



**CIVATA MONTAJ KOŞULLARININ
YORULMA DAYANIMINA ETKİSİ**

Yüksek Lisans Tezi

Ali Kuşçu

Eskişehir 2023

CIVATA MONTAJ KOŞULLARININ YORULMA DAYANIMINA ETKİSİ

Ali KUŞÇU

Yüksek Lisans Tezi

Sivil Havacılık Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Dilek TURAN

(İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Seyid Fehmi DİLTEMİZ)

Eskişehir

Eskişehir Teknik Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Ocak 2023

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Ali KUŞÇU'nun CIVATA MONTAJ KOŞULLARININ YORULMA DAYANIMINA ETKİSİ başlıklı çalışması 13/01/2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından değerlendirilerek "Eskişehir Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği"nin ilgili maddeleri uyarınca, Sivil Havacılık Anabilim dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Unvan Adı Soyadı

İmza

Üye

: Prof. Dr. Dilek TURAN

Üye

: Prof. Dr. Melih Cemal KUŞHAN

Üye

: Doç.Dr. Tolga BAKLACIOĞLU

Prof. Dr. Murat TANIŞLI

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

13/01/2023

DANIŞMAN ONAYI

Danışmanlığını yürüttüğüm Yüksek Lisans öğrencisi Ali KUŞÇU, CIVATA MONTAJ KOŞULLARININ YORULMA DAYANIMINA ETKİSİ başlıklı tez çalışmasını tamamlamıştır. Hazırlamış olduğu tez tarafımca incelenmiş ve öğrencinin tez savunma sınavına alınması bilimsel ve etik açıdan uygun görülmüştür.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Dilek TURAN

ÖZET

CIVATA MONTAJ KOŞULLARININ YORULMA DAYANIMINA ETKİSİ

Ali KUŞÇU

Sivil Havacılık Anabilim Dalı

Eskişehir Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Ocak 2023

Danışman: Prof. Dr. Dilek TURAN

(İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Seyid Fehmi DİLTEMİZ)

Cıvatalı bağlantılar gaz türbin motorları için kullanılan en yaygın olarak kullanılan sökülebilir bağlantı tiplerinden biridir. Gaz türbinli motorların sahada bakım işlemleri sırasında modüllerinin kolay sökülebilir ve takılabilir olması gerekmektedir. Aynı zamanda operasyon yükleri altında fonksiyonunu ve bütünlüğünü koruyabilmesi önemli tasarım kriterlerinden biridir. Bağlantıların montajı sırasında cıvata ya da somuna tork uygulanması ile cıvata üzerinde bir ön yükleme oluşturur ve bu ön yükleme kuvveti bağlantının gevşemeden istenilen durumda tutulmasını sağlar.

Cıvatalı bağlantıların çalışmasında ön yüklemenin büyük rolü vardır. Yeterli ön yükleme sağlanmadıkça bağlantının sağlamlığı ve dayanıklılığı tam olarak sağlanamaz. Ancak fazla torklama nedeniyle oluşacak ön yüklemeler de operasyon yükleri ile birleşerek plastik deformasyona sebep olabilir. Literatür ve standartlara bakıldığında aynı dış ölçüsüne sahip cıvatalar için farklı tork değerleri belirtilmektedir.

Bu çalışma, gaz türbin motorlarında kullanılan montaj parametrelerinin cıvata ömrüne etkisini araştırmak ve analiz etmek amacıyla yapılmıştır. Çeşitli tork, somun faktörü ve yağlama yöntemleri ile 10 farklı montaj koşulu için hesaplamalar ve analizler yapılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda montaj parametrelerinin (tork, somun faktörü, yağlama) ön yükleme kuvvetine etki ettiğine ve ön yükleme kuvveti arttıkça cıvata ömür dayanımı artmaktadır.

Anahtar Sözcükler: Ön Yükleme, Cıvata, Bağlantı, Ömür

ABSTRACT

EFFECT OF BOLT ASSEMBLY CONDITIONS ON FATIGUE STRENGTH

Ali KUŞÇU

Department of Civil Aviation

Eskişehir Technical University, Institute of Graduate Programs, January 2023

Supervisor: Prof. Dr. Dilek TURAN

(Co-Supervisor: Assoc. Prof. Seyid Fehmi DİLTEMİZ)

Bolted joint is one of the most commonly used separable joint types utilised for gas turbine engines. The modules of gas turbine engines must be easily assembly and disassembly during field maintenance operations. Also, maintaining its function and integrity under operational loads is one of the important design criteria. During the assembly of the connections, torque is applied to the nut and a preload is created on the bolt and this preload force ensures that the connection is kept in the desired condition without loosening.

Preload plays a major role in the operation of bolted connections. The strength and durability of the connection cannot be fully ensured unless adequate pre-loading is provided. However, preloads due to over-torque may also combine with operational loads and cause plastic deformation. In the literature and standards for bolts with the same thread size, different torque values are specified.

This study is carried out to investigate and analyze the effect of mounting parameters used in gas turbine engines on bolt life. Calculations and analyzes are made for 10 different mounting conditions with various torque, nut factor and lubrication methods. It is observed that the assembly parameters (torque, nut factor, lubrication) affect the preload force and as the preload force increases, the bolt life strength increases.

Keywords: Preload, Bolt, Joint, Life

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında kıymetli bilgi, birikim ve tecrübeleri ile bana yol gösterici ve destek olan değerli danışman hocam sayın Prof. Dr. Dilek TURAN’a, bu çalışmanın yürütülmesi için her türlü bilgi, kaynak ve alt yapı desteğini sağlayan ve maddi manevi desteğini esirgemeyen değerli kurumum ve kurum yöneticilerime sonsuz teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Tez sürecim boyunca desteğini göstermekten kaçınmayan bilgi ve tecrübeleri ile bana sürekli destek olan ikinci danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Seyid Fehmi DİLTEMİZ’e teşekkür ederim.

Çalışmam boyunca gösterdiği sabır ve desteğinden dolayı eşim Özge KUŞÇU ve ömür boyu desteklerini benden esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Ali KUŞÇU

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi; bu çalışmanın Eskişehir Teknik Üniversitesi tarafından kullanılan “bilimsel intihal tespit programı”yla tarandığını ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

Ali KUŞÇU

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
BAŞLIK SAYFASI	I
JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI.....	II
DANIŞMAN ONAYI	III
ÖZET	IV
ABSTRACT.....	V
TEŞEKKÜR	VI
ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ.....	VII
İÇİNDEKİLER	VIII
TABLolar DİZİNİ.....	XI
ŞEKİLLER DİZİNİ	XII
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	XV
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	2
3. CIVATALI BAĞLANTILAR.....	5
3.1. Cıvatalar	6
3.2. Cıvata Tipleri.....	7
3.3. Cıvata Dış Tipleri	8
3.3.1. Profillere göre dişler.....	9
3.3.1.1. Üçgen dişler	10
3.3.1.2. Trapez dişler.....	10
3.3.1.3. Kare dişler	10
3.3.2. Inch ve Metrik dişler	11
3.4. Havacılıkta Kullanılan Cıvata Türleri.....	12
3.5. Cıvatalı Bağlantı Tipleri.....	14
3.5.1. Çekme bağlantısı	14
3.5.2. Kayma bağlantısı.....	15

3.6. Cıvatalı Bağlantı Çalışması	16
3.7. Cıvatalı Bağlantıların Kuvvet Diyagramı	17
3.8. Cıvatalı Bağlantılarda Arıza Durumu	20
3.8.1. Yetersiz sıkma kuvveti	21
3.8.2. Cıvata diş sıyırma	21
3.8.3. Cıvata yorulma arızaları.....	22
3.8.4. Cıvata aşırı yükleme.....	23
3.8.5. Cıvata aşırı yataklama gerilmesi.....	23
4. CIVATALI BAĞLANTILARDA TORKLAMA VE ÖN YÜKLEME.....	24
4.1. Ön Yükleme Cıvata Bağlantıları	24
4.2. Ön Yükleme Önemi	25
4.3. Hatalı Ön Yükleme ile Oluşabilecek Arızalar	26
4.4. Ön Yükleme Kaybı.....	27
4.5. Somun Faktörü.....	27
4.6. Yağlama ile Tork Düşürülmesi	28
5. CIVATALARDA YORULMA HASARI.....	29
5.1. Yorulma Terimleri	31
5.1.1. Çevrim	31
5.1.2. Yorulma Ömrü	32
5.1.3. Yorulma Dayanımı	32
5.1.4. Yorulma Dayanım Sınırı.....	32
5.1.5. Maksimum Gerilme	32
5.1.6. Yorulma Dayanım Sınırı.....	32
5.1.7. Ortalama Gerilme	32
5.1.8. Gerilme Aralığı	32
5.1.9. Gerilme Genliği.....	33
5.1.10. Wöhler diyagramları (S-N Eğrileri)	33
6. METOD VE YÖNTEM.....	34
6.1. Sistem Tasarımı.....	34
6.2. Cıvata Seçimi ve Özellikleri	35
6.3. Somun Seçimi ve Özellikleri.....	35

6.4. Flanş Özellikleri	36
6.5. Dış Yükler	36
7. EL HESAPLARI.....	37
7.1. Rijitlik Hesabı.....	37
7.2. Cıvata Rijitlik Hesabı	37
7.3. Bağlanan Elemanların Rijitlik Hesabı	39
7.4. Bağlantı Rijitlik Oranı.....	40
7.5. Rijitlik Oranı ve Depolanan Enerji Arasında İlişki.....	41
7.6. Ön Yükleme Hesapları	41
7.7. Operasyon Yük Hesabı.....	42
7.8. Bağlantı Ayrılma Hesaplamaları.....	44
7.9. Gerilme Hesaplamaları.....	45
7.9.1. Cıvata dış gerilme hesabı (montaj)	46
7.9.2. Cıvata flanş ezilme dayanımı hesabı (montaj).....	47
7.9.3. Cıvata şaftı gerilme hesabı (operasyon)	47
7.9.4. Cıvata dış gerilme hesabı (operasyon).....	48
7.9.5. Gerilme sonuçlarının özeti.....	49
8. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	50
8.1. Analizlerde Kullanılan Elemanlar	50
8.2. Temas Durumu.....	52
8.3. Analiz Yöntemi	54
8.4. Sonlu Elemanlar Modeli ve Ağ Yapısı	54
8.5. Yükler ve Sınır Şartları	57
8.6. Sonlu Elemanlar Gerilme Sonuçları.....	58
9. YORULMA ÖMRÜ HESAPLAMALARI	64
10. SONUÇLAR VE SONUÇLARIN İRDELENMESİ	66
11. GELECEKTE YAPILMASI ÖNERİLEN ÇALIŞMALAR.....	68
KAYNAKÇA.....	69
ÖZGEÇMİŞ	

TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1. Cıvata türleri	7
Tablo 3.2. Havacılık cıvata standartları (Bickford, 2008)	12
Tablo 4.1. Somun faktörleri (Bickford, 2008)	28
Tablo 4.2. Yağlama ile tork düşüşü (Bickford, 2008).....	28
Tablo 6.1. Flanş özellikleri.....	36
Tablo 7.1. Cıvata rijitlik değerleri.....	38
Tablo 7.2. Bağlanan parça rijitlik hesapları	40
Tablo 7.3. Ön yükleme hesapları	42
Tablo 7.4. Cıvataya etki eden dış yükler.....	44
Tablo 7.5. Cıvataya etki eden eksenel yükler	44
Tablo 7.6. Ayrılma kuvveti güvenlik faktörleri	45
Tablo 7.7. Cıvata dış dibi gerilmeleri.....	46
Tablo 7.8. Montaj koşulunda cıvata-flanş ezilme gerilmeleri.....	47
Tablo 7.9. Cıvata şaftı gerilme hesaplamaları.....	48
Tablo 7.10. Dış gerilme hesaplamaları	48
Tablo 7.11. Gerilme sonuçlarının özeti.....	49
Tablo 8.1. Ağ özellikleri	54
Tablo 8.2. Inconel 718 Malzeme Özellikleri (http-5)	56
Tablo 8.3. A286 Malzeme Özellikleri (http-6)	56
Tablo 9.1. Gerilme-Ömür hesaplamaları (el hesaplamaları).....	64
Tablo 9.2. Gerilme-Ömür hesaplamaları (sonlu elemanlar yöntemi)	65

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Gaz türbinli motorda cıvatalı bağlantılar (http-1)	1
Şekil 2.1. Cıvata üzerinde gerilmeler (Lochan, 2019).....	2
Şekil 2.2. Cıvata dış gerilmeleri (Novoselac, 2016).....	2
Şekil 2.3. Cıvata yorulma test düzeneği (Shahani & Shakeri, 2015)	3
Şekil 2.4. Dişli ve dişsiz cıvata sonlu elemanlar gerilme karşılaştırması (Sapieta & Sulka, 2019)	4
Şekil 3.1. Cıvata- Somun bağlantısı ve çalışma prensibi (Adatepe & Güneş, 2012)	5
Şekil 3.2. Cıvata unsurları (Adatepe & Güneş, 2012)	6
Şekil 3.3 Cıvata başına göre sınıflandırma	8
Şekil 3.4. Diş özellikleri (http-2)	9
Şekil 3.5. Diş tipleri (Çevikalp, 2016).....	9
Şekil 3.6. Sağ ve Sol diş tipi (Bickford, 2008)	10
Şekil 3.7. Diş form karşılaştırması (Bickford, 2008)	11
Şekil 3.8. Havacılıkta yaygın kullanılan cıvata baş tipleri (Bickford, 2008)	13
Şekil 3.9. Çekme bağlantısı (Bickford, 2008)	14
Şekil 3.10. Kayma bağlantısı (Bickford, 2008)	15
Şekil 3.11. Cıvatalı bağlantı yay benzetmesi (Bickford, 2008).....	16
Şekil 3.12. Cıvatalı bağlantı basma kuvvet diyagramı (Zhang, 2004)	17
Şekil 3.13. Cıvatalı bağlantı çekme kuvvet diyagramı (Zhang, 2004)	18
Şekil 3.14. Dış kuvvet altında uzama eğrileri (Zhang, 2004).....	18
Şekil 3.15. Cıvata kuvvet diyagramı akma sınırı değerlendirmesi (Zhang, 2004)	19
Şekil 3.16. Cıvata kuvvet diyagramı boşluk değerlendirmesi (Zhang, 2004)	19
Şekil 3.17. Dış basma kuvveti etkisi (Zhang, 2004).....	20
Şekil 3.18. Diş arızaları (Bickford, 2008)	21
Şekil 3.19. Cıvatalarda yorulma hasarının yaygın görüldüğü yerler (ESDEP, 2001)	22
Şekil 3.20. Cıvata kırılması (http-3)	23
Şekil 4.1. Cıvata öngerilme kuvveti (http-4)	24
Şekil 4.2. Cıvata önyüklemeye kuvveti altında kuvvet dağılımı (Çevikalp, 2016).....	25
Şekil 5.1. Gerilme periyodu eğrisi (Seçkin & Doğan, 2010)	31

Şekil 5.2. S-N Diyagramı (Kayalı, 1996)	33
Şekil 6.1. Sistem görünüşü	34
Şekil 6.2. Sistem kesit görünümü ve malzeme bilgisi	34
Şekil 6.3. AS48500-599 serisi cıvata özellikleri (SAE, 2022)	35
Şekil 6.4. AS20625 Somun özellikleri (SAE, 2022)	35
Şekil 6.5. Dış yükler	36
Şekil 7.1. Cıvata-Yay benzetmesi (Bickford, 2008).....	37
Şekil 7.2. Cıvata kesit görünümü ve ölçüleri.....	38
Şekil 7.3. Bağlantı kesit ölçüleri (Bickford, 2008).....	39
Şekil 7.4. Operasyon yüklerinin cıvata merkezine indirgenmesi (Carter & Jacobi, 2011)	43
Şekil 7.5. Cıvata Üzerinde Gerilme Eğrisi (Bickford, 2008)	46
Şekil 7.6. Cıvataya etkiyen yükler.....	47
Şekil 8.1. Solid 185 düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)	51
Şekil 8.2. Solid 187 düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)	51
Şekil 8.3. Temas elemanlarının durumu (ANSYS User's Guide, 2006).....	52
Şekil 8.4. Temas elemanlarının yüzey uyumluluğunun sağlayamadığı durum (ANSYS User's Guide, 2006).....	53
Şekil 8.5. Analiz modeli	54
Şekil 8.6. Analiz ağ yakınsaması ve iyileştirmesi	55
Şekil 8.7. Bütün ağ yapısı.....	55
Şekil 8.8. Cıvata ağ yapısı	56
Şekil 8.9. Model yüklemeleri	57
Şekil 8.10. Cıvata-Flanş bağlantısı	57
Şekil 8.11. Flanşlar arası bağlantı.....	58
Şekil 8.12. Sistem gerilim dağılımı	59
Şekil 8.13. Analiz sonuçları (durum 1).....	59
Şekil 8.14. Analiz sonuçları (durum 2).....	59
Şekil 8.15. Analiz sonuçları (durum 3).....	60
Şekil 8.16. Analiz sonuçları (durum 4).....	60
Şekil 8.17. Analiz sonuçları (durum 5).....	60

Şekil 8.18. Analiz sonuçları (durum 6).....	61
Şekil 8.19. Analiz sonuçları (durum 7).....	61
Şekil 8.20. Analiz sonuçları (durum 8).....	61
Şekil 8.21. Analiz sonuçları (durum 9).....	61
Şekil 8.22. Analiz sonuçları (durum 10).....	62
Şekil 8.23. Gerilme-Plastik Gerinim Eğrisi.....	62
Şekil 8.24. Minimum Gerilmeler.....	63
Şekil 8.25. Maksimum Gerilmeler	63
Şekil 9.1. Inconel 718 S-N eğrisi.....	65
Şekil 9.2. Inconel 718 ϵ -N eğrisi	65



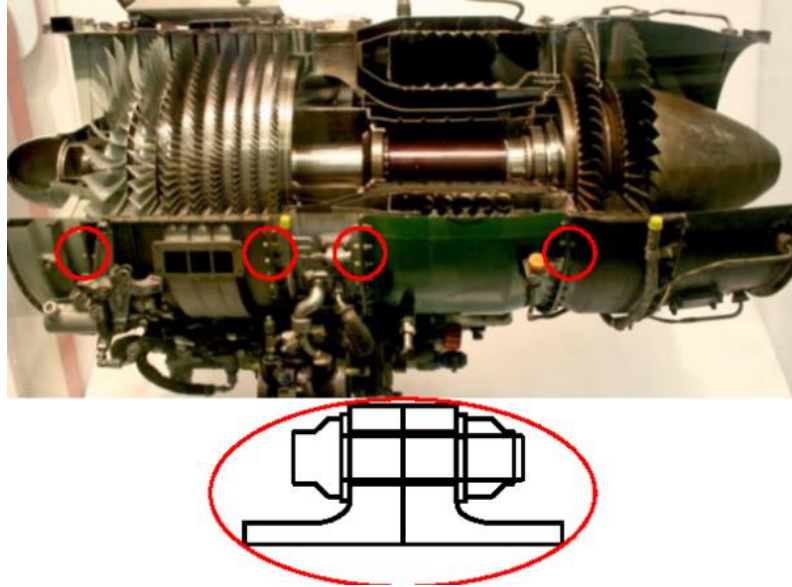
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

