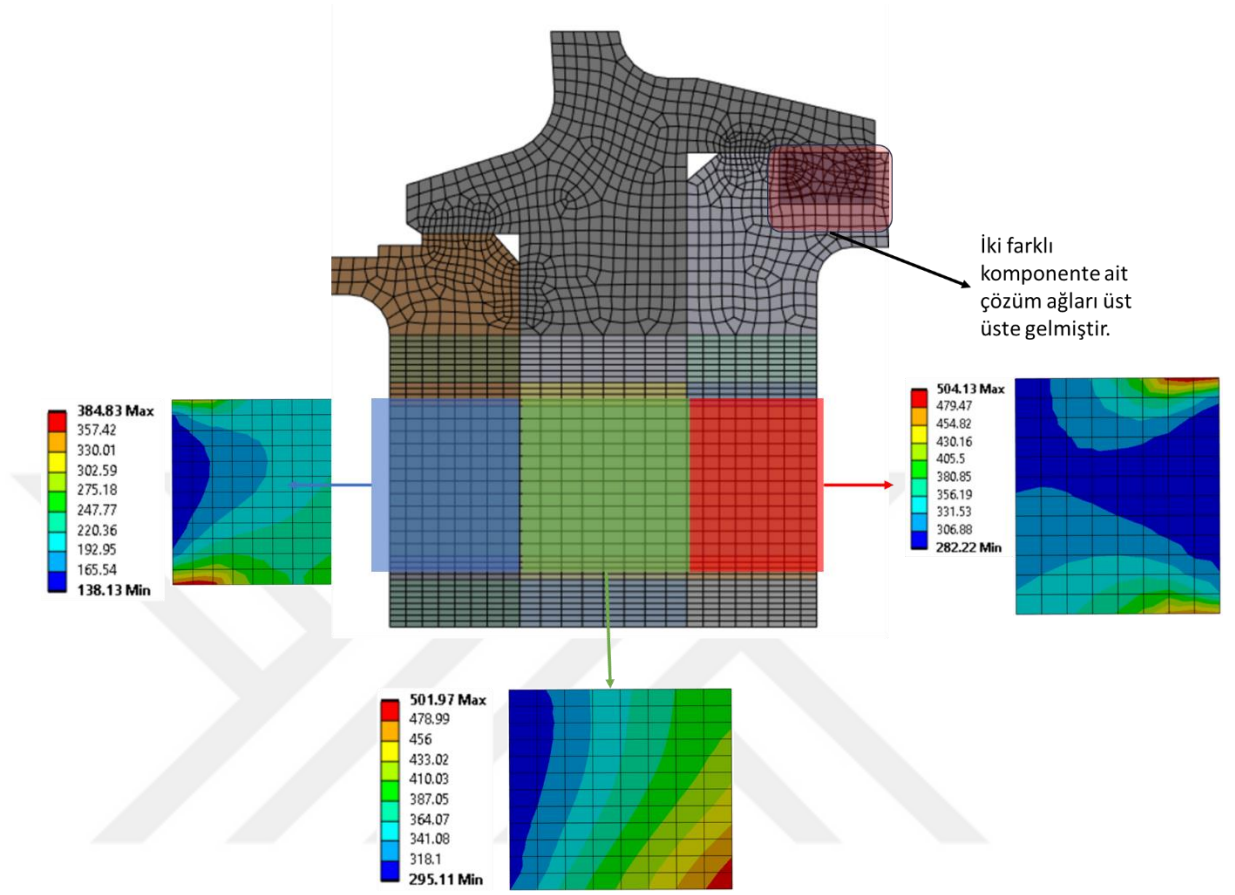


Şekil 3.39: Birinci flanş bölgesi çözüm ağı konfigürasyonu.

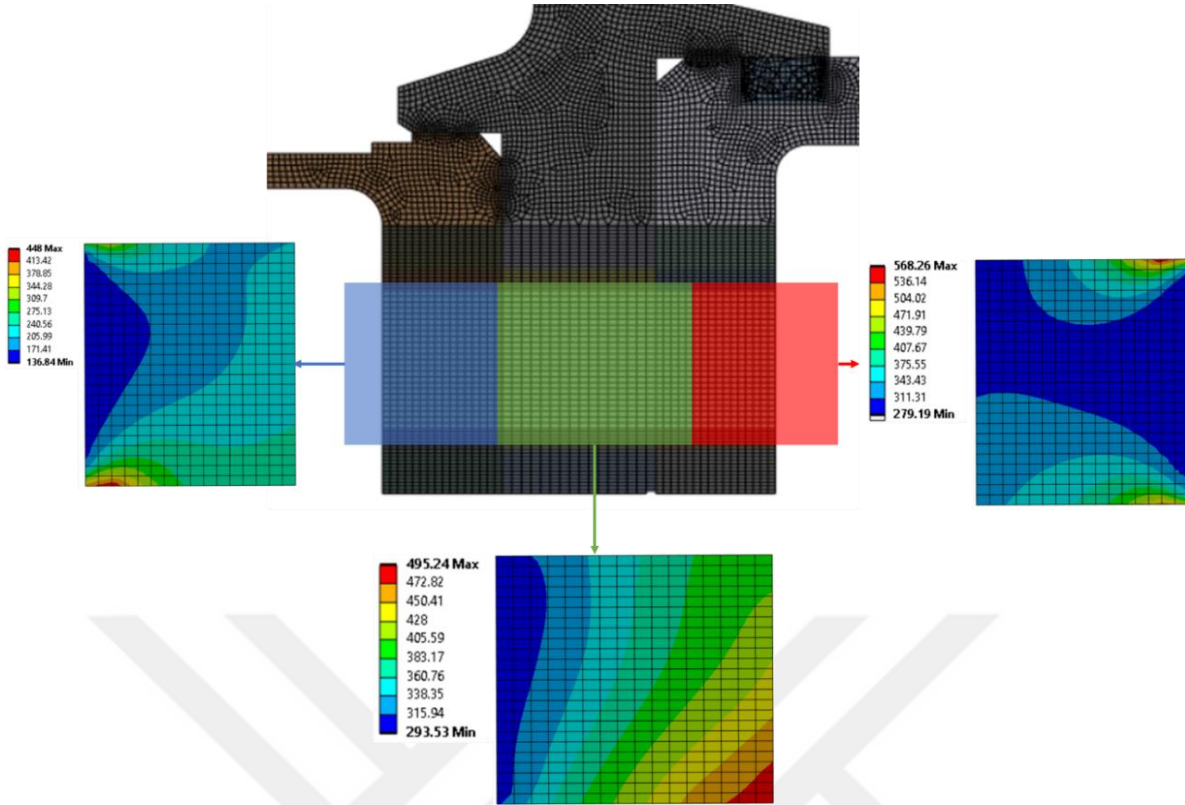
Şekil 3.40'ta birinci flanş bölgesi için çözüm ağı konfigürasyonu belirleme çalışmaları kapsamında oluşturulan birinci birinci çözüm ağı konfigürasyonu verilmektedir. Şekil 3.40'ta da belirtildiği gibi, Inducer Seal Disk komponenti ile HPT Rotor birinci kademe diskinin birbirlerine montajlanmasını sağlayan slot bölgesinde Inducer Seal Diskindeki kol yapısı ve rotor diskindeki delikli yapıdaki malzemeler üst üste geleceğinden 2B uzayda bu bölgedeki çözüm ağları üst üste gözükmemektedir. Bu durum ilgili tasarım raporunda da komponent görsellerinde gözlemlenebilmektedir [11]. Temas bağlantılarının tanımlanmasında bu durum dikkate alınmış olup, dördüncü bölümde de verileceği üzere birinci flanş bölgesinde sıkı geçme miktarlarını parametrize etmek adına ilaveten iki girdi parametresi daha tanımlanmasının sebebi de bu durumdan kaynaklanmaktadır. Çözüm ağı yakınsama çalışmalarında kullanılan yüklemeler ve sınır koşulları bölüm 3.7'de ve analiz iş akışı da bölüm 3.8'de açıklandığı gibidir.

Şekil 3.40, Şekil 3.41, ve Şekil 3.42'de birinci flanş bölgesi için sırasıyla üç adet çözüm ağı konfigürasyonuna ait civata delik bölgeleri için Von Mises gerilmeleri

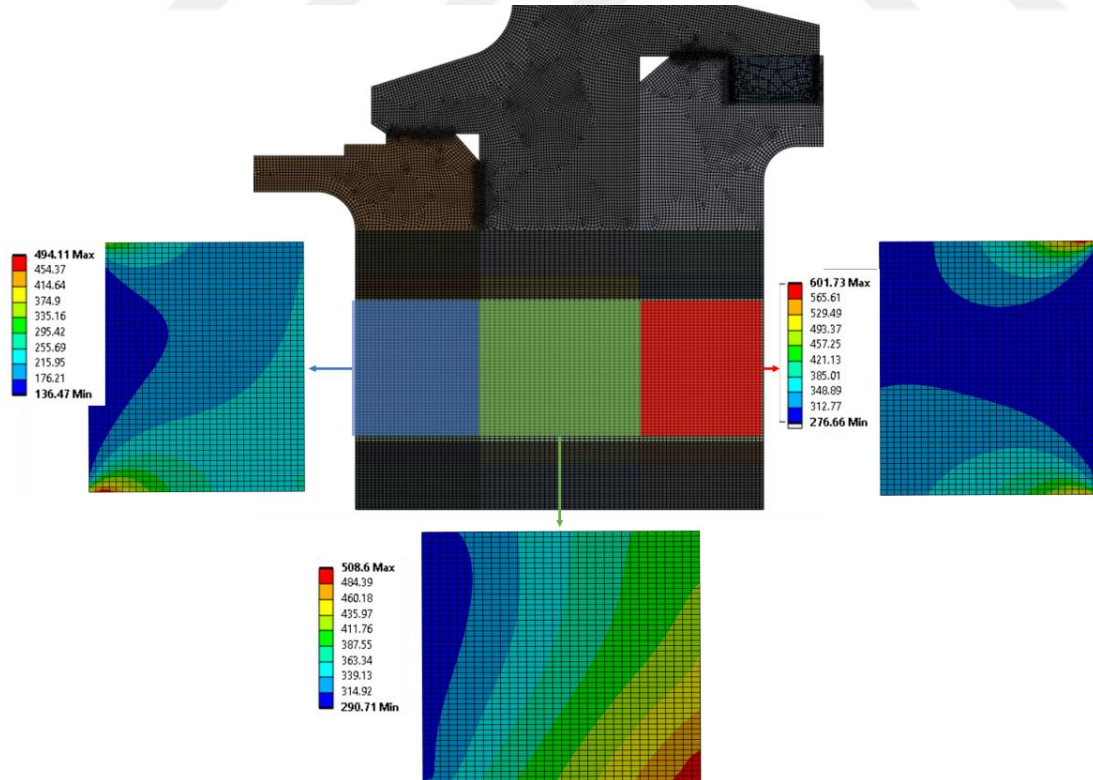
verilmektedir. İlgili delik bölgeleri soldan sağa mavi, yeşil, ve kırmızı kutucuklar ile belirtilmektedir.



Şekil 3.40: Birinci flanş bölgesi için birinci çözüm ağı konfigürasyonu ve Von Mises gerilmeleri [MPa].



Şekil 3.41: Birinci flanş bölgesi için ikinci çözüm ağı konfigürasyonu ve Von Mises gerilmeleri [MPa].



Şekil 3.42: Birinci flanş bölgesi için üçüncü çözüm ağı konfigürasyonu ve Von Mises gerilmeleri [MPa].

Çizelge 3.17’de birinci flanş bölgesinin başlangıç durumuna ait çözüm ağı yakınsama çalışmaları verilmektedir.

Çizelge 3.17: Birinci flanş bölgesi çözüm ağı yakınsama çalışmaları.

	Çözüm Ağı #1	Çözüm Ağı #2	Çözüm Ağı #3
Kenar bölme #1	12	24	48
Kenar bölme #2	12	24	48
Kenar bölme #3	12	24	48
Kenar bölme #4	8	16	32
Kenar bölme #5	4	8	16
Kenar bölme #6	12	24	48
Kenar bölme #7	4	8	16
Kenar bölme #8	8	16	32
Kenar bölme #9	12	24	48
Kenar bölme #10	8	16	32
Kenar bölme #11	8	16	32
Kenar bölme #12	8	16	32
Kenar bölme #13	8	16	32
Kenar bölme #14	8	16	32
Parça Boyutu #1	1	0.5	0.25
Flanş Delik #1 VM Gerilmesi	219.58	216.45	215.62
Flanş Delik #2 VM Gerilmesi	386.44	382.30	381.16
Flanş Delik #3 VM Gerilmesi	339.64	335.24	334.12

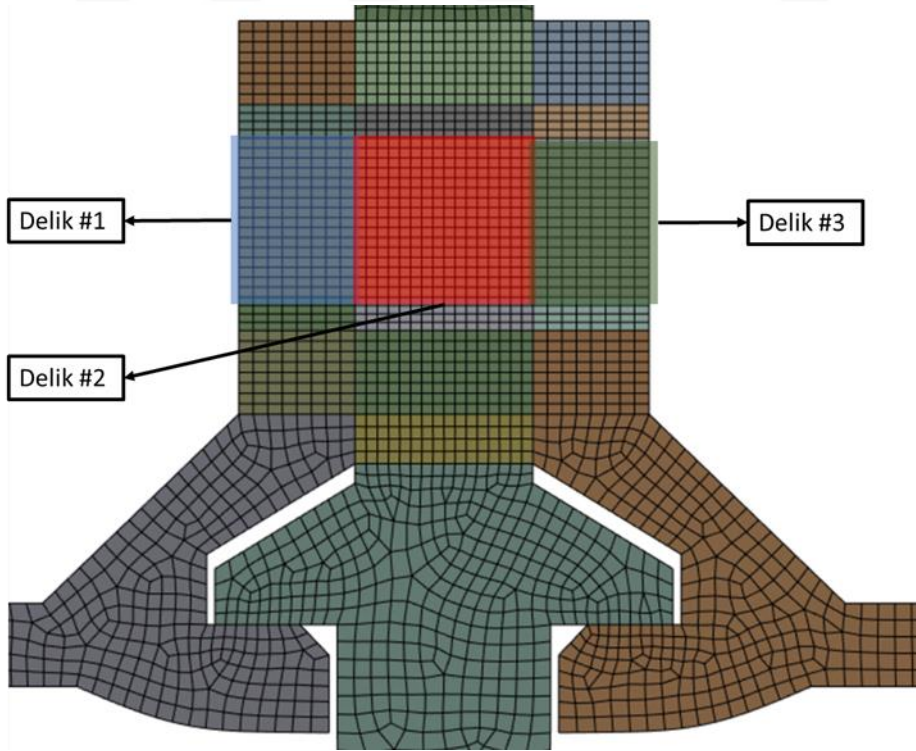
Çizelge 3.17’de birinci flanş bölgesinde yan yana bulunan üç adet civata delik bölgesi için eş değer ortalama von Mises gerilmeleri, bölüm 3.2’de ortotropik malzeme modellemesinde olduğu gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 3.17’de verildiği üzere daha ince çözüm ağı kullanıldıkça ortalama gerilme seviyelerinin düştüğü gözlemlenmektedir. Ortalama gerilmeler çözüm ağına bulunan düğüm noktalarında hesaplanan gerilmelerin o bölgede/komponentte bulunan toplam