σ_{alt}	: Gerilme Genliği
σ_{aw}	: Walker Gerilmesi
σ_m	: Ortalama Gerilme
σ_{max}	: Maksimum Gerilme
σ_{min}	: Minimum Gerilme
ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
A_m	: Dış Dibi Alanı
A_s	: Kesit Alanı
A_{sh}	: Cıvata Şaftı Alanı
A_t	: Cıvata Dış Alanı
B	: Cıvataya Etki Eden Eksenel Yük
b	: Tepki Kuvveti Mesafe
$B_{ön}$	: Ön Gerilme Kuvveti
$B_{uygularanan}$	: Cıvataya Etki Eden Dış Yük
C	: Göreceli Katılık Oranı
D_J	: Bağlantı Çapı
D_H	: Cıvata Başı Çapı
D_h	: Cıvata Deliği Çapı
d_i	: Dış Dibi Çapı
d	: Cıvata Bölüm Dairesi
d_o	: Dış Üstü Çapı
d_m	: Dış Dibi Çapı
E	: Elastisite Modülü
F_r	: Flanşa Etki Eden Radyal Kuvvet
F_{sep}	: Bağlantının Ayrılmasına Neden Olacak Kuvvet
FS_{sep}	: Ayrılma Kuvveti Güvenlik Faktörü
h	: Yükseklik / Dış Yüksekliği
K	: Somun Faktörü / Rijitlik Değeri
k	: Yay Sabiti
L_i	: Bağlantı Toplam Uzunluk
m	: Walker Ömür Düzeltme Faktörü
M_b	: Cıvataya Etki Eden Eğilme Momenti
MJ	: Metrik Dış (Havacılık)
M_s	: Flanşa Etki Eden Moment
NAS	: National Aerospace Standards
p	: Dış Adımı
P	: Flanşa Etki Eden Eksenel Yük
R	: Maksimum Gerilmenin Minimum Gerilme Oranı
SCC	: Gerilme Korozyonu Çatlama
t	: Flanş Et Kalınlığı
T	: Tork
UN	: Unified Thread Standart
x	: Mesafe

1. GİRİŞ

Gaz Türbinli Motorlarda çözülebilir bağlantılardan en yaygınlarının birini cıvatalı bağlantılar oluşturmaktadır (Bkz. Şekil 1.1). Gaz Türbinli Motorların saha üzerinde bakım gerektirme durumundan dolayı kolay sökülüp takılabilir bağlantılardan oluşması gerekmektedir. Yüksek operasyon yüklerine maruz kalması nedeniyle bağlantının korunması kritik tasarım kistaslarından biridir. Tasarım sürecinde operasyon koşulları değerlendirilerek uygun bağlantı tasarımı yapılmalı ve montaj parametreleri belirlenmelidir. Cıvataların montaj esnasında torklanması ile cıvata üzerinde ön yükleme oluşturulmaktadır ve bağlantının korunmasında bu ön yükleme kuvvetinin önemli rolü bulunmaktadır. Literatürde farklı kaynaklar ve standartlarda aynı tip diş ölçüsüne ait cıvatalar için farklı torklama değerleri belirtilmekte ve bağlantılarda farklı ön yükleme değeri oluşturulmaktadır. Cıvatalı bağlantılar için tasarım kriterini sağlayan ön yükleme kuvveti oldukça önemlidir. Eğer yeterli ön yükleme sağlanamaz ise bağlantı korunamamakta fazla ön yükleme uygulanması durumunda ise cıvata akma dayanımı geçmekte ve plastik deformasyonlara sebep olmaktadır.

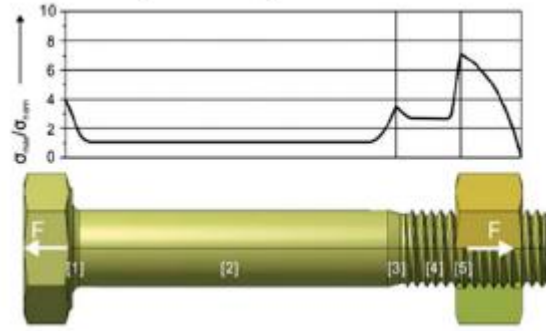
Bu tez, gaz türbinli motorlarda cıvata bağlantılarda montaj parametrelerinin cıvata ömür dayanımına etkisini incelemek ve analiz etmek amacıyla yapılmıştır. 10 farklı koşul için nümerik hesaplamalar ve sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilerek bulunan gerilmelere göre yorulma dayanımları karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.1. Gaz türbinli motorda cıvatalı bağlantılar (<http-1>)

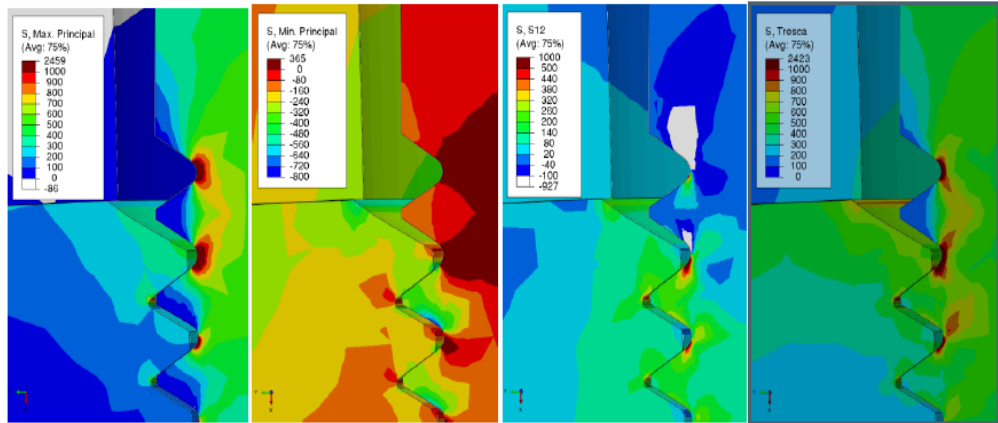
2. LİTERATÜR TARAMASI

Rüzgar türbinleri cıvatalarının yorulma dayanımı inceleyen bir makalede, cıvata üzerinde en çok yorulma ömrünün meydana geldiği bölgeler cıvata ve somunun eşleşen ilk dişleri olduğu sonlu elemanlar yöntemi ve test ile gözlemlenmiştir (Bkz. Şekil 2.1). Cıvata bağlantısının yapısal bütünlüğü operasyonel yükler, malzeme ve geometriden etkilenmektedir. (Lochan, 2019)



Şekil 2.1. Cıvata üzerinde gerilmeler (Lochan, 2019)

Farklı ön yükleme kuvveti ile birlikte farklı eksantirik kuvvetlerin değerlendirildiği başka bir çalışmada nümerik hesaplamalar ve sonlu elemanlar analizlerine göre ön yükleme kuvvetinin malzemenin akma dayanımının %90'ına kadar artırıldığında yorulma dayanımında iyileştirme olduğu ön yüklemesiz koşullarda en yüksek yorulma hasarlarının meydana geldiği tespit edilmiştir (Bkz. Şekil 2.2). Belirlenen yorulma yorulma ömrü, verimli ve güvenli hizmet için bakım dokümanlarında ilgili zaman aralıklarında kontrollerin sağlanabilmesi için yer almalıdır. (Novoselac, 2016)

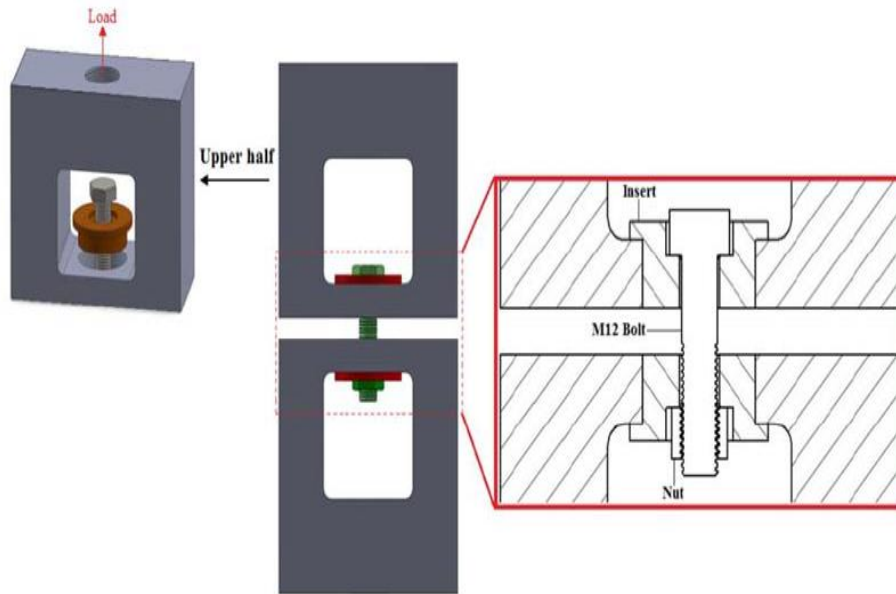


Şekil 2.2. Cıvata diş gerilmeleri (Novoselac, 2016)

Diş tipinin incelendiği ve deneysel sonuçların elde edildiği çalışmada farklı diş tiplerinde aynı şartlar altında yorulma dayanımları incelenmiştir. Eşit yük ve gerilmeler altında kaba dişlerin ince dişlere göre yorulma dayanımı açısından daha iyi olduğu deney sonuçları ile bulunmuştur. (Oskoue, 2010)

Cıvatalı bağlantıda çeşitli ortalama ve değişen eksenel gerilim senaryoları altında ön yüklenmiş A286 çelik cıvataların yorulma analizi ve hasar değerlendirmesi için analitik ve deneysel bir çalışma yapılmıştır. Yorulma testlerinden elde edilen deneysel veriler, A286 çelik cıvatanın bilinen bir ortalama gerilim seviyesi altında istenen bir yorulma ömrü için dayanabileceği en yüksek alternatif gerilim tahminleri açısından Gerber veya Morrow yöntemlerinin gerçeğe yakın olduğu gözlemlenmiştir. (Nassar & Ali, 2011)