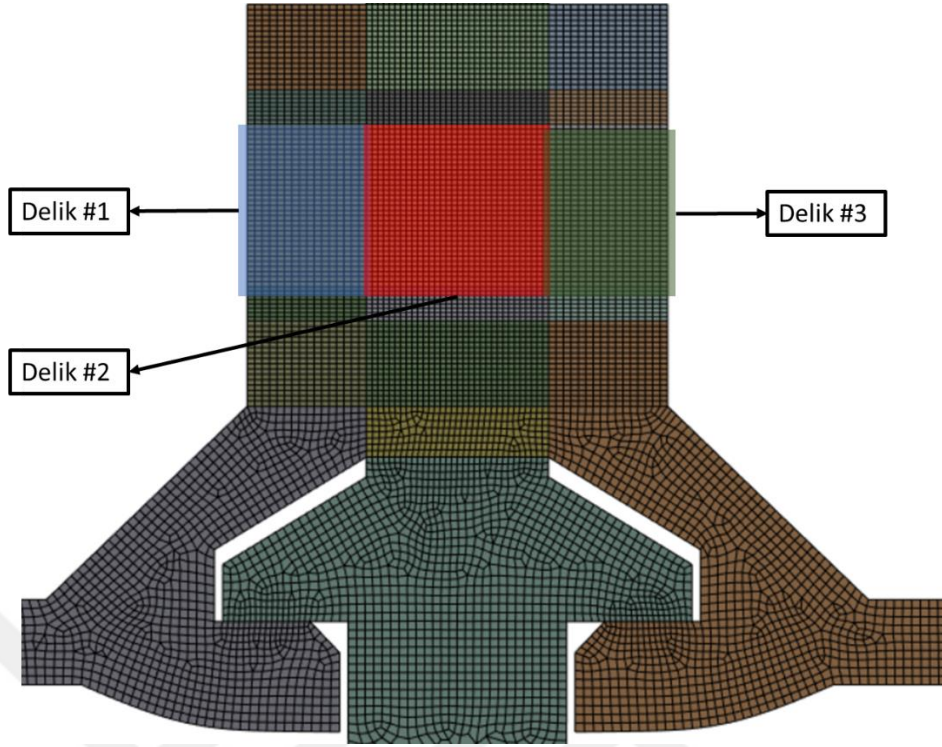
düğüm noktası sayısına bölünmesiyle hesaplanmaktadır. Çözüm ağında bulunan “eleman”ların düğüm noktalarındaki gerilme değerleri, çözüm ağı konfigürasyonunda bulunan eleman boyutları küçüldükçe (ing. fine mesh), birbirlerine yaklaşmaktadır. Eleman boyutları görece daha büyükken aynı bölgede bulunan eleman sayısı ve doğal olarak düğüm noktası sayısı da daha az olacaktır. Bu nedenle ilgili bölgede/komponentte hesaplanan ortalama von mises gerilmeleri, kaba çözüm ağlarında daha yüksek olmaktadır. Tekillik (ing. Singularity) kaynaklı durumlarda oluşan çok yüksek gerilmelerin gözlemlenmesi durumu hariç tutulması gerektirir. Ancak çözüm ağı konfigürasyonlarının verildiği şekillerde de görülebileceği gibi, tekilliğe sebep verecek bir çözüm ağı konfigürasyonu bulunmamaktadır.

Çözüm ağı yakınsama çalışmaları flanş bölgesi gerilmeleri için “Çözüm Ağı #1” konfigürasyonunun da kullanılabileceğini göstermektedir. Bu nedenle deney tasarımı, vekil model oluşturma, ve optimizasyon çalışmalarında bu çözüm ağıyla devam edilmektedir.

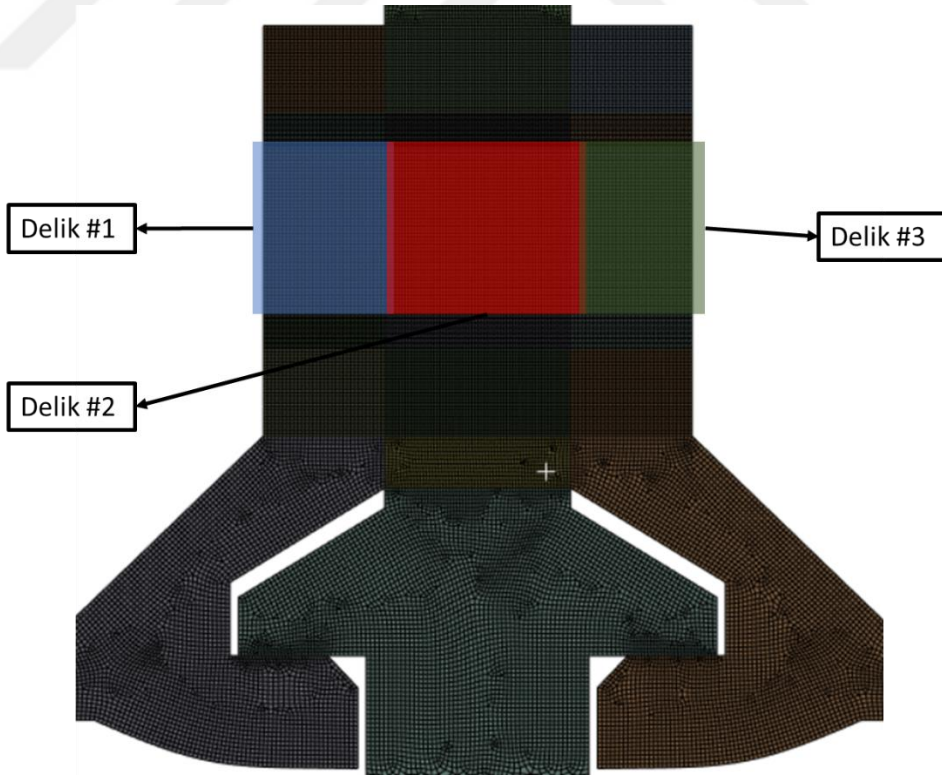
İkinci flanş bölgesine ait çözüm ağı yakınsama çalışmalarında üç farklı çözüm ağı konfigürasyonu kullanılmıştır. İkinci flanş bölgesi için kullanılan yaklaşım ve civata delik bölgeleri sırasıyla şekil 3.43, şekil 3.44, ve şekil 3.45’te verilmektedir.



Şekil 3.43: İkinci flanş bölgesi için birinci çözüm ağı konfigürasyonu.



Şekil 3.44: İkinci flanş bölgesi için ikinci çözüm ağı konfigürasyonu.



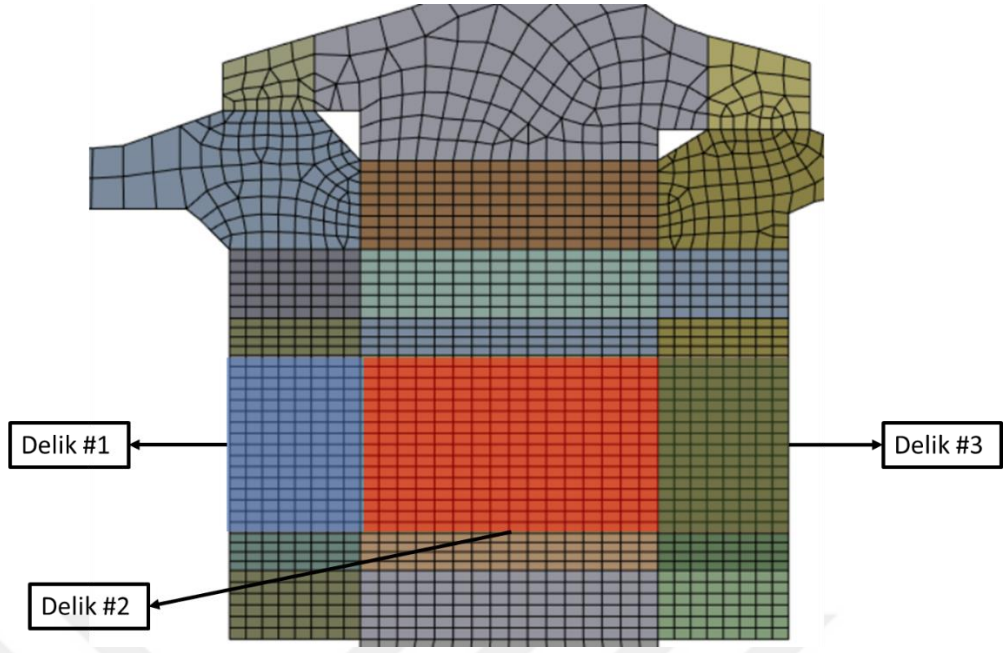
Şekil 3.45: İkinci flanş bölgesi için üçüncü çözüm ağı konfigürasyonu.

Çizelge 3.18’de verildiği üzere ikinci flanş bölgesi için yapılan çözüm ağı konfigürasyonu belirleme çalışmalarında elde edilen sonuçlar her üç çözüm ağı için de benzer gerilme değerlerinin hesaplandığını ve deney tasarım kümesi oluşturma çalışmalarında ilk çözüm ağı ile devam edilebileceğini ve çözüm sürelerinin kısaltılarak deney tasarım kümesinin daha hızlı oluşturulabileceğini göstermektedir.

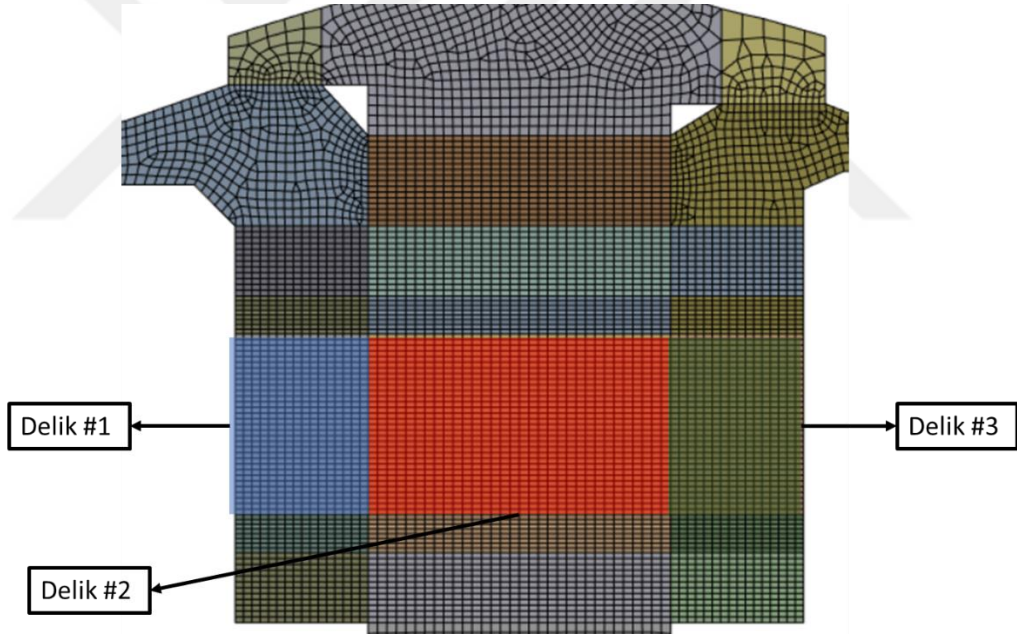
Çizelge 3.18: İkinci flanş bölgesi çözüm ağı yakınsama çalışmaları.

	Çözüm Ağı #1	Çözüm Ağı #2	Çözüm Ağı #3
Kenar bölme #1	8	24	48
Kenar bölme #2	8	24	48
Kenar bölme #3	4	12	24
Kenar bölme #4	16	32	48
Kenar bölme #5	4	12	24
Kenar bölme #6	8	24	48
Kenar bölme #7	16	32	48
Kenar bölme #8	8	24	48
Kenar bölme #9	16	32	48
Parça Boyutu #1	1	0.5	0.25
Flanş Delik #1 Von Mises Gerilmesi	312.05	308.51	308.11
Flanş Delik #2 Von Mises Gerilmesi	384.15	381.26	381.19
Flanş Delik #3 Von Mises Gerilmesi	319.21	316.56	316.18

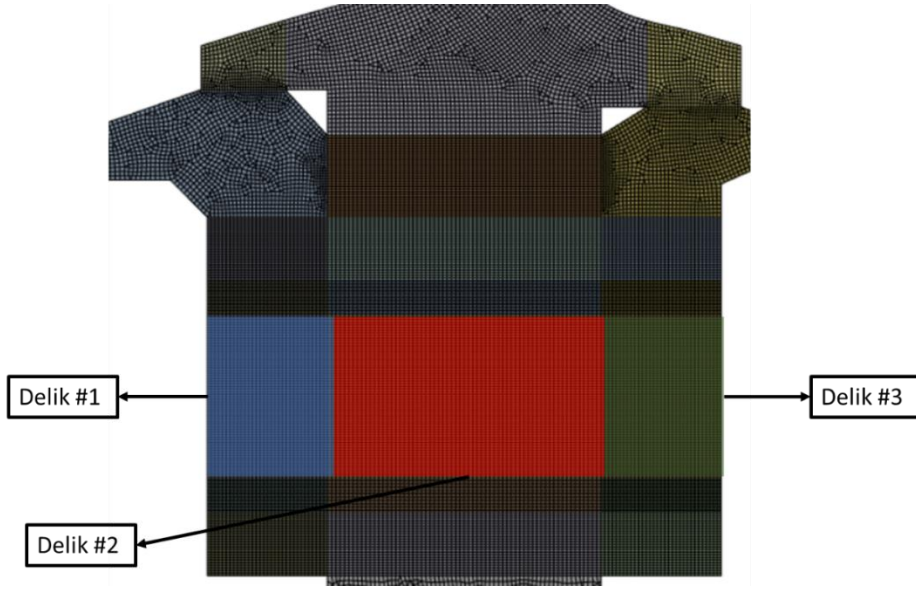
Üçüncü flanş bölgesine ait çözüm ağı yakınsama çalışmalarında üç farklı çözüm ağı konfigürasyonu kullanılmıştır. İlgili çözüm ağları sırasıyla şekil 3.46, şekil 3.47, ve şekil 3.48’de verilmekte olup üçüncü flanş bölgesi için çözüm ağı konfigürasyonu ve elde edilen sonuçlar çizelge 3.18’de verilmektedir.



Şekil 3.46: Üçüncü flanş bölgesi için birinci çözüm ağı konfigürasyonu.



Şekil 3.47: Üçüncü flanş bölgesi için ikinci çözüm ağı konfigürasyonu.



Şekil 3.48: Üçüncü flanş bölgesi için üçüncü çözüm ağı konfigürasyonu.

Çizelge 3.19’da üçüncü flanş bölgesine ait çözüm ağı yakınsama çalışmalarında kullanılan konfigürasyonlar ve sonuçları verilmektedir.

Çizelge 3.19: Üçüncü flanş bölgesi çözüm ağı yakınsama çalışmaları.

	Çözüm Ağı #1	Çözüm Ağı #2	Çözüm Ağı #3
Kenar bölme #1	8	24	48
Kenar bölme #2	8	24	48
Kenar bölme #3	4	12	24
Kenar bölme #4	16	32	48
Kenar bölme #5	4	12	24
Kenar bölme #6	8	24	48
Kenar bölme #7	16	32	48
Kenar bölme #8	8	24	48
Kenar bölme #9	16	32	48
Parça Boyutu #1	1	0.5	0.25
Flanş Delik #1 Von Mises Gerilmesi	215.70	213.58	212.71
Flanş Delik #2 Von Mises Gerilmesi	269.67	269.58	269.54
Flanş Delik #3 Von Mises Gerilmesi	225.92	224.37	223.53

Çizelge 3.19’da üçüncü flanş bölgesine ait çözüm ağı yakınsama çalışmaları için elde edilen sonuçlar her üç çözüm ağı için de benzer gerilme değerlerinin hesaplandığını ve deney tasarım kümesi oluşturma çalışmalarında ilk çözüm ağı ile devam edilebileceğini ve çözüm sürelerinin kısaltılarak deney tasarım kümesinin daha hızlı oluşturulabileceğini göstermektedir.