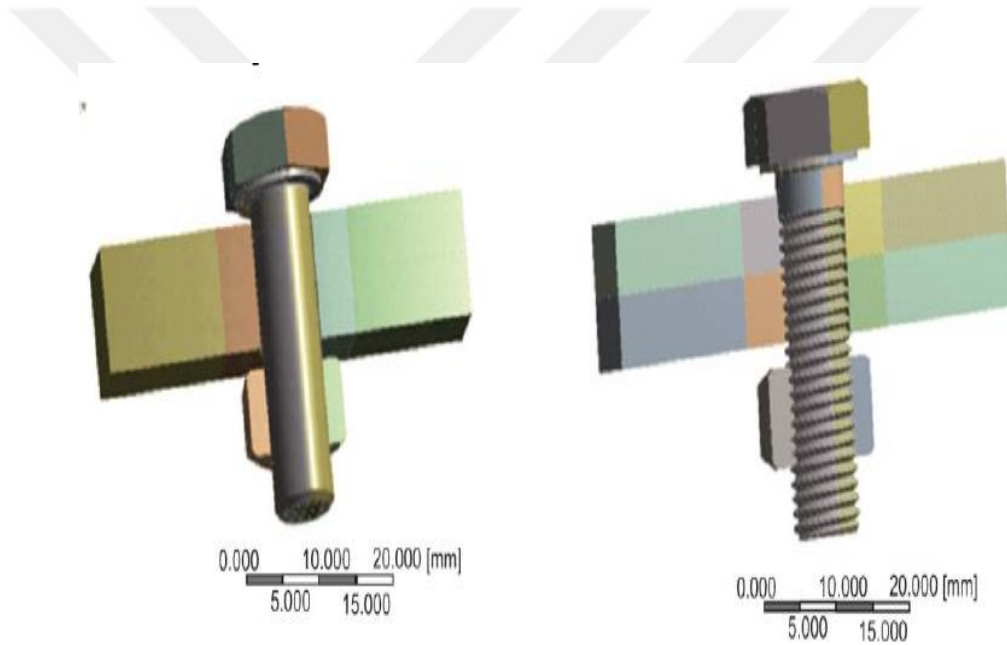
Cıvata ön yükleme kuvvetinin deneysel olarak Şekil 2.3 ile belirtilen düzenekte incelenenmiş ve cıvatanın S-N eğrileri türetilmiştir. Cıvataların dayanma sınırının ortalama gerilmedeki artışla orantılı bir miktarda azaldığı görülmüştür. Ancak ortalama gerilme belli bir değerin üzerine çıkarsa dayanma sınırı da yükselmektedir. Bunun nedeni cıvatanın kesit alanının büyük bölümünün plastik deformasyon hale geldiği sonucuna varılmıştır. Plastik bölgedeki çatlak büyüme hızı, elastik bölgedeki çatlak büyüme hızından daha az olduğu için kırılma daha geç olur ve dayanım sınırı artmaktadır. (Shahani & Shakeri, 2015)



Şekil 2.3. Cıvata yorulma test düzeneği (Shahani & Shakeri, 2015)

Dişli ve dişsiz cıvata modellenerek yapılan başka bir çalışmada dişli cıvatada dişler ile somundaki dişler arasında sürtünme ile temas tanımlanmıştır. Dişsiz cıvatada ise cıvata ve somun arasında sadece bağlı temas yapılmıştır (Bkz. Şekil 2.4). Her iki model için de cıvata gövdesine aynı değerde ön yük kuvveti uygulanmıştır.

Cıvataların yorulma analizi test ile de karşılaştırıldığında dişli olarak ele alınan modelin daha doğru olduğunu göstermiştir. Dişli modelin analiz süresi 9 saat 21 dakika iken, dişli olmayan modelde 5 saat 31 dakika sürmüştür. Cıvata dişleri olan modellemenin cıvata bağlantısı alanında doğruluk gereksiniminin olduğu hesaplamalarda kullanılması önerilir. Dişsiz model, bu tür bağlantıların çok olduğu ve hesaplamaların cıvata bağlantı alanına odaklanmadığı durumlar için uygundur. (Sapieta & Sulka, 2019)



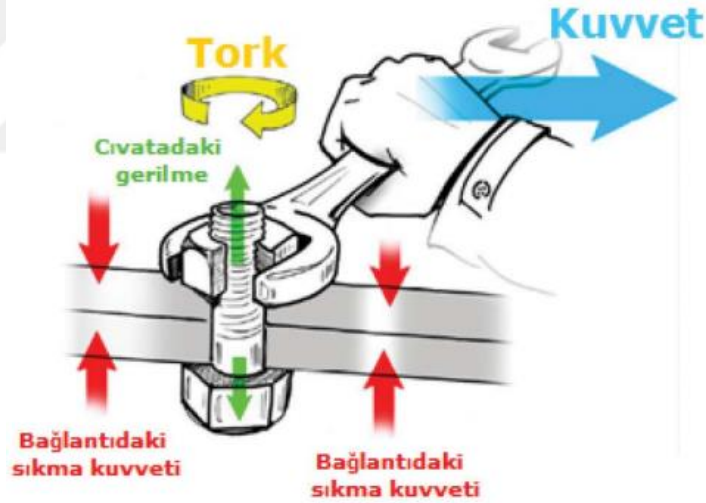
Şekil 2.4. *Dişli ve dişsiz cıvata sonlu elemanlar gerilme karşılaştırması (Sapieta & Sulka, 2019)*

Cıvata ön yükleme kuvvetinin sabit kaldığı ancak cıvataya etki eden dış yüklerin artırıldığı bir çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ve testler ile dış yükler arttıkça cıvata üzerinde meydana gelecek maksimum gerilmelerin arttığı ve gerilme genliğinin artmasından dolayı cıvata ömür dayanımının azaldığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada dış yüklerin flanşları ayırmaya başladığı durumlarda nümerik hesaplamaların gerçeği yansıtmadığı gözlemlenmiştir. (Okorn, 2021)

3. CIVATALI BAĞLANTILAR

Cıvatalı bağlantılar, endüstride yaygın kullanım alanına sahip olan makine elemanlarıdır. Kolay montaj, dayanıklılık, süneklik, kolay sökülebilir olma ve maliyet açısından avantajlı olmaları sebebiyle havacılık sektöründe de oldukça tercih edilen bağlantı tipidir. İmalat ve bakım süreçlerinde parçaların ve motorların kolay sökülüp takılabilir olması havacılıkta cıvatalı bağlantılar kritik öneme sahiptir. Operasyon esnasında bazı durumlarda isteğimiz dışında bağlantının gevşemesi veya çözülmesi büyük risk oluşturur. Kendiliğinden gevşeyen cıvatalar bağlantının güvenilirliğini bozmakta ve aynı zamanda düştükleri zaman hava araçları için yabancı cisim hasarına neden olabilmektedir.

Cıvata ve somunların çalışma prensibi kuvvet bağlantısına dayanmaktadır. Şekil 3.1 ile gösterildiği üzere cıvata ya da somun üzerinde tork uyguladığımızda cıvata üzerinde ön gerilme oluşturularak bağlantı elemanları üzerinde sıkıştırma kuvveti oluşturulur.



Şekil 3.1. Cıvata- Somun bağlantısı ve çalışma prensibi (Adatepe & Güneş, 2012)

Cıvatalar defalarca sökülüp takılabilirler. İmalatı, tedariği kolaydır ve göreceli olarak ucuzdurlar. Ayrıca değiştirilmeleri de çok kolaydır. Fakat geometriden dolayı gerilme yığılması oluşur ve bazı uygulamalarda gereken hassasiyeti sağlayamazlar. Ayrıca cıvatalarda gevşemeyi önlemek oldukça zordur.

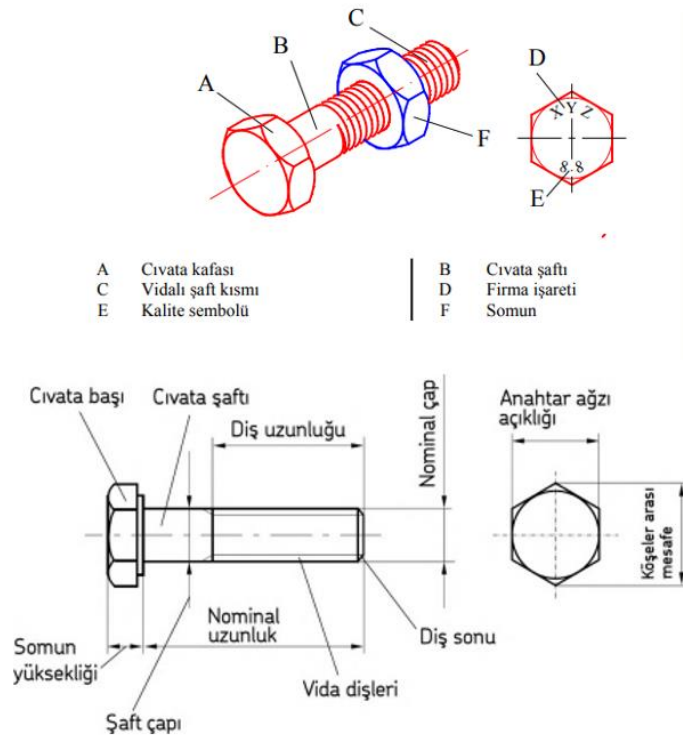
Cıvatalı bağlantıların çalışma esnasında hasara uğramaması ve görevini tam olarak yerine getirebilmesi için bağlantının fonksiyonunun ve zorlanma şeklinin belirlenmesi

gerekmektedir. Çalışma şartlarına uygun malzeme seçimi, emniyet katsayısının belirlenmesi ve montaj usulünün seçilmesi ile bunun kontrolü de bağlantı dayanımı hesaplanırken göz önünde bulundurulması gereken şartlardır. Cıvatalı bir bağlantının dayanımı temel olarak her bir bağlayıcının ve bağlanan parçaların direncine göre belirlenir.