4. VEKİL MODEL OLUŞTURMA ÇALIŞMALARI

4.1 Vekil Model Girdi ve Çıktı Parametrelerinin Belirlenmesi

Bölüm 3'te verilen sonlu elemanlar modelleri için yapısal bütünlük kriterlerinin kontrolünü yapabilmek amacıyla vekil model oluşturma çalışmaları yürütülmüştür. Vekil modeller için girdi parametreleri olarak flanş bölgesindeki komponentlerin boyutları, cıvata konfigürasyonu (adet, boyut, konum), cıvatalara uygulanan ön yükleme kuvvetleri, yivli bölgelerdeki sıkı geçme miktarları belirlenmiştir.

Vekil modeller için belirlenen çıktı parametreleri ise flanş temas yüzeylerindeki tepki kuvvetleri, yivli bölgelerin temas yüzeylerindeki tepki kuvvetleri, flanş delik bölgelerindeki ortalama Von Mises gerilmeleri, flanş bölgesi kütlesi, flanş temas yüzeylerindeki ortalama Von Mises gerilmeleri (ing. Crush Stress), yivli temas bölgelerindeki ortalama Von Mises gerilmeleri (ing. Crush Stress), ve cıvatalarda oluşan Von Mises gerilmeleri olarak belirlenmiştir. Çıktı parametreleri üçüncü, dördüncü, beşinci, ve altıncı yükleme adımları için hesaplanmıştır. Bu yaklaşımın sebebi, çıktı parametrelerinin değerlerinin görev profilindeki yükleme zamanlarına bağlı olarak nasıl değiştiğinin, yapısal bütünlük değerlendirmelerinde kullanılmakta olmasıdır.

Çizelge 4.1'de vekil modeller için belirlenen girdi parametreleri verilmektedir.

Çizelge 4.1: Vekil modeller için belirlenen girdi parametreleri.

Vekil Model Girdi Parametreleri
Flanş et kalınlıkları
Cıvata boyutları
Cıvata konumları
Cıvata adetleri
Cıvata ön yükleme kuvveti
Yivli bölgelerdeki sıkı geçme miktarları

Çizelge 4.2'de vekil modeller için belirlenen çıktı parametreleri verilmektedir.

Çizelge 4.2: Vekil modeller için belirlenen çıktı parametreleri.

Vekil Model Çıktı Parametreleri
Flanş tepki kuvvetleri
Yivli bölgelerdeki tepki kuvvetleri
Delik bölgelerindeki VM gerilmeleri
Flanş bölgesi kütlesi
Flanş bölgesi ezilme Von Mises gerilmeleri
Yivli bölgelerdeki ezilme Von Mises gerilmeleri
Cıvatalarda oluşan Von Mises gerilmeleri

Deney tasarım kümelerinin oluşturulmasında kullanılacak olan cıvata ön yükleme kuvvet değeri ve cıvata boyutları için alt ve üst sınır değerlerinde ilgili tasarım raporu [11] referans alınmıştır. Raporda bulunan değerlerin %50 altı ve üstü kabul edilmiştir. Sıkı geçme miktarları için alt ve üst sınır değerlerinde de yine aynı yaklaşımla ilgili tasarım raporundan alınmıştır. Flanş et kalınlıkları ve cıvata konumları için alt ve üst sınır değerleri ise geometri oluşturma çalışmalarında referans geometrideki boyutlar üzerinden geniş bir aralıkta seçilmiştir. Birinci vekil model için oluşturulan deney tasarımında 10 adet, ikinci ve üçüncü vekil modeller için oluşturulan deney tasarım kümelerinde ise 8'er adet girdi parametresi mevcuttur. Birinci flanş bölgesinde şekil 3.26'da da belirtildiği üzere türbin rotor flanş kolu ile "Inducer Disk" yapısı arasında bulunan iki adet sıkı geçmeli temas bölgesi için sıkı geçme miktarının kontrolü amacıyla parametrizasyon yapılmıştır. Bu bölgede, diğer flanş bölgelerine göre fazladan iki adet daha sıkı geçmeli temas bulunmaktadır. Bu nedenle, ikinci ve üçüncü vekil modelden farklı olarak birinci flanş bölgesi için oluşturulan vekil modelde 10 adet girdi parametresi bulunmaktadır. Çizelge 4.1'de vekil modeller için belirlenen girdi parametreleri, kullanılan parametre türlerini ifade etmektedir. Deney tasarım çalışmalarında tüm vekil modeller için 300 adet tasarım noktası oluşturulmuştur. Latin Hiperküp Örnekleme (LHÖ) tekniği kullanılarak hazırlanan deney tasarım kümelerinde tüm vekil modeller için 300 adet tasarım noktası oluşturulmuştur. Literatürde LHÖ tekniği kullanılarak oluşturulan deney tasarım kümelerinde tasarım noktası sayısı ilk olarak girdi parametre sayısının 10 katı olarak alınabilmektedir. Ancak tez çalışmalarının kapsamında çok adımlı yükleme ve doğrusal olmayan türde çok sayıda temas bağlantıları bulunması sebebiyle toplam tasarım noktası sayısı tüm vekil modeller için 300 olarak belirlenmiştir [29,51]. Çizelge 4.3'te vekil model girdi parametreleri için alt ve üst sınır değerler belirtilmektedir.

Alt ve üst sınır değerleri ilgili tasarım raporunda flanş bölgeleri için verilen konfigürasyonlar (çap, adet, ön yükleme kuvveti) kullanılarak belirlenmiştir. Bu nedenle vekil modeller için kullanılan alt ve üst sınır değerleri birbirlerinden farklılık göstermektedir.

Çizelge 4.3: Vekil model girdi parametreleri için alt ve üst sınır değerleri.

	Vekil Model #1	Vekil Model #2	Vekil Model #3
Sağ flanş et kalınlık değişimi [mm]	[-5,10]	[-4, 6]	[-4, 6]
Sol flanş et kalınlık değişimi [mm]	[-5, 10]	[-4, 6]	[-4, 6]
Cıvata yarı çap değişimi [mm]	[-4, 6]	[-2, 5]	[-2, 5]
Cıvata konum değişimi [mm]	[-2, 10]	[-3, 5]	[-1.5,10]
Cıvata adeti	[20,70]	[30,70]	[20, 60]
Cıvata ön yükleme kuvveti [kN]	[3000, 5000]	[2000, 4000]	[2000, 4000]
Sol yiv sıkı geçme miktarı [mm]	[0.01, 0.1]	[0.01, 0.1]	[0.01, 0.1]
Sağ yiv sıkı geçme miktarı [mm]	[0.01, 0.1]	[0.01, 0.1]	[0.01, 0.1]

4.2 Vekil Model Konfigürasyonları ve Başarımları

Flanş bölgelerine ait ilgili vekil modellerin oluşturulması için Genetik Birleştirme Yanıt Yüzey Yöntemi kullanılmıştır. Vekil modellerin başarımları R^2 ve RRMSE (%) (ing. Relative Root Mean Square Error) üzerinden verilmiştir. R^2 metriği için en iyi değer “1” ve RRMSE için en iyi değer “%0” şeklindedir [29].

4.2.1 Birinci vekil model ve başarımları

Birinci vekil model, birinci flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerinin incelenebilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Bu modelde, bölüm 4.1’de verilen girdi ve çıktı parametreleri kullanılmaktadır.

Genetik birleştirme yanıt yüzeyi yöntemiyle oluşturulan birinci vekil modelin başarımlarını hesaplamak adına bölüm 2.4’de açıklandığı şekilde eğitim noktalarında çapraz doğrulama tekniği durumları kullanılmıştır.

Çizelge 4.4’te birinci vekil modelin, beşinci yükleme adımında delik bölgelerindeki ortalama Von Mises gerilmelerini tahmin etmedeki başarımları ilgili metriklerle verilmiştir. Bunun sebebi, üç adet yükleme adımında oluşan görev profilindeki en büyük ısı ve mekanik yüklerin ikinci yükleme adımında uygulanıyor olmasıdır. Görev

profilindeki ikinci yükleme adımı, bölüm 3.8’de açıklandığı üzere analiz kurgusunda beşinci yükleme adımına denk gelmektedir ki Çizelge 4.4’te bu durum ($t=5$) ile belirtilmektedir.

Çizelge 4.4: Birinci vekil modelin cıvata delik gerilmeleri için başarımların metrikleri.

Metrik		Cıvata Deliği Gerilmeleri ($t = 5$)		
		HP Shaft	Inducer Disk	Rotor #1
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.50	0.40	0.70

Çizelge 4.4’te birinci vekil modelin tahmin başarımı R^2 belirlilik katsayısı (0 – 1 arasında) ve RRMSE (% olarak) cinsinden verilmiştir. Vekil modelin belirlilik katsayısının 1 değerine yakın olması başarımıyla doğru orantılıdır. İlâveten RRMSE değerinin %1 seviyesinin altında olması vekil modelin tahmin başarımının yüksek olduğunu göstermektedir. Genetik yanıt yüzey birleştirme yöntemiyle oluşturulan birinci vekil modelin tahmin başarımının hesaplanması için eğitim noktalarında çapraz doğrulama tekniği uygulanmıştır.

Çizelge 4.5’te birinci vekil modelin, yine beşinci yükleme adımında yiv bölgelerindeki ezilme ortalama Von Mises gerilmelerini tahmin etmedeki başarımı ilgili metriklerle verilmiştir.

Çizelge 4.5: Birinci vekil modelin yiv bölgesi ortalama ezilme gerilmeleri için başarımların metrikleri.

Metrik		Yiv Bölgesi Gerilmeleri ($t = 5$)	
		Sol Yiv	Sağ Yiv
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.72	1.63

Çizelge 4.5'te verildiği üzere, birinci vekil model yiv bölgelerindeki ezilme gerilmelerini tahmin etmede belirlilik katsayısı 0.99 olup yüksek başarımlı göstermektedir. RRMSE değerinin de sol ve sağ yiv bölgeleri için %2'nin altında olması yine birinci vekil modelin, yiv ezilme gerilmelerini tahmin etmede yüksek başarımlı olduğunu göstermektedir.

Çizelge 4.6'da birinci vekil modelin flanş bölgesinde temas eden flanş yüzeylerinin ezilme gerilmelerini tahmin etmedeki başarımlı, belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) cinsinden verilmektedir. Sol ve sağ flanş yüzeylerinde oluşan ortalama ezilme gerilmeleri 0.99 belirlilik katsayısı ve %1.1'in altında RRMSE ile tahmin edilebilmektedir.

Çizelge 4.6: Birinci vekil modelin flanş bölgesi ortalama ezilme gerilmeleri için başarımlı metrikleri.

Metrik		Flanş Ezilme Gerilmeleri (t = 5)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.96
RRMSE (%)		0.53	1.01

Çizelge 4.7'de birinci vekil modelin, analiz akışında dördüncü yükleme adımında (görev profilindeki birinci yükleme adımı) flanş bölgelerinde oluşan tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımlı verilmektedir. Analiz kurgusunda dördüncü yükleme adımı, bölüm 3'te açıklandığı üzere görev profilindeki birinci yükleme adımıdır.

Çizelge 4.7: Birinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri (t=4) için başarımlı metrikleri.

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri (t=4)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.24	1.11

Çizelge 4.7'ye göre birinci vekil model flanş bölgesinde oluşan tepki kuvvetlerini tahmin etmede belirlilik katsayısı için 0.99 değerinde başarımlı ve %1.2'nin altında

RRMSE hatasına sahiptir. Bu değerler birinci vekil modelin, flanş bölgesi tepki kuvvetlerini tahmin etmede yüksek başarımla kullanılabileceğini göstermektedir. Çizelge 4.8’de birinci vekil modelin, analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında flanş bölgesindeki temas yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerini tahmin etme başarımı verilmektedir.

Çizelge 4.8: Birinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri (t=5) için başarımlar metrikleri.

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri [N] (t=5)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE		0.15	1.38

Çizelge 4.8’e göre birinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetlerini tahmin etme başarımı 0.99 belirlilik katsayısına ve en kötü %1.38 değerinde RRMSE hata değerine sahip olup bu niceliklerin tahmininde yüksek başarımla kullanılabilecektir.

Çizelge 4.9’da birinci vekil modelin analiz kurgusuna göre altıncı yükleme adımındaki flanş bölgesindeki temas yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımı belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası olarak verilmektedir.

Çizelge 4.9: Birinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri (t=6) için başarımlar metrikleri.

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri	
		Sol Flanş (t6)	Sağ Flanş (t6)
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.15	1.18

Çizelge 4.9’a göre birinci vekil modelin görev profilindeki üçüncü yükleme adımında, birinci flanş bölgesi flanş tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımı belirlilik katsayısı olarak 0.99 ve RRMSE (%) hatası olarak en kötü durumda %1.18 şeklindedir. Bu durum, birinci vekil modelin birinci flanş bölgesindeki flanş tepki kuvvetlerini tahmin etmede yüksek başarımla kullanılabileceğini göstermektedir.

4.2.2 İkinci vekil model başarımı

İkinci vekil model, ikinci flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerinin incelenebilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Bu modelde, birinci vekil modelde de olduğu gibi bölüm 4.1’de verilen girdi ve çıktı parametreleri kullanılmaktadır.

Genetik birleştirme yanıt yüzey yöntemiyle oluşturulan ikinci vekil modelin başarımı, birinci vekil model için olduğu gibi eğitim noktalarında çapraz doğrulama tekniği kullanılarak hesaplanmıştır.

İkinci vekil modele ait başarımların metrikleri ilk vekil modeldeki gibi R^2 (0 – 1 arasında) ve RRMSE (%) hatası olarak sunulmaktadır.

Çizelge 4.10’a göre ikinci vekil modelin, bölüm 3.8’de açıklandığı gibi analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında ($t = 5$) cıvata deliklerindeki ortalama Von Mises gerilmelerini tahmin etme başarımı belirlilik katsayısı olarak 0.99 olup %1’in altında RRMSE hatasına sahiptir. Bu durum, ikinci vekil modelin, ikinci flanş bölgesindeki cıvata deliğinde oluşan ortalama Von Mises gerilmelerini tahmin etmede yüksek başarımla kullanılabileceğini göstermektedir.

Çizelge 4.10: İkinci vekil modelin ortalama cıvata delik gerilmelerini tahmin için başarımların metrikleri.

Metrik		Cıvata Deliği Gerilmeleri ($t = 5$ için)		
		Rotor #1	Interstage Disk	Rotor #2
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.23	0.29	0.28

Çizelge 4.11’de ikinci vekil modelin, analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında ($t = 5$) ikinci flanşın yiv bölgelerindeki ortalama Von Mises ezilme gerilmelerini tahmin etmedeki başarımı belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası olarak verilmektedir.

Çizelge 4.11: İkinci vekil modelin ikinci yiv bölgesi gerilmeleri için başarımların metrikleri.

Metrik		Yiv Bölgesi Gerilmeleri (t = 5 için)	
		Sol Yiv	Sağ Yiv
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.11	0.14

Çizelge 4.11'e göre ikinci vekil model, ikinci yiv bölgesinde t = 5 yükleme adımındaki yiv bölgesi ortalama Von Mises ezilme gerilmelerini 0.99 belirlilik katsayısı ve %1'in altında RRMSE hatası ile tahmin etme başarımına sahiptir. Bu durum, ikinci vekil modelin ikinci yiv bölgesindeki ezilme gerilmelerini tahmin etmek için yüksek başarımla kullanılabilmesini göstermektedir.