Bağlantılar için dayanım hesaplamalarında analiz yöntemi olarak lineer elastik kullanılır. Kritik ve karmaşık parçalar için detaylı dayanım hesaplamalarına gerek duyulması durumunda ise lineer olmayan analizlerin yapılması gerekmektedir. Lineer olmayan analizler yapılırken bütün alt bileşenlerin yük şekil değişimi karakteristiği dikkate alınmalıdır. Malzemenin akma dayanımını geçtiği durumlarda elasto-plastik analiz yapılmıştır.

3.1. Cıvatalar

Cıvatalar kolay olarak çözülebilen ve yaygın olarak kullanılan bağlama elemanlarıdır. Temel olarak dişli millere sahip mekanik bir yapısı bulunmaktadır. Silindirik üzerine bir profilin eşit hatveli olarak helisel şekilde sarılması ile elde edilir (Bkz. Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Cıvata unsurları (Adatepe & Güneş, 2012)

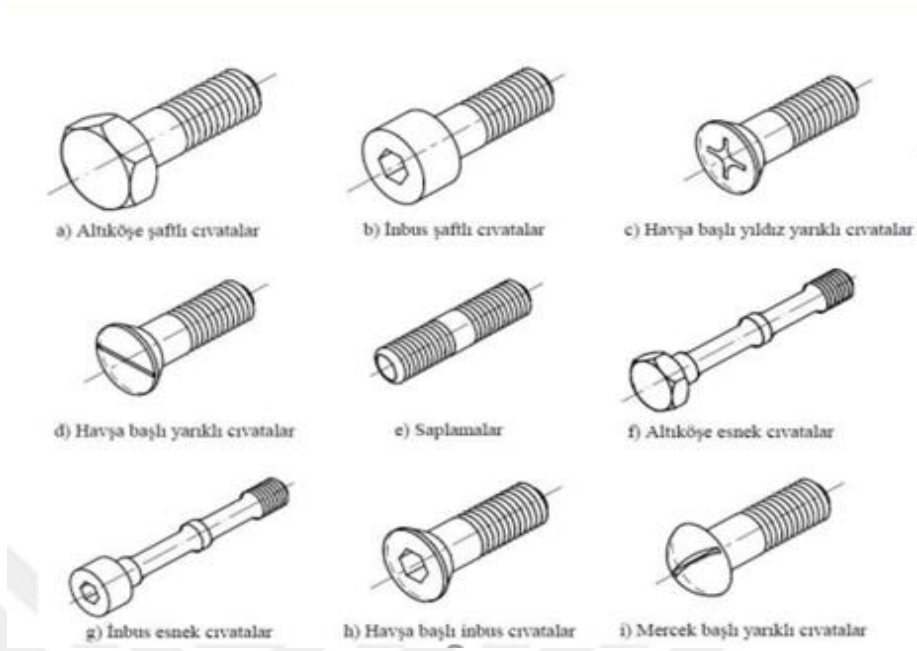
Enine veya eksenel kuvvetleri karşılayan cıvata sistemleri; cıvata, bağlanan parçalar ve somun olmak üzere üç elemandan meydana gelmektedir. Cıvata dış yüzeyinde vida bulunan, somun ise iç yüzeyinde diş bulunan elemandır. Cıvataların ilk olarak nerede, ne zaman ve nasıl kullanıldığı tam olarak bilinmemekle birlikte ilk cıvata buluntusu M.S. 250 senesinde kullanılan çatal saplamadır. İlk olarak Mısır veya Asya’da kullanıldığı tahmin edilmektedir. İlk başlarda döküm metotlarıyla, sıcak dövme metoduyla yapılan cıvatalarda vidalar eğeleme yöntemiyle tek tek imal edilmekteydi. 1760 senesinde imal edilen ilk torna makinasıyla cıvata imalatı daha da kolaylaşmıştır. 1845 senesinde imal edilen lülerver torna tezgahıyla cıvata imalatında seri üretime geçilmiştir. İlk olarak talaş kaldırma yöntemiyle açılan vidalar günümüzde ovalama yöntemiyle yapılmaktadır. Bugün teknik şartlar geliştikçe cıvataların kullanımı ve önemi sürekli artmaktadır. Sanayi devrimiyle kullanımı gittikçe artan bu bağlama elemanları Avrupa’da 1998 yılında sadece Almanya’da 490 bin ton civarında üretilmiştir. Ülkemizde ise 2000 yılında yaklaşık olarak 30 bin ton cıvata üretilmiştir. Bu kadar çok kullanılan cıvataların standartlaştırılması kaçınılmazdır. 1800 yıllarına kadar belli bir standarda dayanmayan cıvatalar o günden bu güne yapılan çalışmalarla günümüzde standartlaştırılmış halde üretilmektedirler. (Adatepe & Güneş, 2012)

3.2. Cıvata Tipleri

Kullanım amacına göre cıvatalar Tablo 3.1 ile tanımlanmıştır. Cıvata başına göre sınıflandırma ise Şekil 3.3 ile gösterilmiştir.

Tablo 3.1. *Cıvata türleri*

Cıvata Türü	Görevi
Bağlama Cıvatası	Makine parçalarının çözülebilir şekilde bağlanması
Hareket Cıvatası	Dönme hareketini ötelemeye çevirme
Ayar Cıvatası	Mesafelerin, boşlukların ayarlanıp tespit edilmesi
Kapama Cıvatası	Deliklerin kapatılması, sızdırmazlık sağlanması, tapa görevi
Ölçü Cıvatası	Dönme hareketinin yüksek hassasiyetle ötelemeye çevrilmesi
Gergi Cıvatası	Eksen yönünde geri kuvveti oluşturma



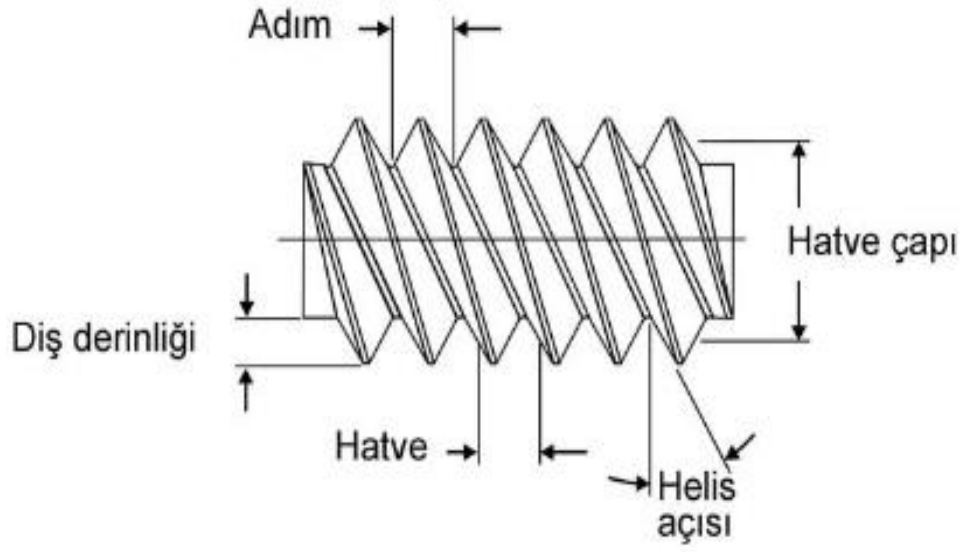
Şekil 3.3 Cıvata başına göre sınıflandırma

3.3. Cıvata Diş Tipleri

Bir dik üçgenin uzun dik kenarı bir silindir çevresine tabanı boyunca sarıldığı zaman üçgenin hipotenüsü silindir üzerinde bir helis (eğri) çizgi oluşturur. Bu helis çizgi boyunca silindir üzerine üçgen, kare, trapez v.b şekillerde eşit aralıklarla kanal açılırsa meydana gelecek profile diş denir (Bkz. Şekil 3.4).

Vida ve cıvataların tarifinde kullanılan boyutsal ifadeler; silindir çapı, hatve ve eğim açısıdır.

- Diş Üstü Çapı (d_o): Vida açılmış silindirin çapıdır. Pratikte anma ölçüsü olarak adlandırılır.
- Diş Dibi Çapı (d_i): Vidanın diş dibinden ölçülen çapıdır.
- Matkap Çapı: İç vidaların açılabilmesi için delinmesi gereken matkabın çapıdır.
- Bölüm Dairesi Çapı (Böğür Çapı) (d): Diş üstü çapı ile diş dibi çapı arasında kalan çapın ölçüsüdür. Normalde böyle bir çap yoktur sadece hesaplamalar için kullanılır.
- Adım (P) : Vidanın bir tur çevrildiğinde almış olduğu yola denir.
- Diş Yüksekliği (h): Eksene dik yönde, diş dibi ile diş üstü arasındaki uzaklıktır.
- Helis Açısı: Helisel şeklin oluşmasını sağlayan doğrunun, yatay eksen ile yaptığı açıdır.

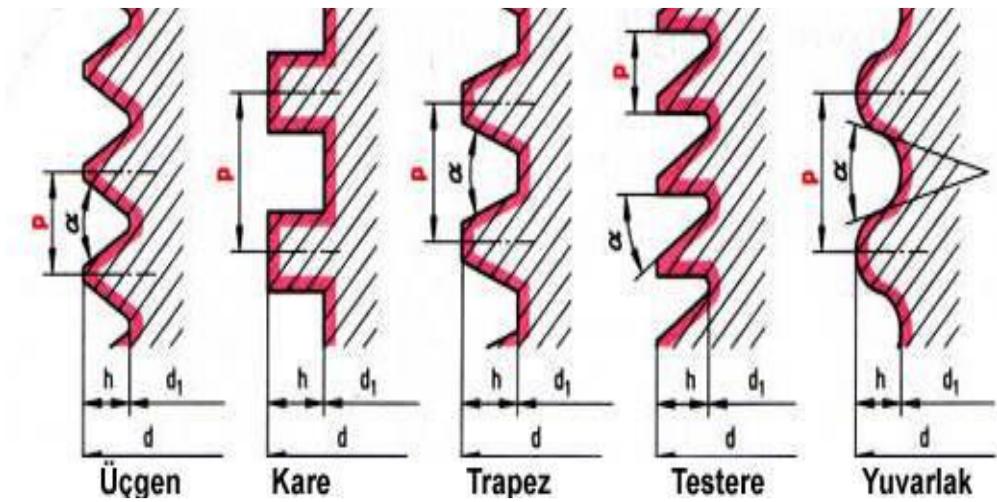


Şekil 3.4. Diş özellikleri (http-2)

3.3.1. Profillere göre dişler

Dişler gördükleri işlevin önemi bakımından çeşitli profilde üretilmektedir. Profillerine göre dişler (Bkz. Şekil 3.5);

- a) Üçgen Dişler
- b) Trapez Dişler
- c) Kare Dişler
- d) Testere Dişler
- e) Yuvarlak Dişler



Şekil 3.5. Diş tipleri (Çevikalp, 2016)

3.3.1.1. Üçgen dişler

Üçgen vida, adından da anlaşılacağı gibi diş profili üçgen şeklinde olan diş demektir. Üçgen profil dişleri meydana getiren üçgen açılarının büyük, helis açıları küçüktür. Helis açılarının küçüklüğüne bağlı olarak dişlerin helis adımları ve diş yükseklikleri küçük olur. Üçgen diş profilinin bu özelliklerde yapılması daima sıkı konumda bulunması zorunluluğundandır.

3.3.1.2. Trapez dişler

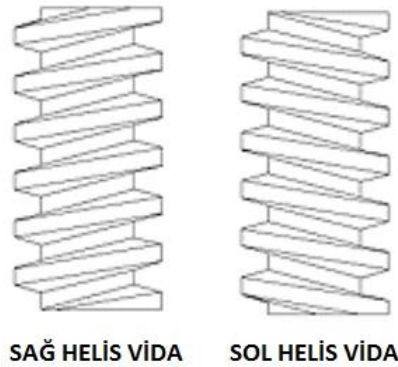
Trapez dişlerin profil biçimi kesik üçgen şeklindedir. Bu yüzden iç ve dış diş birbirini boşluksuz olarak kavrar. Bu özelliğinden dolayı trapez dişler genellikle hareket vidası olarak kullanılır.

Trapez dişlerin kesik üçgen biçiminde olması hem boşluksuz bir hareket iletimi hem de gerektiğinde kolay çözülebilen sıkma kuvveti sağlar. Bu yüzden sık sık bağlanıp çözülmesi gereken yerlerde trapez dişler tercih edilir.

3.3.1.3. Kare dişler

Kare vida eksenine paralel olarak alınan kesitinde diş profili kare biçiminde olan diş demektir. Kare dişler üçgen dişler gibi bağlantı dişleri olmayıp sadece hareket vidası olarak kullanılır. Çünkü kare diş tipinde yanal yüzeyleri diş eksenine dik konumda olduğundan yeterli derecede sıkma kuvveti sağlayamazlar ayrıca kare diş tipinde dişlerin yüzeyleri daha kısadır bu yüzden diş yüzeyleri arasında sürtünme az olur.

Dişler dönme yönlerine göre sağ helis ve sol helis olmak üzere de ikiye ayrılmaktadır (Bkz. Şekil 3.6). Sol helis vidalar genelde fan, vantilatör gibi ekipmanlarda çarkların dönüşünün tersi yönünde sıkıştırma yapabilmesi ve zamanla gevşememesi için üretilir.



Şekil 3.6. Sağ ve Sol diş tipi (Bickford, 2008)

3.3.2. Inch ve Metrik dişler

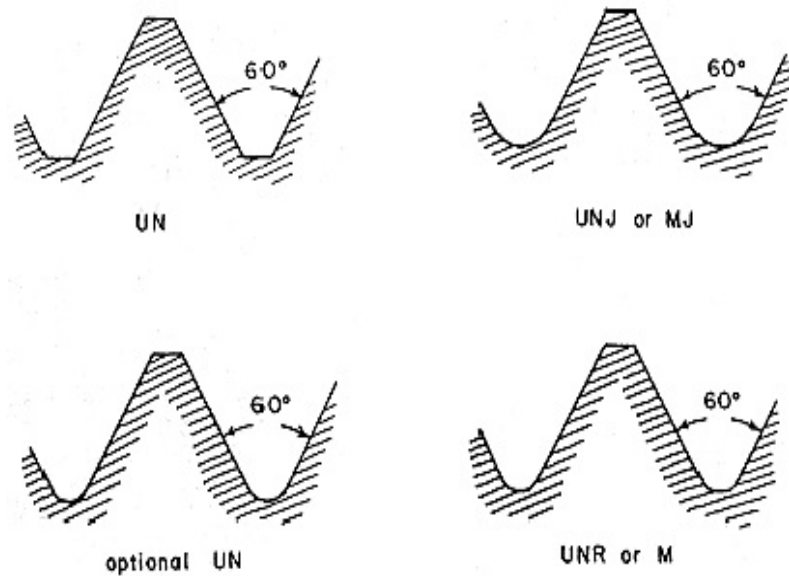
Diş Tipine göre Inch ve Metrik olmak üzere iki tip diş standardı vardır. Inch serisi diş tipleri yapı ve diş adımına göre UN, UNR, UNJ ve UNJF formda olmaktadır. Metrik dişler ise M ya da MJ formunda olabilir.

Amerika Birleşik Devletleri'nde temel inç serisi diş formu standartları ASME B1.1-1989 ve federal standart FED-STD-H28/2B'dir. Bunların her ikisi de UN veya UNR kod harfleriyle tanımlanan temel Birleşik Diş formunu tanımlar.

UN/UNR dişlerinin biraz değiştirilmiş bir versiyonu, askeri standart olan MIL-S-8879C'de tanımlanan UNJ formudur. (Bickford, 2008)

Bu üç form UN, UNR ve UNJ'ler arasındaki farklar Şekil 3.7 ile gösterilmektedir. Farklılıklar hafif görünmektedir, ancak yassı köklü UN dişine kıyasla, UNR formunun yuvarlak kökü daha az gerilme konsantrasyonuna ve daha uzun yorulma ömrüne sahiptir. UNJ formunun daha da büyük bir kök yarıçapı olduğundan, gerilme konsantrasyonları daha da azalır ve yorulma ömrü daha da artar. İç diş minör çapı UNJ veya MJ dişleri için UN veya M dişleri için olandan biraz daha büyüktür. Farklılıkları şu şekildedir;

1. BM formunun düz tabanlı veya isteğe bağlı olarak hafif yuvarlak kökleri vardır.
2. UNR formunun kökleri hafif yuvarlak olmalıdır.
3. UNJ formu cömertçe yuvarlak köklere sahiptir.



Şekil 3.7. Diş form karşılaştırması (Bickford, 2008)

Metrik dişler, M ve MJ kod harfleriyle tanımlanır. Metrik ve inç serisi dişlerin temel geometrileri aynıdır, ancak metrik dişleri tanımlama şeklimiz inç serisi dişleri tanımlama şeklimizden farklıdır.

Metrik vida dişleri için ABD standartları, genel kullanım M profili için ASME B1.13M-1995 ve MJ profil dişleri için ANSI B1.21M-1978'i kullanılır. Birleşik inç serisi dişe benzer ve ya düz ya da yuvarlak dış diş kökleri sağlar. Yuvarlatılmış köklü dış dişler önerilir ve 800 MPa (115.000 psi) ve daha güçlü çekme mukavemetine sahip metrik bağlantı elemanları için zorunludur. M dişli yuvarlak kökler, eşdeğer UNR inç dişe göre biraz daha büyük bir eğrilik yarıçapına sahiptir. MJ dişleri, UNJ inç serisi dişlere eşdeğerdir. (Bickford, 2008)

3.4. Havacılıkta Kullanılan Cıvata Türleri

Havacılık ve uzay endüstrisi, güvenlik ve ağırlık söz konusu olduğunda zorlayıcıdır ve bu yüzden havacılıkta kullanılan bağlantı elemanları kaliteli ve son derece dayanıklı olmak zorundadır. Tablo 3.2 ile verilen organizasyonların standart cıvataları yaygın olarak kullanılmaktadır.

Tablo 3.2. Havacılık cıvata standartları (Bickford, 2008)

Standart	Açıklama
AMS	Aeronautical Material Specifications
AN	Air Force- Navy
AND	Air Force- Navy Design
AS	Aeronautical Standard
ASA	American Standarts
ASTM	American Society for Testing and Materials
MS	Military Standard
NAF	Naval Aircraft Factory
NAS	National Aerospace Standard
SAE	Society of Automotive Engineers

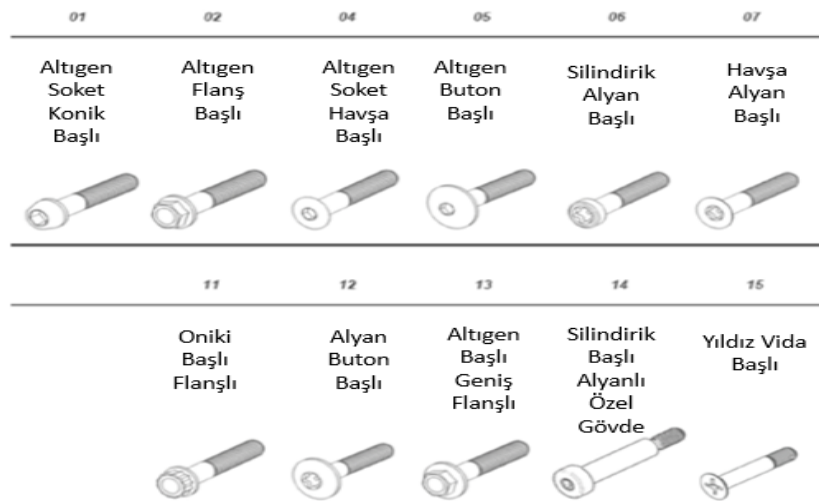
Uçaklarda kullanılan bağlantı elemanları, muazzam yerçekimi basınçlarından kurtulmak için oldukça sağlam olmalıdır. Bunlar, uçağın genel güvenliğini ve verimliliğini etkileyen kritik donanım parçalarıdır. Ayrıca, üretimi ve kullanımı kontrol altında tutmak için cıvatalı bağlantı elemanlarının zorlayıcı standart sertifikasyondan geçmesi gerekir.