Çizelge 4.12'de ikinci vekil modelin analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında ikinci flanş bölgesinde temas eden flanş yüzeylerinde ortalama Von Mises ezilme gerilmelerini tahmin etmedeki başarımların belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası metrikleriyle verilmektedir.

Çizelge 4.12: İkinci vekil modelin flanş bölgesi ezilme gerilmeleri için başarımların metrikleri.

Metrik		Flanş Bölgesi Gerilmeleri (t = 5)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.9996	0.9981
RRMSE (%)		0.0673	0.1338

Çizelge 4.12'ye göre ikinci vekil model ilgili gerilmeleri 0.99 belirlilik katsayısı ve %0.14'ün altında RRMSE hatasıyla tahmin başarımına sahip olup bu gerilmelerin tahmininde yüksek başarımla kullanılabilir.

Çizelge 4.13'te ikinci vekil modelin, analiz kurgusuna göre dördüncü yükleme adımında (görev profilindeki birinci yükleme adımı) ikinci flanş bölgesinde flanş yüzeylerindeki tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımların belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası olarak verilmektedir.

Çizelge 4.13: İkinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri için başarımları metrikleri.

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri (t=4)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.29	0.21

Çizelge 4.13'e göre ikinci vekil modelin, ilgili tepki kuvvetlerini tahmin etmede başarımları 0.99 belirlilik katsayısı ve %1'in altında RRMSE hatası olarak hesaplanmaktadır. Bu durum, ilgili vekil modelin ikinci flanş bölgesindeki tepki kuvvetlerini tahmin etmede yüksek başarımları kullanılabileceğini göstermektedir.

Çizelge 4.14'te ikinci vekil modelin, analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında (görev profilindeki en zorlayıcı koşul) ikinci flanş bölgesinde temas eden flanş yüzeylerindeki tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımları belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası olarak verilmektedir.

Çizelge 4.14: İkinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri için başarımları metrikleri (t=5).

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri (t=5)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.33	0.59

Çizelge 4.14'e göre ikinci vekil modelin, ilgili tepki kuvvetlerini tahmin etmede başarımları 0.99 belirlilik katsayısı ve %1'in altında RRMSE hatası olarak hesaplanmaktadır. Bu durum ilgili vekil modelin ikinci flanş bölgesindeki tepki kuvvetlerini tahmin etmede yüksek başarımları kullanılabileceğini göstermektedir.

Çizelge 4.15'te ikinci vekil modelin analiz kurgusuna göre altıncı yükleme adımında (t=6) ikinci flanş bölgesindeki flanş yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımları belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası olarak hesaplanmaktadır.

Çizelge 4.15: İkinci vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri için başarımları metrikleri (t=6).

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri (t=6)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE		0.28	0.59

Çizelge 4.15'e göre, ikinci vekil modelin ilgili tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımları 0.99 ve %1'in altında RRMSE hatası olarak hesaplanmaktadır. Bu durum ilgili vekil modelin ikinci flanş bölgesindeki tepki kuvvetlerini tahmin etmede yüksek başarımla kullanılabileceğini göstermektedir.

4.2.3 Üçüncü vekil model başarımları

Genetik birleştirme yanıt yüzey yöntemiyle oluşturulan üçüncü vekil model, üçüncü flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerinin incelenebilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Bu modelde, bölüm 4.1'de verilen girdi ve çıktı parametreleri kullanılmaktadır.

Üçüncü vekil model başarımları, önceki vekil modellerde olduğu gibi, genetik birleştirme yanıt yüzey yönteminin özelliği olarak eğitim noktalarında çapraz doğrulama tekniği ile hesaplanmıştır.

Üçüncü vekil modele ait başarımları metrikleri ilk vekil modeldeki gibi R^2 (0 – 1 arasında) ve RRMSE (%) hatası olarak sunulmaktadır.

Çizelge 4.16: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi eşdeğer gerilmeleri için başarımları metrikleri.

Metrik		Cıvata Deliği Gerilmeleri (t = 5 için)		
		Rotor #2	Aft Seal Disk	Retainer Disk
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.47	0.18	0.48

Çizelge 4.16'ya göre üçüncü vekil modelin bölüm 3.8'de açıklandığı gibi analiz kurgusunda beşinci yükleme adımında (t=5) üçüncü flanş bölgesindeki cıvata delik bölgelerindeki ortalama Von Mises gerilmelerini tahmin etme başarımı belirlilik katsayısı olarak 0.99 ve RRMSE hatası olarak %1'in altında hesaplanmaktadır. Bu durum, ilgili vekil modelin üçüncü flanş bölgesindeki cıvata delik bölgelerinde oluşan eş değer ortalama Von Mises gerilmelerini tahmin etmede yüksek başarımla kullanılabileceklerini göstermektedir.

Çizelge 4.17'de üçüncü vekil modelin, analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında üçüncü flanş bölgesindeki yivlerde oluşan ortalama ezilme Von Mises gerilmelerini tahmin etme başarımını belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası olarak göstermektedir.

Çizelge 4.17: Üçüncü vekil modelin yiv bölgesi ezilme gerilmeleri için başarımla metrikleri.

Metrik		Yiv Bölgesi Gerilmeleri (t = 5 için)	
		Sol Yiv	Sağ Yiv
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.54	0.48

Çizelge 4.17'ye göre üçüncü vekil modelin, ilgili gerilmeleri tahmin etmedeki başarımı 0.99 belirlilik katsayısı ve %1'in altında RRMSE hatası olarak hesaplanmaktadır. Bu durum üçüncü vekil modelin ilgili niceliğin tahmininde, yüksek başarımla kullanılabileceğini göstermektedir.

Çizelge 4.18'de analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında (t=5) üçüncü flanş bölgesinde flanş temas yüzeylerindeki ezilme gerilmelerini ortalama Von Mises gerilmeleri cinsinden tahmin etme başarımı belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası cinsinden gösterilmektedir.

Çizelge 4.18'e göre üçüncü vekil model, ilgili gerilmeleri 0.99 değerinde belirlilik katsayısı ve %1'in altında RRMSE hatası ile yüksek başarımla tahmin edebilmektedir.

Çizelge 4.18: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi ezilme gerilmeleri için başarımları metrikleri.

Metrik		Flanş Bölgesi Ezilme Gerilmeleri (t = 5 için)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	0.99
RRMSE (%)		0.41	0.25

Çizelge 4.19’da üçüncü vekil modelin, analiz kurgusuna göre dördüncü yükleme adımında (görev profilindeki birinci yükleme adımı) üçüncü flanş bölgesinde flanş yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerinin tahmin etme başarımları belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası cinsinden verilmektedir.

Çizelge 4.19: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri başarımları metrikleri (t=4).

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri (t=4)	
		Sol Flanş (t4)	Sağ Flanş (t4)
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	1
RRMSE (%)		0.19	0.14

Çizelge 4.19’a göre ilgili tepki kuvvetleri 0.99 belirlilik katsayısı ve %1’in altında RRMSE (%) hatasıyla hesaplanabilmektedir. Bu durum üçüncü vekil modelin, dördüncü yükleme adımında üçüncü flanş bölgesi flanş yüzeylerindeki tepki kuvvetlerini tahmin etmede yüksek başarımları ile kullanılabilmesini göstermektedir.

Çizelge 4.20’de üçüncü vekil modelin, analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımında (t=5) üçüncü flanş bölgesinde flanş yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerini tahmin etme başarımları belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası cinsinden verilmektedir.

Çizelge 4.20: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri başarımları metrikleri (t=5).

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri (t=5)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	1
RRMSE (%)		0.17	0.16

Çizelge 4.20'ye göre üçüncü vekil model, ilgili tepki kuvvetlerini tahmin etme başarımları 0.99 belirlilik katsayısı ve %1'in altında RRMSE hatası seviyesinde olup yüksek başarımları ile kullanılabilirliğini göstermektedir.

Çizelge 4.21'de üçüncü vekil modelin, analiz kurgusuna göre altıncı yükleme adımında (t=6) flanş bölgesindeki flanş yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerini tahmin etmedeki başarımları belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hatası olarak verilmektedir.

Çizelge 4.21: Üçüncü vekil modelin flanş bölgesi tepki kuvvetleri başarımları metrikleri.

Metrik		Flanş Bölgesi Tepki Kuvvetleri (t=5)	
		Sol Flanş	Sağ Flanş
R^2	Eğitim Noktalarında Çapraz Doğrulama	0.99	1
RRMSE (%)		0.17	0.14

Çizelge 4.21'e göre üçüncü vekil model ilgili tepki kuvvetlerini yüksek başarımları ile tahmin etmekte kullanılabilir olacak olup 0.99 değerinde belirlilik katsayısına ve %1'in altında RRMSE hatasına sahiptir.



5. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI

Bölüm 4’te elde edilen vekil modeller, yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların elde edilmesi amacıyla kullanılmıştır. İlgili tasarım alternatiflerinin bulunabilmesi için MOGA tekniğiyle optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

5.1 Birinci Flanş Bölgesi Optimizasyon Çalışmaları

Birinci flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların bulunabilmesi amacıyla birinci vekil model kullanılarak optimizasyon çalışmaları yapılmıştır.

5.1.1 Optimizasyon problemi pormülasyonu

$$\begin{aligned} \text{Min} \quad & -(\sigma_{UTS} - K_t * \sigma_{delik_i}) \\ & m_flanş \\ \text{S.t} \quad & \\ & F_{flanş_{t5}} \geq 2,652\text{kN} \\ & F_{flanş_{k,to,t3}} \geq 0.6 \\ & F_{yiv_{m,to,t3}} \geq 0.6 \\ & \sigma_{yiv(m,tp)} \leq 600 \text{ [MPa]} \\ & \sigma_{flanş(k,tp)} \leq 600 \text{ [MPa]} \\ & \sigma_{civata,on_yukleme} \leq 765 \text{ [MPa]} \\ & 2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) \geq 2x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \\ & 2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) \leq 4x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \\ & \frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} \geq 3 \\ & \frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} \leq 5 \\ & k \in \{1,2\} \\ & m \in \{1,2,3,4,5\} \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} p & \in \{4,5,6\} \\ i & \in \{1,2,3\} \end{aligned}$$

Eşitlik (5.1) ile ifade edilen formülasyonda iki adet amaç fonksiyonu bulunmaktadır. Birinci amaç fonksiyonu ilgili kaynakta [11] belirtildiği üzere, yapısal bütünlük kriterlerine göre rotor boyutlandırmasının LCF ömrü göz önünde bulundurularak değerlendirilmesini sağlamaktadır. Ön tasarım çalışmalarında rotor disklerinin plastik gerilmelere maruz kalan bölgelerinde LCF ömrü isterinin sağlanabilmesi için gerilmelerin malzemenin çekme dayanımından çok daha az olması istenir. Bu amaç fonksiyonu ile formülize edilmek istenen durum LCF ömrünü artırma motivasyonudur. Fonksiyonda bulunan “i” indisi, flanş bölgesinde civataların içinden geçtiği üç farklı delik için kullanılmaktadır.

İkinci amaç fonksiyonu ise flanş bölgesi kütesinin minimize edilmesini amaçlamaktadır.

Birinci kısıt fonksiyonu eşitlik (5.2)’de yeniden verilmektedir.

$$F_{flanş_{t5}} \geq 2,652 \text{ kN} \quad (5.2)$$

Eşitlik (5.2)’de, birinci kısıt fonksiyonunun analiz kurgusuna beşinci yükleme adımında (t=5) flanş yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetinin minimum 2,652 kN olması dikte edilmektedir. Bunun sebebi ilgili tasarım raporunda [11] belirtildiği üzere kalkış görevi sırasında tork aktarımının yapılacağı flanş yüzeylerinde var olması istenen minimum tepki kuvveti gereksinimidir. Burada hesaplanan tepki kuvveti, ilgili görev noktası anında civatalar üzerinde mutlaka olması istenen minimum ön yükleme kuvvetine (ing. Minimum clamping load [11]) karşılık gelmelidir. Eşitlik (5.3)’te kullanılan “k” indisi flanş numarasını belirtmektedir.

$$F_{flanş_{k_{to_{t3}}} \geq 0.6 \quad (5.3)$$

Eşitlik (5.3)’te ifade edilen ikinci kısıt fonksiyonu, temas bağlantılarının E3 FPS motorunun görev profilinde bulunan ardışık üç görev noktasında da çalışıyor durumda olmasını dikte etmektedir. Burada amaçlanan, ilgili tasarım raporunda ve referanslarda da [11, 16] bahsedildiği üzere flanş bölgelerinde relatif bir kayma hareketinin veya ayrılma durumunun yaşanmamasını sağlamaktır.

Dolayısıyla her yükleme adımında flanş yüzeylerinden okunan tepki kuvvetlerinin, analiz kurgusuna göre üçüncü yükleme adımında uygulanan flanş ön yükleme kuvvetine oranı 0.6 değerinin altına düşmemelidir. Bu değer daha da iyileştirilmesi görev profilindeki tüm noktalar için istenen tork değerinin bilinmesiyle mümkün olabilir. Eşitlik (5.3)'te kullanılan "k" indisi flanş numarasını belirtmektedir.

$$F_{yiv(m_{to}t3)} \geq 0.6 \quad (5.4)$$

Eşitlik (5.4)'te ifade edilen üçüncü kısıt fonksiyonu, yiv bölgesi temas bağlantılarının açılmasını kısıtlamak üzerine oluşturulmuştur. Tork aktarımı için minör etkisi olsa da [11] bu bölgedeki temas bağlantılarının çalışmasını garantilemek için cıvata ön yükleme kuvvetinin uygulandığı üçüncü yükleme adımındaki yiv temas bağlantılarından okunan tepki kuvvetlerinin dördüncü, beşinci, ve altıncı yükleme adımlarındaki düşüş miktarları sınırlandırılmıştır. Bu koşulun sağlanması için m.yükleme adımında yiv temas bölgelerindeki tepki kuvvetinin, analiz kurgusuna göre üçüncü yükleme adımındaki tepki kuvvetine oranının 0.6 değerinin altına düşmemesi dikte edilmiştir. Eşitlik 5.4'te kullanılan "m" indisi yiv numarasını ifade etmektedir.

$$\sigma_{yiv(m,t_p)} \geq 600 \text{ [MPa]} \quad (5.5)$$

$$\sigma_{flanş(k,t_p)} \geq 600 \text{ [MPa]} \quad (5.6)$$

Eşitlik (5.5)'te ve (5.6)'da ifade edilen Dördüncü ve beşinci kısıt fonksiyonları ise temas bağlantılarının tanımandığı yiv ve flanş temas bölgelerindeki ezilme gerilmelerinin (crush stress) ortalama Von Mises gerilmeleri cinsinden, malzemenin akma dayanımından belli bir emniyet katsayısını garantileyecek kadar düşük olması şeklinde tanımlanan yapısal bütünlük kriterine dayanmaktadır. Inconel718 için ilgili yükleme adımındaki akma dayanımı yaklaşık 1000MPa değerindedir [45].

$$\sigma_{civata_on_yukleme} \geq 765 \text{ [MPa]} \quad (5.7)$$

Eşitlik (5.7)'de altıncı kısıt fonksiyonu ilgili tasarım raporunda da belirtildiği üzere yüksek sıcaklıkta çalışan cıvataların zaman içerisinde göstereceği gerilme gevşemesi davranışını sınırlamayı amaçlamaktadır. Gerilme gevşemesi, sürünme (ing. creep) hareketinin bir sonucu olup cıvataya uygulanan ön yükleme kuvvetinin zaman içerisinde düşmesine ve flanş yüzeylerinin temas bağlantılarının açılmasına sebep

olacaktır. Sürünme hızı, artan gerilmelerle artacağı için cıvataların maruz kalacağı gerilme miktarının ilgili tasarım raporunda verileden düşük olması amaçlanmıştır.