Cıvatalı bağlantı elemanlarının, yüksek hassasiyetli ve yüksek kaliteli bağlantı gerektiren her türlü ekipmanda uygulamaları vardır. Aşağıdakiler, bu bağlantı elemanlarının en yaygın özelliklerinden bazılarıdır:

- Zorlu çalışma koşulları (yüksek sıcaklık, basınç)
- Yüksek kesme, yorulma ve çekme mukavemeti
- Kendinden sızdırmazlık ve kendinden kilitleme özellikleri
- Yüksek korozyon ve oksidasyon direnci
- Hafif tasarım

Havacılık cıvataları, kadmiyum veya çinko kaplı korozyona dayanıklı çelikten, kaplamasız korozyona dayanıklı çelikten veya anodize edilmiş alüminyum alaşımlarından üretilir. Uçak yapılarında kullanılan çoğu cıvata ya genel amaçlı AN cıvataları ya da NAS iç anahtarı ya da yakın tolerans cıvataları ya da MS cıvatalarıdır. Bazı durumlarda, uçak üreticileri standart tiplerden farklı boyutlarda veya daha güçlü cıvatalar üretirler. Bu tür cıvatalar belirli bir uygulama için yapılır ve yerine benzer cıvataların kullanılması son derece önemlidir. Özel cıvatalar genellikle kafaya damgalanmış "S" harfiyle tanımlanır. (Bickford, 2008)

Motor parçalarında bağlantı elemanı olarak altı başlı ve on iki başlı tipi flanşlı cıvatalar yaygın olarak kullanılmaktadır (Bkz. Şekil 3.8). Flanşlı cıvata başı tasarımlar yüksek tork uygulamalarında flanşlar üzerinde gerilmeyi nispeten düşüren bir uygulama olduğu için tercih edilmektedir.



Şekil 3.8. Havacılıkta yaygın kullanılan cıvata baş tipleri (Bickford, 2008)

3.5. Cıvatalı Bağlantı Tipleri

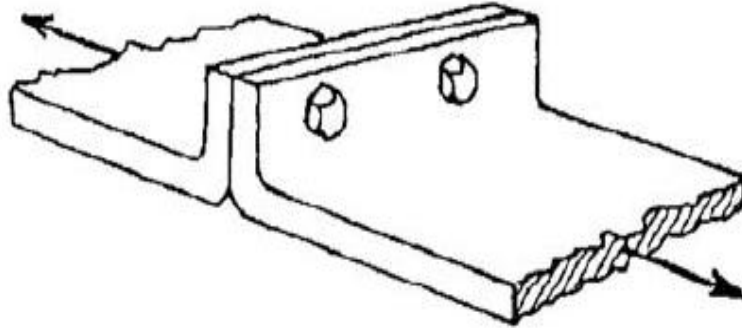
Cıvatalı bağlantılar, dış yüklerin yönüne veya bağlantıya etki eden kuvvetlere bağlı olarak ikiye ayrılmaktadır. Bağlantı üzerindeki kuvvetlerin etki eksenini cıvatanın eksenlerine paralel ya da paralele yakın ise, bağlantı çekme yönünde yüklenir ve buna çekme bağlantı denir.

Yükün hareket eksenini cıvatanın eksenlerine dik ya da dikeye yakın ise, bağlantı kesme kuvvetiyle yüklenir ve kesme bağlantısı olarak adlandırılır.

Tüm çekme ve kesme bağlantılarında bir cıvata veya cıvata grubunun amacı, bağlantı elemanları olarak adlandıracağımız iki veya daha fazla parça arasında bir sıkıştırma kuvveti oluşturmaktır.

3.5.1. Çekme bağlantısı

Spesifik olarak, germe bağlantılarında, cıvatalar, ayrılmalarını veya sızmalarını önlemek için bağlantı elemanlarını yeterli kuvvetle birbirine kenetlemelidir (Bkz. Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Çekme bağlantısı (Bickford, 2008)

Cıvata üzerindeki gerilim, titreşime, şoka veya termal döngülere maruz kaldığında kendiliğinden gevşemesini önleyecek kadar büyük olmalıdır. Cıvata üzerindeki yüksek gerilim aynı zamanda onu yorulmaya karşı daha az duyarlı hale getirebilir. Ancak genel olarak, genellikle gerilim yüklü bir bağlantıdaki cıvatanın bağlantıya ve bağlantı elemanlarının dayanabileceği kadar kuvvet uygulamasını isteriz.

Çekme bağlantılarında iki önemli nokta bulunmaktadır. İlk olarak, cıvata, bağlantı elemanları arasındaki sıkıştırma kuvveti olan bir kuvveti oluşturmak ve sürdürmek için

bir mekanizmadır. İkincisi, cıvatalı bağlantının davranışı ve ömrü, bu sıkıştırma kuvvetinin büyüklüğüne ve kararlılığına çok bağlıdır. Bu tip bağlantılarda cıvata eksenî yönündeki gerilmenin kontrol altında tutulması gerekmektedir. Cıvata gövdesi alanı ile dış bölümü arasındaki alanın akma dayanımı kontrol edilmelidir. Bu tez çalışmasında çekme tipi bağlantı türü incelenmiştir. (Bickford, 2008)

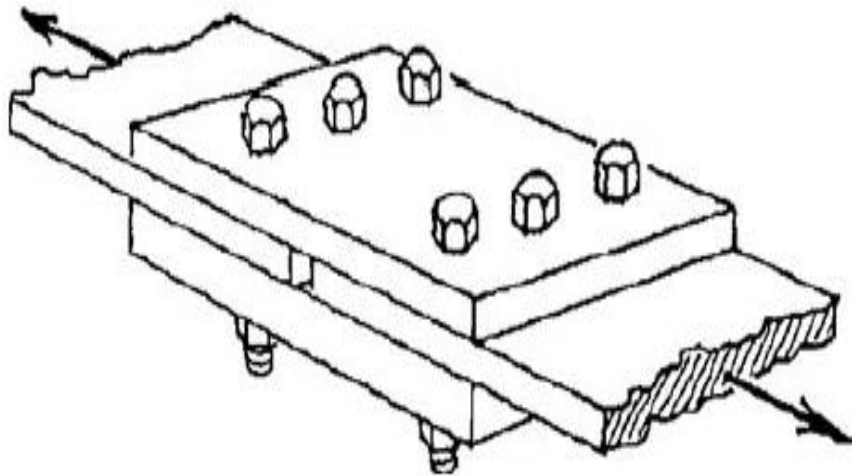
3.5.2. Kayma bağlantısı

Bir kesme bağlantıdaki cıvatanın ana görevi, bağlantının kaymasını veya kayma yönünde yırtılmasını önlemektir. Bağlantının bir miktar çekme yükünü de desteklemesi gerekiyorsa, cıvata buna da dayanmalıdır.

Kesme bağlantılarında, cıvatalar kesme pimleri olarak hareket ederek kaymaya karşı direnç gösterir ve bağlantı bütünlüğü cıvataların ve bağlantı elemanlarının kesme mukavemeti ile belirlenir.

Kesme yüklü bağlantılarda, bağlantı elemanları arasındaki sürtünme kısıtlaması ile kayma önlenir. Bu sürtünme kuvvetleri, yoğun gerilmiş cıvatalar tarafından oluşturulan sıkma yükü tarafından oluşturulur. Dolayısıyla burada yine cıvata, bir kuvvet yaratma ve sürdürme mekanizmasıdır ve bu kuvvetin büyüklüğü ve ömrü, cisimde depolanan potansiyel enerjiye bağlıdır.

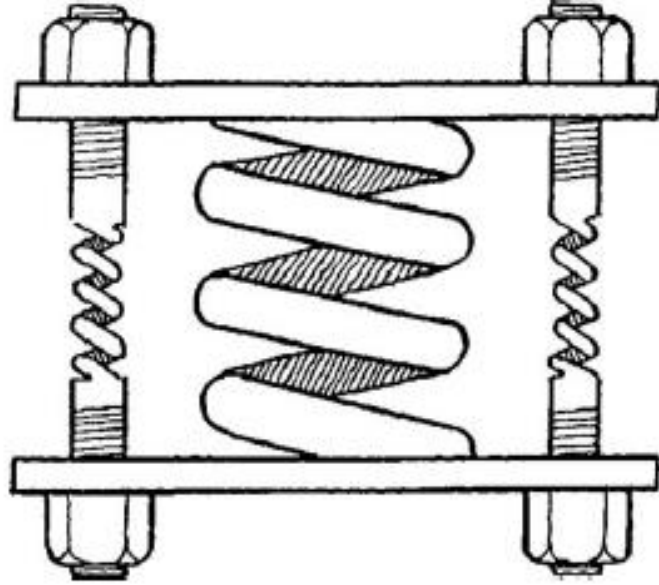
Kesme bağlantılarda, dış yükleme yönü kesme yönünde olduğundan dolayı ayrılma daha düşük ön yükleme kuvvetleri ile engellenebilmektedir (Bkz. Şekil 3.10).



Şekil 3.10. Kayma bağlantısı (Bickford, 2008)

3.6. Cıvatalı Bağlantı Çalışması

Cıvatalı bağlantıların ön yükleme kuvveti altında çalışması Şekil 3.11 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Cıvatalı bağlantı yay benzetmesi (Bickford, 2008)

Ön yüklemeli bağlantılarda; arada sıkıştırılan elemanlar basmaya çalışan helis yay, parçaların bağlantısında kullanılan cıvata somunun ise çekmeye çalışan helis yay olarak düşünülebilir. Cıvata bağlantısının ana görevi, kuvvet ve momenti bir parçadan öbür parçaya bozulmadan aktarması ve bağlantıyı koruyabilmesidir. (Bickford, 2008)

Cıvata bağlantısı bu görev altındayken iki farklı durum meydana gelmektedir.