$$2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) \geq 2x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \quad (5.8)$$

$$2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) \leq 4x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \quad (5.9)$$

Eşitlik (5.8) ve (5.9)'da yedinci ve sekizinci kısıt fonksiyonları Nasa Fastener Design Manual [23] kaynağında belirtildiği üzere cıvataların boyut, konum, ve adetlerini; komşu flanş deliklerinde oluşan 3B gerilme alanlarının birbirini etkilemesini engelleme amacıyla oluşturulmuş geometrik kısıtlardır. Kısıt fonksiyonlarında kullanılan $\Delta_{civata,x}$ terimi cıvata konumunun radyal doğrultuda değişim miktarını ifade etmektedir.

$$\frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} \geq 3 \quad (5.10)$$

$$\frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} \leq 5 \quad (5.11)$$

Eşitlik 5.10 ve 5.11'de Dokuzuncu ve onuncu kısıt fonksiyonları da geometrik kısıtlar olup, cıvata çapının uzunluğuna oranını kısıtlamaktadır. Cıvata çapının, uzunluğuna oranı cıvatanın eğilme rijitliğiyle ters orantılıdır [28]. Şekil 2.13'te verildiği üzere, cıvatanın eğilme rijitliği azaldıkça eğilme yükleri cıvata şaftından cıvata başı ve somun bölgelerine daha az iletilecek ve o bölgelerde kayma hareketlerinin oluşumu azalacaktır. Kayma hareketlerinin azalması da cıvata baş ve somunu üzerinden cıvata şaftına aktarılan ön yüklem kuvvetinin azalışını sınırlayacak ve böylelikle cıvatalar ile birbirlerine tutturulan flanş yüzeyleri arasında relatif kayma hareketi engellenecektir. Bu kısıtlar ile ilgili oranının belirtilen aralıklarda [28] kalması sağlanmış olup aynı zamanda flanş bölgesindeki et kalınlıkları için de geometrik kısıtlar oluşturulmuştur. Kısıt fonksiyonlarında kullanılan r_{civata} terimi cıvata yarıçapını, ve Δr_{civata} terimi ise cıvata yarı çapındaki değişim ifade etmektedir. $\Delta x_{flanş,1}$ ve $\Delta x_{flanş,2}$ terimleri ise flanşların et kalınlıklarındaki değişimleri ifade etmektedir.

Eşitlik (5.1)'de verilen k indisleri sol ve sağ flanş olarak iki adet flanşın indislenmesi için kullanılmaktadır. İndis m, yivli bölgelerde sıkı geçmeli temasların olduğu 2.,3.,4., ve

5.yükleme adımlarını temsil etmektedir. İndis p, görev profilindeki ısı ve mekanik yüklerin uygulandığı, analiz kurgusuna göre dördüncü, beşinci, ve altıncı adımları temsil etmektedir. İndis i, her üç flanş bölgesinde de bulunan bulunan üç adet cıvata deliğinin sıralanması için kullanılmaktadır.

5.1.2 Birinci flanş bölgesi optimizasyon sonuçları

Birinci vekil model kullanılarak, birinci flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların elde edilmesi amacıyla yapılan optimizasyon çalışması sonucunda birinci vekil modelin girdi parametreleri için elde edilen değerler çizelge 5.1'de verilmektedir.

Çizelge 5.1: Birinci flanş bölgesi için yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımlar.

Tasarım Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
Cıvata sayısı	31	29	30
Cıvata Merkez Konumu [mm]	149.12	149.10	149.24
r_cıvata [mm]	7.59	7.53	7.57
Flanş #1 Et Kalınlığı	14.59	14.56	15.36
Flanş #2 Et Kalınlığı	16.89	16.55	16.17
μ_{sol} [mm]	0.020	0.015	0.016
$\mu_{sağ}$ [mm]	0.033	0.023	0.033
$F_{(on_yükleme)}$ [kN]	3,902	3,707	3,805

Birinci vekil model kullanılarak, yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların elde edilmesi amacıyla yapılan optimizasyon çalışması sonucunda, birinci flanş bölgesinde yan yana bulunan üç adet cıvata delik bölgesinde ortalama Von Mises gerilmeleri için tahmin edilen değerler, ve girdi parametreleri için aynı değerler kullanılarak bölüm 3'te tanımlanan gerçek analiz modelinden hesaplanan değerler çizelge 5.2'de verilmektedir. Birinci flanş bölgesi için yapılan bu optimizasyon çalışmasında elde edilen üç farklı tasarım alternatifinden en hafif olan Tasarım #1 tercih edilmiştir.

Çizelge 5.2: Optimum tasarımlar için kütle ve cıvata delik bölgesi ortalama Von Mises gerilme değerleri (Tahmin edilen – Hesaplanan).

	Vekil Model ile Tahmin Edilen			Analiz Modelinden Hesaplanan		
	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
m_flaş [kg]	6.52	6.61	6.65	6.52	6.61	6.65
σ_{delik_1} [MPa]	208.93	223.82	220.05	210.04	223.60	220.74
σ_{delik_2} [MPa]	375.09	374.20	377.43	374.19	374.60	376.68
σ_{delik_3} [MPa]	333.82	339.27	330.65	335.07	342.62	332.84

Çizelge 5.1’de verilen ilgili tasarımlar için kısıt fonksiyonlarının aldığı değerler tez çalışmasının ekler kısmında verilmektedir.

Birinci vekil model kullanılarak birinci flaş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarında elde edilen tasarımlar yapısal bütünlük kriterlerini, herhangi bir kısıt fonksiyonu ihlali olmadan sağlamaktadır. Çizelge 5.3’te birinci flaş bölgesinin başlangıç durumu, bölüm 3’te verilen analiz modeliyle hesaplanan değerler ile verilmektedir.

Çizelge 5.3: Birinci flaş bölgesi başlangıç durumu.

Komponent	Başlangıç		
	Kütle [kg]	VM Gerilmeleri [MPa]	F_flaş_t5 [kN]
Flaş #1 - Delik #1	6.3021	219.5822	2,570 < 2,652
Flaş #1- Delik #2		386.4386	
Flaş #1 - Delik #3		339.6352	

Çizelge 5.2’de verilen ilk tasarım alternatifi için elde edilen sonuçlar, analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımının sonunda flaş yüzeylerinde tahmin edilen tepki kuvvetiyle birlikte Çizelge 5.4’te verilmektedir. Buna göre optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen birinci tasarım alternatifleriyle, eşitlik 5.2’de de verilen birinci kısıt fonksiyonu sağlanmaktadır.

Çizelge 5.4: Birinci flanş bölgesi nihai durumu.

Komponent	Son Durum		
	Kütle [kg]	VM Gerilmeleri [MPa]	F_flanş_t5 [kN]
Flanş #1 - Delik #1	6.5151	208.9320	2,815 > 2,652
Flanş #1 - Delik #2		375.0880	
Flanş #1 - Delik #3		333.8160	

Çizelge 5.5: Birinci flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması.

Komponent	Hafifletme [%]	Gerilme İyileştirme [%]
Flanş #1 - Delik #1	-3.27	5.10
Flanş #1 - Delik #2		3.03
Flanş #1 - Delik #3		1.74

Çizelge 5.5'te birinci flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması verilmiştir. Buna göre nihai durum için toplam flanş kütlesi başlangıç durumuna göre %3.27 artmıştır. Gerilmelerde ise birinci flanş bölgesindeki üç delik için de iyileştirmeler sağlanmıştır. Burada önemli olan ise çizelge 5.3'te de verildiği üzere başlangıç durumu için beşinci yükleme adımında flanş tepki kuvvetinin optimizasyon çalışmalarında tanımlanmış olan minimum tepki kuvvetinden daha düşük olmasıdır. Bu durum başlangıç durumundaki konfigürasyonun yapısal bütünlük açısından kusurlu olduğunu göstermektedir.

Birinci flanş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarında MOGA algoritması ile üç adet tasarım noktası bulunmuştur. Tasarım noktalarından, en hafif olanı yani "Tasarım #1" seçilmiştir. Optimizasyon çalışmasında bölüm 2.4'te bahsedilen yakınsama kararlılık yüzdesi, MOGA çözücüsü tarafından %0.98 olarak hesaplanmaktadır.

5.2 İkinci Flanş Bölgesi Optimizasyon Çalışmaları

İkinci flanş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarında ikinci vekil model kullanılmaktadır. Optimizasyon problemine ait formülasyon bölüm 5.1.1'de tanımlanan formülasyon ile aynı olup sadece ön yükleme kuvveti değerleri için farklı sayısal değerler girilmiştir. Bu değerler ilgili tasarım raporunda [11] belirtildiği şekilde kabul edilmiştir.

$$\text{Min } -(\sigma_{UTS} - K_t * \sigma_{delik_i})$$

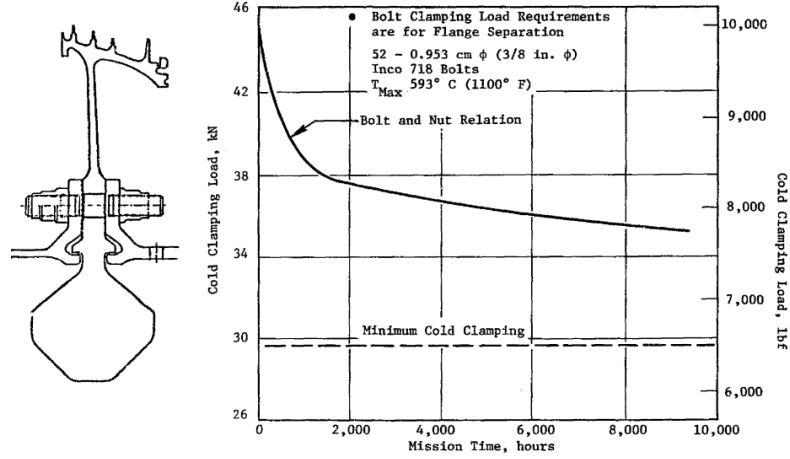
m_flanş

S.t

(5.2)

$$\begin{aligned}
 F_{flanş_{t5}} &\geq 1,750\text{kN} \\
 F_{flanş_{k,t0,t3}} &\geq 0.6 \\
 F_{yiv_{m,t0,t3}} &\geq 0.6 \\
 \sigma_{yiv(m,tp)} &\leq 600 \text{ [MPa]} \\
 \sigma_{flanş(k,tp)} &\leq 600 \text{ [MPa]} \\
 \sigma_{civata,on_yukleme} &\leq 765 \text{ [MPa]} \\
 2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) &\geq 2x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \\
 2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) &\leq 4x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \\
 \frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} &\geq 3 \\
 \frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} &\leq 5 \\
 k, m &\in \{1,2\} \\
 p &\in \{4,5,6\} \\
 i &\in \{1,2,3\}
 \end{aligned}$$

Birinci kısıt denklemi, E3 FPS motorunun kalkış görevinde (ing. Take off) flanşlar üzerinden tork aktarımının sağlanabilmesi için temas eden sürtünmeli yüzeyler olması gereken en düşük tepki kuvvetini ifade etmektedir. Bu değer, ilgili tasarım raporundan alınmıştır [11].



Şekil 5.1: İkinci flanş bölgesi civatası gerilme gevşeme durumu [11].

Cıvata ön yükleme gerilmesiyle alakalı kısıt için sınır 765 MPa olarak belirlenmiştir. Bu değer birinci flanş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarından alınmıştır. Her üç bölge için de cıvata malzemesi Inconel718 olduğu için gerilme gevşemesi yani sürünme analizleri göz önünde bulundurulduğunda 765 MPa sınır olarak belirlenmiştir.

5.2.1 İkinci flanş bölgesi optimizasyon çalışmaları sonuçları

İkinci vekil model kullanılarak, ikinci flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların elde edilmesi amacıyla yapılan optimizasyon çalışması sonucunda ikinci vekil modelin girdi parametreleri için elde edilen değerler çizelge 5.6'da verilmektedir.

Çizelge 5.6: İkinci flanş bölgesi için yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımlar.

Tasarım Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
Cıvata sayısı	56	53	54
Cıvata Merkez Konumu [mm]	203.96	204.10	204.21
r_cıvata [mm]	4.63	4.71	4.81
Flanş #1 Et Kalınlığı	7.28	7.34	7.59
Flanş #2 Et Kalınlığı	10.36	10.24	10.67
μ_{sol} [mm]	0.03	0.03	0.03
$\mu_{sağ}$ [mm]	0.04	0.01	0.08
$F_{(on_yukleme)}$ [kN]	2,764	2,814	2,902

İkinci flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların bulunması amacıyla, ikinci vekil model kullanılarak yapılan optimizasyon çalışması sonucunda, ikinci flanş bölgesinde yan yana bulunan üç adet cıvata delik bölgesinde ortalama Von Mises gerilmeleri için ikinci vekil modelin tahmin ettiği değerler, ve girdi parametreleri için aynı değerler kullanılarak bölüm 3’te tanımlanan gerçek analiz modelinden hesaplanan değerler çizelge 5.7’de verilmektedir. Sonuç olarak ikinci flanş bölgesi için, optimizasyon çalışmalarında elde edilen en hafif tasarım yani “Tasarım #1” seçilmiştir.

Çizelge 5.7: Optimum tasarımlar için kütle ve cıvata delik bölgesi ortalama Von Mises gerilme değerleri (Tahmin edilen – Hesaplanan)

	Vekil Model ile Tahmin Edilen			Analiz Modelinden Hesaplanan		
	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
m_flanş [kg]	6.36	6.42	6.60	6.36	6.42	6.60
σ_{delik_1} [MPa]	310.72	317.68	309.82	310.66	318.30	309.67
σ_{delik_2} [MPa]	391.76	394.13	395.79	391.84	393.89	395.72
σ_{delik_3} [MPa]	315.64	329.21	305.70	315.44	329.47	305.81

İlgili tasarımlar için kısıt fonksiyonlarının aldığı değerler tez çalışmasının ekler kısmında verilmektedir.

İkinci vekil model kullanılarak ikinci flanş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarında elde edilen tasarımlar yapısal bütünlük kriterlerini, herhangi bir kısıt fonksiyonu ihlali olmadan sağlamaktadır. Çizelge 5.8’de ikinci flanş bölgesinin başlangıç durumu, bölüm 3’te verilen analiz modeliyle hesaplanan değerler ile verilmektedir.

Çizelge 5.8: İkinci flanş bölgesi başlangıç durumu.

Komponent	Başlangıç		
	Kütle [kg]	VM Gerilmeleri [MPa]	F_flanş_t5 [kN]
Flanş #2 - Delik #1	6.17	312.05	1,402 < 1,750
Flanş #2 - Delik #2		384.15	
Flanş #2 - Delik #3		319.21	

Çizelge 5.7’de verilen ilk tasarım alternatifi için elde edilen sonuçlar, analiz kurgusuna göre beşinci yükleme adımının sonunda flanş yüzeylerinde tahmin edilen tepki kuvvetiyle birlikte Çizelge 5.9’da verilmektedir.

Buna göre optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen birinci tasarım alternatifiyle, eşitlik 5.2’de de verilen birinci kısıt fonksiyonu sağlanmaktadır.

Çizelge 5.9: İkinci flanş bölgesi nihai durumu.

Komponent	Son Durum		
	Kütle [kg]	VM Gerilmeleri [MPa]	F_flanş_t5 [kN]
Flanş #2 - Delik #1	6.36	310.73	1,798 > 1,750
Flanş #2 - Delik #2		391.76	
Flanş #2 - Delik #3		315.64	

Çizelge 5.10: İkinci flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması.

Komponent	Hafifletme [%]	Gerilme İyileştirme [%]
Flanş #2 - Delik #1	-2.97	0.43
Flanş #2- Delik #2		-1.94
Flanş #2- Delik #3		1.13

Çizelge 5.10’da ikinci flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması verilmiştir. Buna göre nihai durum için toplam flanş kütlesi başlangıç durumuna göre %2.97 artmıştır. Gerilmelerde ise ikinci flanş bölgesindeki ikinci delik hariç iyileştirmeler sağlanmıştır. Burada önemli olan ise çizelge 5.8’de de verildiği üzere başlangıç durumu için beşinci yükleme adımında flanş tepki kuvvetinin optimizasyon çalışmalarında tanımlanmış olan minimum tepki kuvvetinden daha düşük olmasıdır. Bu durum ikinci flanş bölgesi için başlangıç durumundaki konfigürasyonun yapısal bütünlük açısından kusurlu olduğunu göstermektedir. İkinci flanş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarında MOGA algoritması ile üç adet tasarım noktası bulunmuştur. Tasarım noktalarından, en hafif olan yani “Tasarım #1” seçilmiştir. Optimizasyon çalışmasında bölüm 2.4’te bahsedilen yakınsama kararlılık yüzdesi, MOGA çözücüsü tarafından %0.85 olarak hesaplanmaktadır.

5.3 Üçüncü Flanş Bölgesi Optimizasyon Çalışmaları

Optimizasyon problemi için oluşturulan formülasyon ilk iki flanş bölgesinde tanımlandığı şekilde kullanılmaktadır.

5.3.1 Optimizasyon problemi formülasyonu

Üçüncü flanş bölgesinde kullanılan cıvatalar için ilgili tasarım raporunda herhangi bir ön yükleme kuvveti veya gerilme gevşeme analizi konu edilmemiştir. Bu nedenle, çalışmaların bütünlüğünü korumak ve tez çalışmasında takip edilen yöntemin test edilmesi amacıyla ön yükleme kuvveti kaynaklı cıvatalar üzerinde oluşacak gerilmelerin sınırlandırılması için birinci flanş bölgesinin optimizasyon çalışmasında uygulanan gerilme değeri sınır olarak kabul edilmiştir.

$$\text{Min } -(\sigma_{UTS} - K_t * \sigma_{delik_i})$$

m_flanş

S.t

(5.3)

$$\begin{aligned}
 F_{flanş_{t5}} &\geq 1,456\text{kN} \\
 F_{flanş_{k,t_0,t3}} &\geq 0.6 \\
 F_{yiv_{m,t_0,t3}} &\geq 0.6 \\
 \sigma_{yiv(m,t_p)} &\leq 600 \text{ [MPa]} \\
 \sigma_{flanş(k,t_p)} &\leq 600 \text{ [MPa]} \\
 \sigma_{civata,on_yukleme} &\leq 765 \text{ [MPa]} \\
 2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) &\geq 2x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \\
 2 \times (150.87 - \Delta_{civata,x}) \times \sin\left(\frac{360}{2 \times civata_adedi}\right) &\leq 4x2(r_{civata} + \Delta r_{civata}) \\
 \frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} &\geq 3 \\
 \frac{(2r_{civata} + 2\Delta r_{civata})}{14.1454 + \Delta x_{flanş,1} + \Delta x_{flanş,2} + 26} &\leq 5 \\
 k, m &\in \{1,2\} \\
 p &\in \{4,5,6\} \\
 i &\in \{1,2,3\}
 \end{aligned}$$

5.3.2 Üçüncü flanş bölgesi optimizasyon sonuçları

Üçüncü vekil model kullanılarak, üçüncü flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların elde edilmesi amacıyla yapılan optimizasyon çalışması sonucunda üçüncü vekil modelin girdi parametreleri için elde edilen değerler çizelge 5.11'da verilmektedir.

Çizelge 5.11: Üçüncü flanş bölgesi için yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan optimum tasarımlar.

Tasarım Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2
Cıvata sayısı	58	55
Cıvata Merkez Konumu [mm]	162.86	162.95
r_cıvata [mm]	4.12	4.62
Flanş #1 Et Kalınlığı	4.92	5.0590
Flanş #2 Et Kalınlığı	8.26	8.57
μ_{sol} [mm]	0.034	0.038
$\mu_{sağ}$ [mm]	0.026	0.025
$F_{(on_yukleme)}$ [kN]	2,198	2,146

Üçüncü flanş bölgesinde yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların bulunması için yapılan optimizasyon çalışması sonucunda, üçüncü flanş bölgesinde yan yana bulunan üç adet cıvata delik bölgesinde ortalama Von Mises gerilmeleri için üçüncü vekil modelin tahmin ettiği değerler, ve girdi parametreleri için aynı değerler kullanılarak bölüm 3’te tanımlanan gerçek analiz modelinden hesaplanan değerler çizelge 5.12’de verilmektedir. Sonuç olarak üçüncü flanş bölgesi için, optimizasyon çalışmalarında elde edilen en hafif tasarım yani “Tasarım #1” seçilmiştir.

Çizelge 5.12: Optimum tasarımlar için kütle ve cıvata delik bölgesi ortalama Von Mises gerilme değerleri (Tahmin edilen – Hesaplanan)

	Vekil Model ile Tahmin Edilen		Analiz Modelinden Hesaplanan	
	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #1	Tasarım #2
m_flanş [kg]	4.04	4.11	4.04	4.11
σ_{delik_1} [MPa]	186.59	176.12	188.13	176.92
σ_{delik_2} [MPa]	256.53	244.89	255.54	244.07
σ_{delik_3} [MPa]	215.38	206.96	216.35	208.22

İlgili tasarımlar için kısıt fonksiyonlarının aldığı değerler tez çalışmasının ekler kısmında verilmektedir.

Üçüncü vekil model kullanılarak üçüncü flanş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarında elde edilen tasarımlar yapısal bütünlük kriterlerini, herhangi bir kısıt fonksiyonu ihlali olmadan sağlamaktadır. Çizelge 5.13’te üçüncü flanş bölgesinin başlangıç durumu, bölüm 3’te verilen analiz modeliyle hesaplanan değerler ile verilmektedir.

Çizelge 5.13: Üçüncü flanş bölgesi başlangıç durumu.

Komponent	Başlangıç	
	Kütle [kg]	VM Gerilmeleri [MPa]
Flanş #3 - Delik #1	4.59	215.70
Flanş #3 - Delik #2		269.67
Flanş #3 - Delik #3		225.92

Çizelge 5.14’te üçüncü flanş bölgesi için kütle ve cıvata delik bölgeleri ortalama Von Mises gerilmeleri olarak iyileştirmeler verilmiştir. buna göre optimizasyon formülasyonunda tanımlanan kısıt fonksiyonlarında herhangi bir ihlal olmadan %13.6 civarında flanş bölgesi kütle iyileştirmesi ve flanş üzerindeki cıvata deliklerindeki eş değer ortalama Von Mises gerilmelerinde ise sırasıyla %15.6, %5.12 ve %4.90 iyileştirmeler sağlanmıştır.

Çizelge 5.14: Üçüncü flanş bölgesinde başlangıç ve nihai durum kıyaslaması.

Komponent	Hafifletme [%]	Gerilme İyileştirme [%]
Flanş #3 - Delik #1	13.65	15.59
Flanş #3- Delik #2		5.12
Flanş #3- Delik #3		4.89

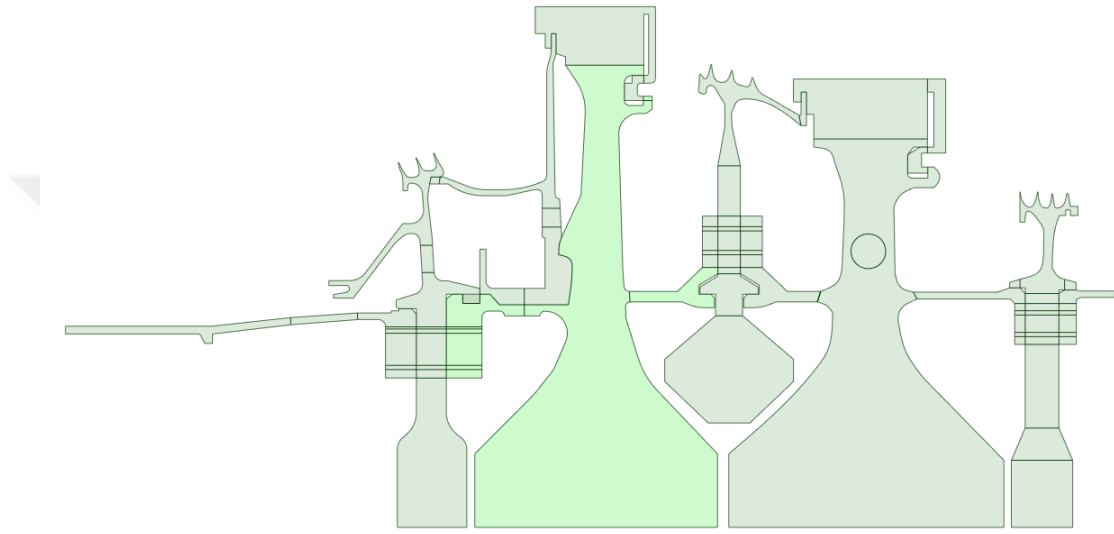
Üçüncü flanş bölgesi için yapılan optimizasyon çalışmalarında MOGA algoritması ile üç adet tasarım noktası bulunmuştur. Tasarım noktalarından, en hafif olan yani “Tasarım #1” seçilmiştir. Optimizasyon çalışmasında bölüm 2.4’te bahsedilen yakınsama kararlılık yüzdesi, MOGA çözücüsü tarafından %0.91 olarak hesaplanmaktadır.

5.4 Optimize Edilmiş Montajlı Rotor Modülünün Yapısal Bütünlük Kriterleri Bakımından İncelenmesi

Tez çalışmasında ilk olarak montajlı rotor modülünün flanş bölgeleri özelinde alt üç modüle bölünerek bu modellerin her biri için ayrı ayrı vekil modellerinin oluşturulması ve her flanş bölgesi için yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların elde edilmesi amaçlanmaktadır. Ancak nihai amaç ise, flanş bölgeleri vekil modeller ile ifade edilen ve yapısal bütünlük kriterleri sağlayan flanş bölgelerini montajlı rotor

modülüne dahil ederek tüm rotor modülünü tek bir sonlu elemanlar modelinde değerlendirebilmektedir. Böylelikle çoklu vekil model yaklaşımının montajlı rotor modülü tasarımında kullanımının etkinliği saptanacaktır. Bu doğrultuda üç flanş bölgesi için de optimize edilen geometriler montajlı rotor grubuna eklenmiş ve elde edilen sonuçların, flanş bölgeleri ayrı ayrı modellendiğinde elde edilen sonuçlar ile ne ölçüde örtüştüğü incelenmiştir.

Şekil 5.2’de optimize edilmiş montajlı rotor modülü geometrisi verilmektedir.



Şekil 5.2: Optimize edilmiş montajlı rotor grubu.

Şekil 5.2’de verilen optimize edilmiş montajlı rotor grubuna ait çözüm ağı konfigürasyonları, uygulanan yüklemeler ve analiz kurgusu, bölüm 3.8’de flanş bölgeleri için tanımlanan analiz modeli ve kurgusu ile tamamen aynıdır ki tez çalışmasında amaçlanan da, çoklu vekil modeller ile ayrı ayrı modellenen flanş bölgeleri için vekil modellerin optimizasyon çalışmalarına katılmasıyla elde edilecek optimum tasarımların, tek bir birleşik modelde de aynı sonuçları vermesidir. Çizelge 5.15, 5.16, ve 5.17’de montajlı rotor grubunda flanş bölgelerindeki tepki kuvvetleri ve delik bölgelerindeki gerilmeler, optimizasyon çalışmalarından elde edilen tepki kuvveti ve gerilme değerleriyle karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.15: Birinci vekil model ve optimize edilmiş rotor modülü sonuçlarının karşılaştırılması.

Komponent	Optimizasyon Sonucu	Rotor Modülü SEM Sonucu
	Cıvata Delik Bölgeleri Von Mises Gerilmeleri [MPa]	
Flanş #1 - Delik #1	208.93	209.14
Flanş #1- Delik #2	375.08	377.71
Flanş #1 - Delik #3	333.82	334.48
Flanş Tepki Kuvveti	2,815	2,813

Çizelge 5.16: İkinci vekil model ve optimize edilmiş rotor modülü sonuçlarının karşılaştırılması.

Komponent	Optimizasyon Sonucu	Rotor Modülü SEM Sonucu
	Cıvata Delik Bölgeleri Von Mises Gerilmeleri [MPa]	
Flanş #2 - Delik #1	310.72	311.97
Flanş #2- Delik #2	391.76	392.94
Flanş #2- Delik #3	315.64	317.53
Flanş Tepki Kuvveti	1,798	1,796

Çizelge 5.17: Üçüncü vekil model ve optimize edilmiş rotor modülü sonuçlarının karşılaştırılması.

Komponent	Optimizasyon Sonucu	Rotor Modülü SEM Sonucu
	Cıvata Delik Bölgeleri Von Mises Gerilmeleri [MPa]	
Flanş #3 - Delik #1	186.59	187.21
Flanş #3- Delik #2	256.53	257.89
Flanş #3- Delik #3	215.38	215.88
Flanş Tepki Kuvveti	1,712	1,710

Elde edilen sonuçlar vekil modeller kullanılarak tahmin edilen gerilme değerlerinin, montajlı rotor modülü için oluşturulan sonlu elemanlar modelinden alınan sonuçlar ile %0.1 seviyesinin altında fark ile örtüştüğünü göstermektedir.

Vekil modellerin optimizasyon çalışmalarında kullanılmasıyla elde edilen sonuçların, montajlı rotor modelinin bölüm 3'teki analiz modeli ve kurgusuna göre analiz edilmesiyle hesaplanan gerilmelerin uyumlu sonuç vermesi, vekil model başarımlarının açıklandığı bölüm 4'te hesaplanan belirlilik katsayısı ve RRMSE (%) hataları ile açıklanabilmektedir.





6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında çoklu vekil model oluşturma yaklaşımı ile uçak motoru modülleri gibi karmaşık yapıların alt modellere bölünerek optimize edilebileceği gösterilmiştir. E3 FPS turbofan motorunun yüksek basınçlı türbin modülünde bulunan montajlı rotor grubu geometrisi baz alınarak hazırlanan model, üç adet flanş bağlantısı üzerinden alt modellere ayrılmıştır. Alt modeller ile doğrusal olmayan temas bağlantılarının ve zamanlı değişen ısı ve mekanik yüklerin altında yapısal bütünlüğün değerlendirilebilmesi amacıyla vekil modeller oluşturulmuştur. Oluşturulan vekil modelleri kullanarak yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan tasarımların elde edilebilmesi için çok amaçlı optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmalarından elde edilen flanş tasarımları, montajlı rotor modülüne beslenmiş ve rotor modülünün bir bütün olarak sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Rotor modülünün flanş bölgeleri için elde edilen gerilme ve tepki kuvveti değerleri %0.1 mertebesinde bir fark ile, vekil modellerin optimizasyonunda alınan sonuçlar ile örtüşmektedir.

Optimize edilen birinci flanş bölgesinde başlangıç durumuna göre kütle olarak %3.27 seviyesinde artış olsa da, başlangıç durumundaki flanş bölgesi konfigürasyonunda tork transferinin eksiksiz sağlanabilmesi için beşinci yükleme adımında istenen minimum flanş tepki kuvveti sağlanamamaktadır. Gerilmeler bakımından ise başlangıç durumuna göre birinci flanşta bulunan üç adet delikte sırasıyla %5.10, %3.03, ve %1.74 seviyelerinde iyileşmeler sağlanmıştır. Benzer durum ikinci flanş bölgesi içinde gözlemlenmiş olup %2.97 seviyesinde kütle artışı ve ikinci flanşta ortada delik bölgesinde ise gerilmelerde %1.94 seviyesinde kötüleşme olmuştur. Ancak ikinci flanş bölgesinin başlangıç konfigürasyonu da benzer şekilde gereken flanş tepki kuvvetini verememektedir. Üçüncü flanş bölgesi için ise ilgili tasarım raporunda tanımlanan kriterler daha esnek olduğu için optimizasyon çalışmaları sonucunda kütlede %13.65 seviyesinde hafifleme, flanş deliklerinde gerilmelerde ise sırasıyla %15.60, %5.12, ve %4.89 seviyesinde iyileşmeler gözlemlenmiştir.

Sonuçlar, montajlı rotor gruplarının flanşlı bağlantı tasarımlarında çoklu vekil modellerin kullanımı sayesinde doğruluk seviyesini kaybetmeden kısa sürelerde

hassasiyet analizlerinin yapılabilmesinin ve yapısal bütünlük kriterlerini sağlayan optimum tasarımların elde edilmesinin mümkün olduğunu göstermektedir.

Çoklu vekil modeller yardımıyla büyük ve karmaşık yapıların optimize edilmesi çalışmaları için komponentlerin sürünme davranışının ve montajlı rotor grubunun rotordinamik karakteristiğinin vekil modellere dahil edilebilmesi ön tasarım çalışmaları için güçlü bir iş akışı ve yaklaşım oluşturacaktır.



rotating disks of aircraft engines. Retrieved from <https://ntrs.nasa.gov/citations/19960021252>.

- [14]. **Graz University of Technology. (n.d.)**. [Page on aero engine safety]. Retrieved from <https://aeroenginesafety.tugraz.at/doku.php?id=12%3A126%3A1261%3A1261#prettyPhoto/0/>.
- [15]. **Gyekenyesi, J. Z., & Murthy, P. L. N. (2005)**. NASALIFE—component fatigue and Creep Life Prediction Program. Retrieved from <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20140010774/downloads/20140010774.pdf>
- [16]. **Czachor, R. P. (2003)**. Unique challenges for bolted joint design in high-bypass turbofan engines. In Turbo Expo 2003, Volume 1.
- [17]. **Sun, W., Li, T., Yang, D., Sun, Q., & Huo, J. (2020)**. Dynamic investigation of aeroengine high pressure rotor system considering assembly characteristics of bolted joints. *Engineering Failure Analysis*, 112, 104510.
- [18]. **Wen, C., Zhu, Z., Fu, X., Long, T., & Li, B. (2023)**. Dynamic analysis of a bolted joint rotor-bearing system with a blade–casing rubbing fault. *Processes*, 11(8), 2379.
- [19]. **Bickford, J. H. (1995)**. An introduction to the design and behavior of bolted joints (3rd ed., pp. 422-457). Marcel Decker, Inc.
- [20]. **Federal Aviation Administration. (2012)**. Code of Federal Regulations - Title 14 Aeronautics and Space – Part 33 Airworthiness Standards: Aircraft Engines.
- [21]. **Wu, F., Hong, J., Chen, X., & Ma, Y. (2023)**. Analysis of high-speed rotor vibration failure due to sudden angular deformation of bolt joints. *Symmetry*, 15(10), 1937.
- [22]. **Wu, F., Hong, J., Chen, X., & Ma, Y. (2023a)**. Analysis of high-speed rotor vibration failure due to sudden angular deformation of bolt joints. *Symmetry*, 15(10), 1937.
- [23]. **NTRS: NASA technical reports server. (2006)**. Reference Reviews, 20(2), 40–41. <https://doi.org/10.1108/09504120610647500>.
- [24]. **Nord. (n.d.)**. How to optimize a bolted joint through clamped length? Retrieved from <https://www.nord-lock.com/insights/bolting-tips/2017/optimize-bolted-joint-through-clamped-length/>
- [25]. **Bickford, J. H. (1981)**. An introduction to the design and behavior of bolted joints. M. Dekker.
- [26]. **Grimsmo, E. L., Aalberg, A., Langseth, M., & Clausen, A. H. (2016)**. Failure modes of bolt and nut assemblies under tensile loading. *Journal of Constructional Steel Research*, 126, 15–25.
- [27]. **Griza, S., da Silva, M. E., dos Santos, S. V., Pizzio, E., & Strohaecker, T. R. (2013)**. The effect of bolt length in the fatigue strength of M24×3 bolt studs. *Engineering Failure Analysis*, 34, 397–406.

- [28]. **Bolt Science Web Site. (n.d.)**. Bolt self-loosening and the critical slip distance. Retrieved from <https://www.boltscience.com/pages/CriticalSlipDistance.htm>
- [29]. **ANSYS, Inc. (n.d.)**. Using response surfaces. In *DesignXplorer User's Guide* (pp. 100–107).
- [30]. **McKay, M. D., Beckman, R. J., & Conover, W. J. (1979)**. A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code. *Technometrics*, 21(2), 239.
- [31]. **Acar, E. (2010)**. Various approaches for constructing an ensemble of metamodels using local measures. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 42(6), 879-896.
- [32]. **Acar, E., & Rais-Rohani, M. (2008)**. Ensemble of metamodels with optimized weight factors. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 37(3), 279–294.
- [33]. **Bayram, U., & Acar, E. (2015)**. Tolerance analysis with multiple surrogate models. *Acta Physica Polonica A*, 128(2B).
- [34]. **ANSYS. (2023)**. ANSYS Mechanical APDL Element Reference.
- [35]. **ANSYS. (n.d.-a)**. Connecting bolts represented as beam elements. Retrieved from <https://courses.ansys.com/wp-content/uploads/2020/09/Connecting-Bolts-Represented-as-Beam-Elements.pdf>
- [36]. **ANSYS. (2023)**. ANSYS Mechanical APDL Advanced Analysis Guide (Vol. R2).
- [37]. **Syed, W. (2023, February 13)**. Ansys contact settings explained. *FEA Tips*. Retrieved from <https://featips.com/2022/09/27/ansys-contact-settings-explained/>
- [38]. **ANSYS. (2023)**. ANSYS Mechanical APDL Contact Technology Guide (Vol. R2).
- [39]. **Kim, J., Yoon, J.-C., & Kang, B.-S. (2007)**. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. *Applied Mathematical Modelling*, 31(5), 895–911.
- [40]. **Landers, J. (1986)**. An augmented Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems. University of California at Berkeley, California.
- [41]. **Jamia, N., Jalali, H., Taghipour, J., Friswell, M. I., & Haddad Khodaparast, H. (2021)**. An equivalent model of a nonlinear bolted flange joint. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 153, 107507.
- [42]. **Halila, J. (1980)**. Energy efficient engine: Flight propulsion system, preliminary analysis and design update. Retrieved from <https://ntrs.nasa.gov/citations/19840003102>
- [43]. **Holloway, P. R. (1982, May 1)**. Energy efficient engine. High pressure compressor detail design report. Retrieved from https://archive.org/details/nasa_techdoc_19850002690

- [44]. **Stearns, E. M., et al. (1982a, December 1).** Energy efficient engine core design and performance report. Retrieved from https://archive.org/details/nasa_techdoc_19900019243
- [45]. **Gutzwiller, D. P., & Turner, M. G. (2010).** Low fidelity turbomachinery disk design studies. In Volume 6: Structures and Dynamics, Parts A and B.
- [46]. **SOLIDWORKS. (n.d.).** Linear elastic orthotropic model. Retrieved from https://help.solidworks.com/2011/english/solidworks/cworks/legacy_help/simulation/materials/material_models/linear_elastic_orthotropic_model.htm
- [47]. **Růžička, J. (2019).** Methodology of impeller curved vanes modelling in 2D axisymmetric stress analysis. *Applied and Computational Mechanics*, 13(2).
- [48]. **Casero, J., Robinson, T., Armstrong, C., & Geron, M. (2019).** Idealizing quasi-axisymmetric 3D geometries to 2D-axisymmetric finite element models. *Computer-Aided Design and Applications*, 16(6), 1020–1033.
- [49]. **ANSYS Innovation Courses. (n.d.-d).** Preloaded bolted joint analysis. Retrieved from <https://courses.ansys.com/index.php/courses/bolted-connections-2/>
- [50]. **ANSYS. (2023).** ANSYS Mechanical APDL Theory Reference (R2 ed.).
- [51]. **DesignBuilder. (2023, December 7).** UASA Calculation Options - General. Retrieved December 7, 2023, from <https://designbuilder.co.uk/helpv7.0/Content/UASACalculationOptionsGeneral.htm>

EKLER

EK 1: Spaceclaim ortamında parametrik geometri oluşturmak için Python betiği

EK 2: Cıvata bağlantılarının modellenmesi için oluşturulan APDL betiği



EK 1

```
bolt_location_delta = Parameters.bolt_location_delta * 1000
bolt_radius_delta = Parameters.bolt_radius_delta * 1000
hp_shaft_arm_flange_delta_thk =
    Parameters.hp_shaft_arm_flange_delta_thk * 1000
hpt_1_flange_arm_delta_thk = Parameters.hpt_1_flange_arm_delta_thk *
    1000
```

Translate Along Z Handle

```
selection =
    EdgeSelection.Create([GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[0].Edges[2],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[0].Edges[2],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[8].Edges[8],
        GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[2].Edges[2],
        GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[0].Edges[0],
        GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[3].Edges[0],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[0].Edges[0],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[6].Edges[0],
        GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[2].Edges[0],
        GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[3].Edges[0],
        GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[2].Edges[2],
        GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[3].Edges[2],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[1].Edges[0],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[6].Edges[2],
        GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[0].Edges[0],
        GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[3].Edges[2],
        GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[1].Edges[2],
        GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[2].Edges[0],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[1].Edges[2],
        GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[4].Edges[2],
        GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[0].Edges[2],
        GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[1].Edges[2],
        GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[1].Edges[0],
```

```

GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[4].Edges[0],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[4].Edges[0],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[5].Edges[0],
GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[1].Edges[0],
GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[4].Edges[0]])
direction = -Direction.DirX
options = MoveOptions()
result = Move.Translate(selection, direction, MM(bolt_location_delta),
options)
# EndBlock

```

```

# Translate Along Z Handle
selection =
EdgeSelection.Create([GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[2].Edges[2],
GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[3].Edges[2],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[1].Edges[0],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[6].Edges[2],
GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[0].Edges[0],
GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[3].Edges[2],
GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[0].Edges[0],
GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[3].Edges[0],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[0].Edges[0],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[6].Edges[0],
GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[2].Edges[0],
GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[3].Edges[0],
GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[0].Edges[2],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[0].Edges[2],
GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[8].Edges[8],
GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[2].Edges[2]])
direction = -Direction.DirX
options = MoveOptions()

```

```

result = Move.Translate(selection, direction, MM(bolt_radius_delta),
                        options)
# EndBlock

```

```

# Translate Along Z Handle

```

```

selection =
    EdgeSelection.Create([GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[1].Edges[0],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[4].Edges[0],
    GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[4].Edges[0],
    GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[5].Edges[0],
    GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[1].Edges[0],
    GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[4].Edges[0],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[1].Edges[2],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[2].Edges[0],
    GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[1].Edges[2],
    GetRootPart().Components[1].Content.Bodies[4].Edges[2],
    GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[0].Edges[2],
    GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[1].Edges[2]])
direction = Direction.DirX
options = MoveOptions()
result = Move.Translate(selection, direction, MM(bolt_radius_delta),
                        options)
# EndBlock

```

```

# Translate Along Y Handle

```

```

selection =
    EdgeSelection.Create([GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[0].Edges[3],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[1].Edges[3],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[2].Edges[3],

```



```

    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[3].Edges[1],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[4].Edges[1],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[5].Edges[12],
    GetRootPart().Components[0].Content.Bodies[5].Edges[15]])
direction = Direction.DirY
options = MoveOptions()
result      =      Move.Translate(selection,      direction,      MM(-
                    hpt_1_flange_arm_delta_thk), options)
# EndBlock

```

```

# Translate Along Y Handle

```

```

selection                                          =
    EdgeSelection.Create([GetRootPart().Components[2].Content.Bodi
                          es[0].Edges[3],
                          GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[1].Edges[1],
                          GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[2].Edges[1],
                          GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[3].Edges[3],
                          GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[4].Edges[1],
                          GetRootPart().Components[2].Content.Bodies[7].Edges[6]])
direction = Direction.DirY
options = MoveOptions()
result      =      Move.Translate(selection,      direction,
                    MM(hp_shaft_arm_flange_delta_thk), options)
# EndBlock

```

EK 2

! Commands inserted into this file will be executed just prior to the ANSYS SOLVE command.

! These commands may supersede command settings set by Workbench.

! Active UNIT system in Workbench when this object was created: Metric (mm, kg, N, s, mV, mA)

! NOTE: Any data that requires units (such as mass) is assumed to be in the consistent solver unit system.

! See Solving Units in the help system for more information.

```
/PREP7
```

```
*get,bolt_node_num,node,rp_bolt_head_edge_pilot,NXTL
```

```
*get,nut_node_num,node,rp_nut_head_edge_pilot,NXTL
```

```
cmsel,s,ns_bolt_head_edge_nodal,node
```

```
*get,max_x_loc_bolt_head,node,0,mxloc,x
```

```
*get,min_x_loc_bolt_head,node,0,mnloc,x
```

```
*get,max_y_loc_bolt_head,node,0,mxloc,y
```

```
*get,min_y_loc_bolt_head,node,0,mnloc,y
```

```
allsel,all,all
```

```
cmsel,s,ns_nut_head_edge_nodal,node
```

```
*get,max_x_loc_nut_head,node,0,mxloc,x
```

```
*get,min_x_loc_nut_head,node,0,mnloc,x
```

```
*get,max_y_loc_nut_head,node,0,mxloc,y
```

```
*get,min_y_loc_nut_head,node,0,mnloc,y
```

```
*set,flange_hole_radius,ARG1*(0.5*((max_x_loc_bolt_head - 2) -  
(min_x_loc_bolt_head + 2)) - 0.5)
```

```
*set,_bid,999
```

```
et,_bid,188
```

```
mat,_bid
```

```
real,_bid
```

```
type,_bid
```

```
secnum,_bid
```

```

en,333333,bolt_node_num+1,nut_node_num+1
beamelem_1 = 333333 ! Set Beam Element ID to User Specified Name
sectype,_bid,beam,csolid
secdata,flange_hole_radius
secoffset,cent
mptemp,1,300,400,500,600,700
mpdata,dens,_bid,1,8.22e-09,8.22e-09,8.22e-09,8.22e-09,8.22e-09
mpdata,alpx,_bid,1,1.33166E-05,1.36524E-05,1.38571E-05,1.40752E-
05,1.469E-05
mpdata,kxx,_bid,1,14.691588,16.121496,17.859814,19.738317,22.457945
mpdata,ex,_bid,1,200375.21,194458.94,188786.94,182992.78,175855.2
mpdata,nuxy,_bid,1,-0.3223907,-0.32681602,-0.3298597,-0.33406606,-
0.3382347
mpdata,gxy,_bid,1,7.5762E+04,7.328E+04,7.098E+04,6.8585E+04,6.5704
E+04
mpdata,prxy,_bid,1,0.3223907,0.32681602,0.3298597,0.33406606,0.33823
47
d,rp_bolt_head_edge_pilot,uz,,,,,rotx,roty ! constrain 3D Dof's
d,rp_nut_head_edge_pilot,uz,,,,,rotx,roty ! constrain 3D Dof's
allsel,all,all
*set,new_bolt_head_x_loc,0.5*(max_x_loc_bolt_head +
min_x_loc_bolt_head)
*set,new_bolt_head_y_loc,0.5*(max_y_loc_bolt_head +
min_y_loc_bolt_head)
nmodif,rp_bolt_head_edge_pilot,new_bolt_head_x_loc,new_bolt_head_y_l
oc
allsel,all,all
*set,new_nut_head_x_loc,0.5*(max_x_loc_nut_head +
min_x_loc_nut_head)
*set,new_nut_head_y_loc,0.5*(max_y_loc_nut_head +
min_y_loc_nut_head)
nmodif,rp_nut_head_edge_pilot,new_nut_head_x_loc,new_nut_head_y_loc
allsel,all,all
d,rp_bolt_head_edge_pilot,uz,,,,,rotx,roty ! constrain 3D Dof's

```

```

d,rp_nut_head_edge_pilot,uz,,,,,rotx,roty      ! constrain 3D Dof's
/com,***** Construct Remote Mass Using Remote Attachment
      *****
/com,***** Create Bolt Pretension "Bolt Pretension" *****
*set,_pretnode,rp_pretnode_1
_nbolt307 = _pretnode      ! that will be the pretension node number
*set,_beame1,beamelem_1
*set,_beamn1,rp_bolt_head_edge_pilot
*set,_beamn2,rp_nut_head_edge_pilot
_centx = .5*(NX(_beamn1)+NX(_beamn2))
_centy = .5*(NY(_beamn1)+NY(_beamn2))
_centz = .5*(NZ(_beamn1)+NZ(_beamn2))
_dirx = NX(_beamn2) - NX(_beamn1)
_diry = NY(_beamn2) - NY(_beamn1)
_dirz = NZ(_beamn2) - NZ(_beamn1)
_mag = SQRT(_dirx*_dirx + _diry*_diry + _dirz*_dirz)
_dirx = _dirx/_mag
_diry = _diry/_mag
_dirz = _dirz/_mag
local,11,0,_centx,_centy,_centz
nmod,_pretnode,0,0,0,,,1      ! move pretension node to bolt center, don't
      update centroid
*get,_nmax,ndmx
_center1=_nmax+1
_center2=_nmax+2
n,_center1,
n,_center2,
*get,_bid,elem,_beame1,ATTR,MAT      ! get the material number of beam
      connection element
mat,_bid
real,_bid
type,_bid
secnum,_bid

```

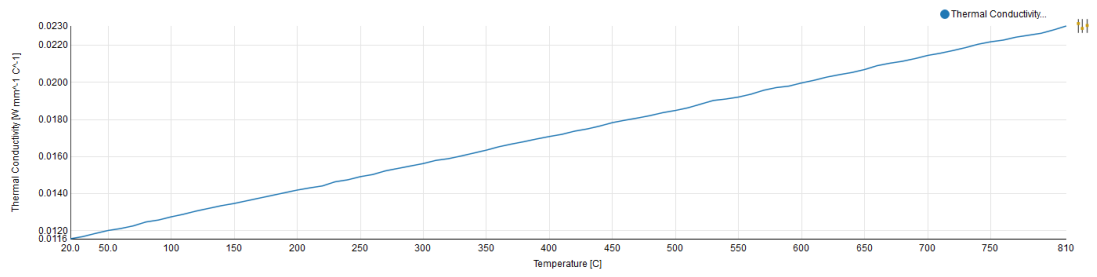
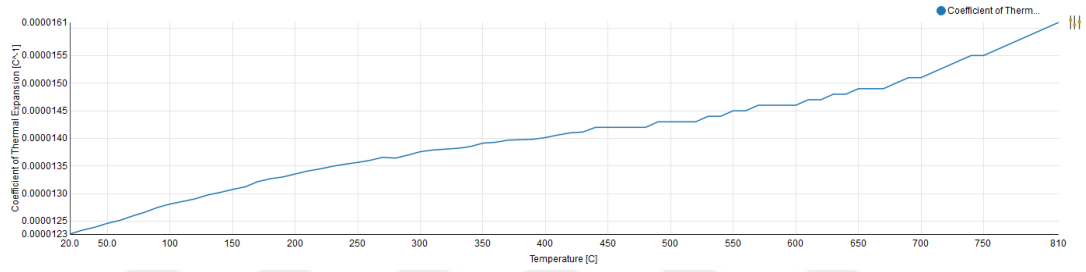
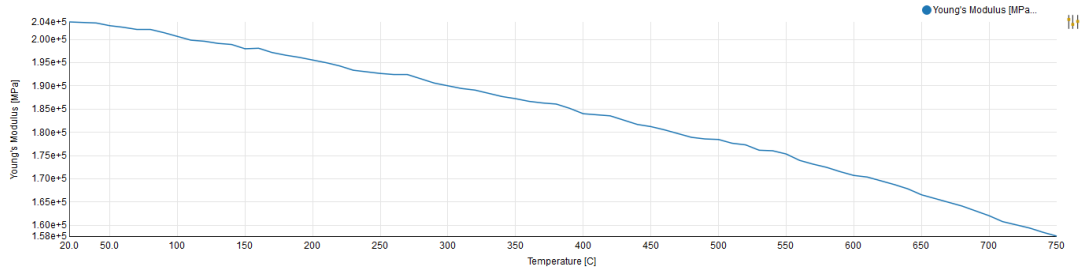
```

emod,_beame1,2,_center1      ! modify the original beam element to
    half length
e,_center2,_beamn2          ! create new beam element to span second
    half of length
*set,_tid,158
et,_tid,179
type,_tid
real,_tid
mat,_tid
secnum,_tid
e,_center1,_center2,_pretnode ! directly create pretension element
SECTYPE,_tid,PRETENSION
secdata,_pretnode,_dirx,_diry,_dirz ! pretension direction set from the 2
    beam connection nodes
allsel,all,all
FINISH

```

EK 3

Inconel 718 için sıcaklığa bağlı olarak tanımlanan ısı ve mekanik özellikler



ŞekilEk 1: Inconel718 Malzeme Özellikleri.

EK 4

Tabular Data			
	Steps	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Temperature
1	1	1.	Deactivated
2	2	2.	Deactivated
3	3	3.	Deactivated
4	4	3.	Row 1
5	4	4.	Row 1
6	5	4.	Deactivated
7	5	5.	Deactivated
8	6	6.	Deactivated

	Steps	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Temperature
1	1	1.	Deactivated
2	2	2.	Deactivated
3	3	3.	Deactivated
4	4	4.	Deactivated
5	5	4.	Row 1
6	5	5.	Row 1
7	6	5.	Deactivated
8	6	6.	Deactivated

	Steps	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Temperature
1	1	1.	Deactivated
2	2	2.	Deactivated
3	3	3.	Deactivated
4	4	4.	Deactivated
5	5	5.	Deactivated
6	6	5.	Row 1
7	6	6.	Row 1

ŞekilEk 2: Isıl yüklemelerin yapısal analizlerde ilgili yükleme adımında uygulanması.

EK 5

Birinci flanş bölgesi için birinci vekil model kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmalarında kısıt fonksiyonlarında kullanılan çıktı parametrelerinin aldığı değerler

Çizelge Ek 1: Flanş yüzeylerindeki tepki kuvvetlerinin zamana bağlı değişimleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
F_sol_flanş_t4_to_t3	0.8705	0.8690	0.8693
F_sağ_flanş_t4_to_t3	0.9468	0.8277	0.8103
F_sol_flanş_t5_to_t3	0.7214	0.7236	0.7243
F_sağ_flanş_t5_to_t3	0.7967	0.6840	0.6651
F_sol_flanş_t6_to_t3	0.7475	0.7501	0.7507
F_sağ_flanş_t6_to_t3	0.8378	0.7270	0.7081

Çizelge Ek 2: Yiv yüzeylerindeki tepki kuvvetlerinin zamana bağlı değişimleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
F_sol_yiv_t4_to_t3	1.8976	1.8873	2.5585
F_sol_yiv_t5_to_t3	4.6910	4.7764	6.7449
F_sol_yiv_t6_to_t3	4.9157	4.9915	7.0193
F_sağ_yiv_t4_to_t3	0.9340	1.3633	1.0263
F_sağ_yiv_t5_to_t3	1.2119	2.8501	1.3464
F_sağ_yiv_t6_to_t3	1.2689	3.0788	1.4095

Çizelge Ek 3: Flanş yüzeylerindeki ezilme gerilmeleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
$\sigma_{\text{(flanş}_1, t4)}$	311.2671	309.2136	312.0238
$\sigma_{\text{(flanş}_1, t5)}$	318.6857	318.2525	321.2768
$\sigma_{\text{(flanş}_1, t6)}$	280.7398	280.1202	282.7628
$\sigma_{\text{(flanş}_2, t4)}$	415.1375	407.2801	407.0566
$\sigma_{\text{(flanş}_2, t5)}$	436.2433	427.0305	427.0410
$\sigma_{\text{(flanş}_2, t6)}$	383.3687	373.0443	373.3763

Çizelge Ek 4: Yiv yüzeylerindeki ezilme gerilmeleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
$\sigma_{\text{(yiv}_1, t4)}$ [MPa]	171.7303	174.5958	177.0642
$\sigma_{\text{(yiv}_1, t5)}$ [MPa]	243.0771	245.6374	249.9794
$\sigma_{\text{(yiv}_1, t6)}$ [MPa]	210.9245	214.0447	218.0493
$\sigma_{\text{(yiv}_2, t4)}$ [MPa]	451.8485	327.7616	339.3182
$\sigma_{\text{(yiv}_2, t5)}$ [MPa]	506.2067	406.9554	423.3309
$\sigma_{\text{(yiv}_2, t6)}$ [MPa]	466.3297	359.3841	375.3745

Çizelge Ek 5: Ön yükleme kaynaklı civata gerilmeleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
$\sigma_{\text{(on_yukleme)}}$ [MPa]	697.6208	725.9751	713.5200

EK 6

İkinci flanş bölgesi için ikinci vekil model kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmalarında kısıt fonksiyonlarında kullanılan çıktı parametrelerinin aldığı değerler

Çizelge Ek 6: Flanş yüzeylerindeki tepki kuvvetlerinin zamana bağlı değişimleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
F_sol_flanş_t4_to_t3	0.7233	0.7271	0.7338
F_sağ_flanş_t4_to_t3	0.6693	0.6877	0.6626
F_sol_flanş_t5_to_t3	0.6328	0.6376	0.6430
F_sağ_flanş_t5_to_t3	0.6736	0.6875	0.6640
F_sol_flanş_t6_to_t3	0.6801	0.6829	0.6898
F_sağ_flanş_t6_to_t3	0.7329	0.7408	0.7244

Çizelge Ek 7: Yiv yüzeylerindeki tepki kuvvetlerinin zamana bağlı değişimleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
F_sol_yiv_t4_to_t3	4.5488	4.1005	9.6835
F_sol_yiv_t5_to_t3	4.8115	4.3249	10.5821
F_sol_yiv_t6_to_t3	4.3096	3.9057	9.2160
F_sağ_yiv_t4_to_t3	3.6767	9.8977	2.6275
F_sağ_yiv_t5_to_t3	3.2832	8.7304	2.3885
F_sağ_yiv_t6_to_t3	2.8961	7.5009	2.1525

Çizelge Ek 8: Flanş yüzeylerindeki ezilme gerilmeleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
$\sigma_{\text{(flanş}_1, t4)}$	347.6737	347.9783	352.6618
$\sigma_{\text{(flanş}_1, t5)}$	421.5779	422.2463	426.2343
$\sigma_{\text{(flanş}_1, t6)}$	365.3594	365.9930	369.6975
$\sigma_{\text{(flanş}_2, t4)}$	359.4053	369.5159	350.6441
$\sigma_{\text{(flanş}_2, t5)}$	436.5154	446.2478	428.4788
$\sigma_{\text{(flanş}_2, t6)}$	380.5984	390.1959	372.3711

Çizelge Ek 9: Yiv yüzeylerindeki ezilme gerilmeleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
$\sigma_{(yiv_1,t4)}$	432.6863	435.2377	430.1133
$\sigma_{(yiv_1,t5)}$	514.8484	517.5478	513.3503
$\sigma_{(yiv_1,t6)}$	436.6077	439.5675	434.5255
$\sigma_{(yiv_2,t4)}$	449.1920	451.4977	449.5545
$\sigma_{(yiv_2,t5)}$	534.7581	536.1336	536.2398
$\sigma_{(yiv_2,t6)}$	457.0995	457.8608	459.6675

Çizelge Ek 10: Ön yükleme kaynaklı civata gerilmeleri.

Kısıt Değişkenleri	Tasarım #1	Tasarım #2	Tasarım #3
$\sigma_{(on_yukleme)}$ [MPa]	738.7836	763.4467	749.1508

EK 7

Üçüncü flanş bölgesi için üçüncü vekil model kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmalarında kısıt fonksiyonlarında kullanılan çıktı parametrelerinin aldığı değerler.

Çizelge Ek 11: Flanş yüzeylerindeki tepki kuvvetlerinin zamana bağlı değişimleri.

	Tasarım #1	Tasarım #2
F_sol_flanş_t4_to_t3	0.8815	0.8544
F_sağ_flanş_t4_to_t3	0.8874	0.8638
F_sol_flanş_t5_to_t3	0.7811	0.7429
F_sağ_flanş_t5_to_t3	0.7946	0.7592
F_sol_flanş_t6_to_t3	0.8179	0.7836
F_sağ_flanş_t6_to_t3	0.8203	0.7892

Çizelge Ek 12: Yiv yüzeylerindeki tepki kuvvetlerinin zamana bağlı değişimleri.

	Tasarım #1	Tasarım #2
F_sol_yiv_t4_to_t3	1.6674	1.8819
F_sol_yiv_t5_to_t3	3.9871	3.7850
F_sol_yiv_t6_to_t3	4.1286	3.8978
F_sağ_yiv_t4_to_t3	0.0025	0.0053
F_sağ_yiv_t5_to_t3	5.4997	16.8032
F_sağ_yiv_t6_to_t3	7.0422	20.2488

Çizelge Ek 13: Flanş yüzeylerindeki ezilme gerilmeleri.

	Tasarım #1	Tasarım #2
σ _(flanş_1,t4)	215.1783	209.4437
σ _(flanş_1,t5)	252.0530	247.0912
σ _(flanş_1,t6)	223.6462	218.8532
σ _(flanş_2,t4)	239.7373	235.2710
σ _(flanş_2,t5)	278.0511	274.5785
σ _(flanş_2,t6)	244.5659	241.1549

Çizelge Ek 14: Yiv yüzeylerindeki ezilme gerilmeleri.

	Tasarım #1	Tasarım #2
σ _(yiv_1,t4)	199.9842	202.5348
σ _(yiv_1,t5)	259.2508	262.9438
σ _(yiv_1,t6)	224.7178	228.2237
σ _(yiv_2,t4)	209.9373	212.6077
σ _(yiv_2,t5)	257.1415	261.5332
σ _(yiv_2,t6)	223.0604	227.3071

Çizelge Ek 15: Ön yükleme kaynaklı civata gerilmeleri.

	Tasarım #1	Tasarım #2
$\sigma_{(on_yukleme)}$ [MPa]	709.1740	586.8851