Birinci durum: cıvatanın montaj ve montajdan hemen sonraki halidir. Bu durumda cıvata bağlantısı yalnız iç kuvvetlerin etkisi altındadır.

İkinci durum: cıvatanın operasyondaki hali olarak değerlendirilir. Cıvata bağlantısını iç kuvvetlerle beraber dış operasyon kuvvetlerinin de etkisi altındadır. Birinci durumda (montajda) etken olan değerler şunlardır:

- Torklamadan meydana gelen ön yükleme kuvveti,
- Ön yükleme kuvvetinin meydana getirdiği temas yüzeylerindeki yüzey gerilmeleri,
- Döndürme momenti.

İkinci durumda (operasyonda) etken olan değerler şunlardır:

- Cıvatayı eksenden zorlayan operasyon kuvveti
- Cıvatayı enine zorlayan operasyon kuvveti (cıvata eksenine dik kuvvet),
- Temas yüzeylerinin oturması sonucu ön yükleme kuvveti kaybı,
- Cıvatayı boyuna zorlayan operasyon kuvvetinin cıvata ve plakalara dağılımı,
- Operasyon esnasındaki sıcaklık ve basınç

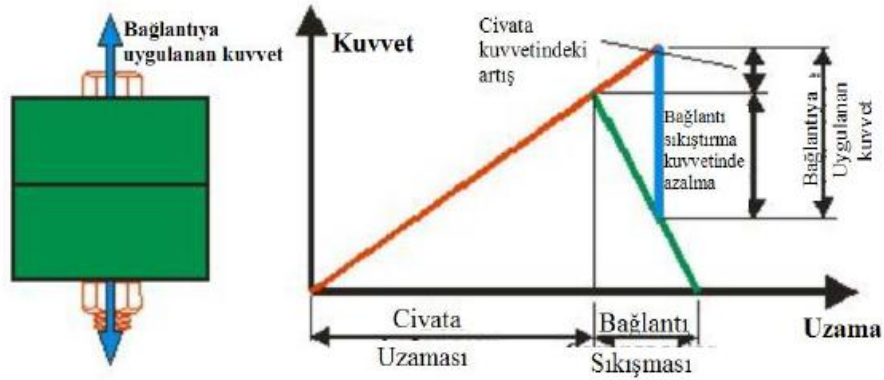
3.7. Cıvatalı Bağlantıların Kuvvet Diyagramı

Cıvatalı bağlantılar içindeki yüklemeyi görselleştirmeye yardımcı olmak için bağlantı şemaları geliştirilmiştir (Bkz. Şekil 3.12). Bir bağlantı şeması, cıvatanın ve sıkıştırdığı malzemenin yük sapma özelliklerini göstermenin bir yoludur. Bağlantı diyagramları, cıvatalı bir bağlantının bir dış kuvveti nasıl desteklediğini ya da cıvatanın neden bu kuvvetin tamamını desteklemediğini görselleştirmeye yardımcı olmak için kullanılabilir.



Şekil 3.12. Cıvatalı bağlantı basma kuvvet diyagramı (Zhang, 2004)

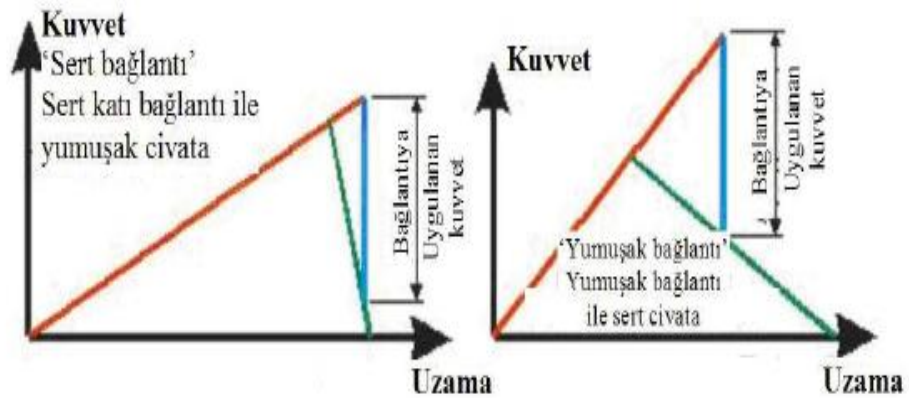
Şekil 3.12 ile gösterilen diyagram, temel bağlantı diyagramının oluşturulma şeklini gösterir. Bir somun, bir cıvatanın vida dişi üzerinde bir bağlantıya karşı sıkıldığında, cıvata boyu uzamaktadır. Cıvata içindeki iç kuvvetler bu uzamaya direndiği için, bir gerilim kuvveti veya cıvata ön yükü üretilir. Bu kuvvete tepki, bağlantının sıkıştırılmasına neden olan bir kelepçe kuvvetidir. Şekil 3.13 ile gösterilen kuvvet-uzama diyagramı cıvata uzantısını ve bağlantı sıkıştırmasını göstermektedir. Çizgilerin eğimi, her parçanın katılığını temsil eder. Sıkıştırılmış bağlantı genellikle cıvata dan daha serttir.



Şekil 3.13. Cıvatalı bağlantı çekme kuvvet diyagramı (Zhang, 2004)

Temel bağlantı diyagramı, bağlantının sıkıştırma çizgisinin sağa kaydırılmasıyla oluşturulur. Bağlantının sıkıştırma eğiliminde olan kenetlenme kuvveti cıvata ön yüküne eşit olduğu için bir üçgen oluşur. Sağda gösterilen pozitif uzama cıvata üzerinde meydana gelmekte, bağlantıdaki negatif uzamaya ise sol tarafta gösterilmiştir. (Şahin, 2007)

Bağlantıya harici bir çekme kuvveti uygulandığında, cıvatanın ön yükünün neden olduğu sıkıştırma kuvvetinin bir kısmını azaltma ve cıvatanın kendisine ek bir yük uygulanmasına sebep olur. Şekil 3.14 ile bağlantı diyagramları gösterilmiştir. Dış kuvvet, bağlantı malzemesi boyunca ve ardından cıvataya etki eder. Şekil 3.14 ile görüldüğü gibi bağlantıya etkiyen sıkıştırma kuvveti azaltılmadan cıvata üzerindeki yükün eklenemeyeceği anlaşılmalıdır. Cıvata kuvvetindeki gerçek artış miktarı, cıvatanın bağlantıya göreceli sertliğine bağlıdır. (Şahin, 2007)



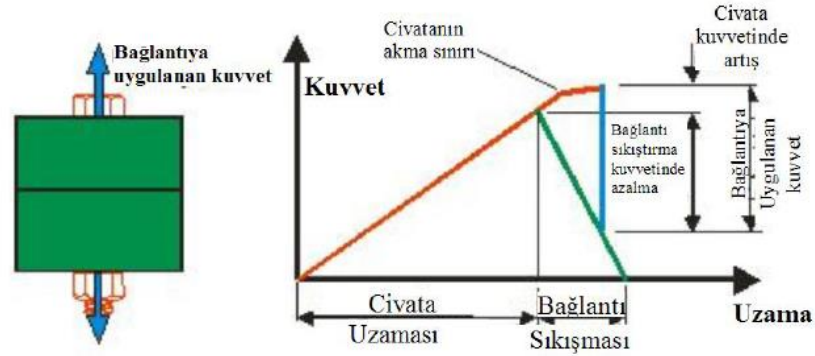
Şekil 3.14. Dış kuvvet altında uzama eğrileri (Zhang, 2004)

Bağlantının katılığının civataya göre yüksek olduğu zaman civata, uygulanan kuvvetin az bir kısmını ek olarak almaktadır. Fakat bağlantının katılığı civataya göre düşük olduğu zaman, civata, uygulanan kuvvetin çoğunu almaktadır. Bu yüzden bazı civataların orta kısmının çapı dış çapından daha düşüktür. Böylece civatanın katılığı azaltılır ve uygulanan yükün daha az kısmını hisseder. (Şahin, 2007)

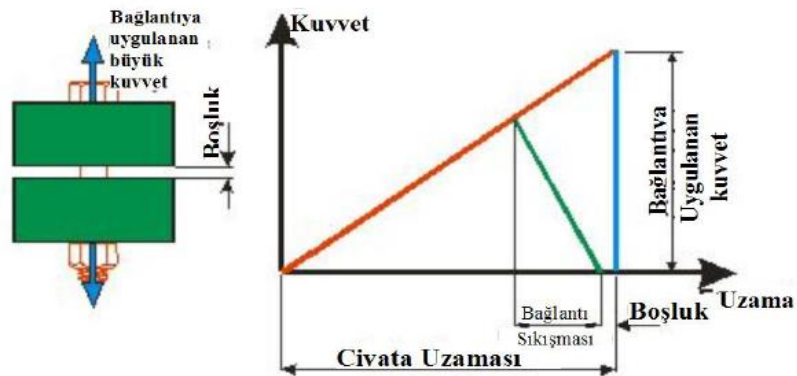
Eğer uygulanan dış kuvvet arttırılırsa civataya ek olarak gelen kuvvet artar.

Aynı zamanda plakalardaki bağlantı kuvveti azalır. Eğer dış kuvvet artmaya devam ederse;

1. Civatadaki kuvvet artar ve akma sınırını geçecek civata hasarı meydana gelir. Böyle bir durum için bağlantı diyagramı Şekil 3.15 ile gösterilmiştir.
2. Plakadaki bağlantı kuvveti sıfır olana kadar azalır. Dış kuvvet daha da arttırılırsa plakalar arasında bir boşluk oluşur ve civata tüm uygulanan dış kuvveti hisseder. Böyle bir durum için bağlantı diyagramı Şekil 3.16 ile gösterilmiştir.



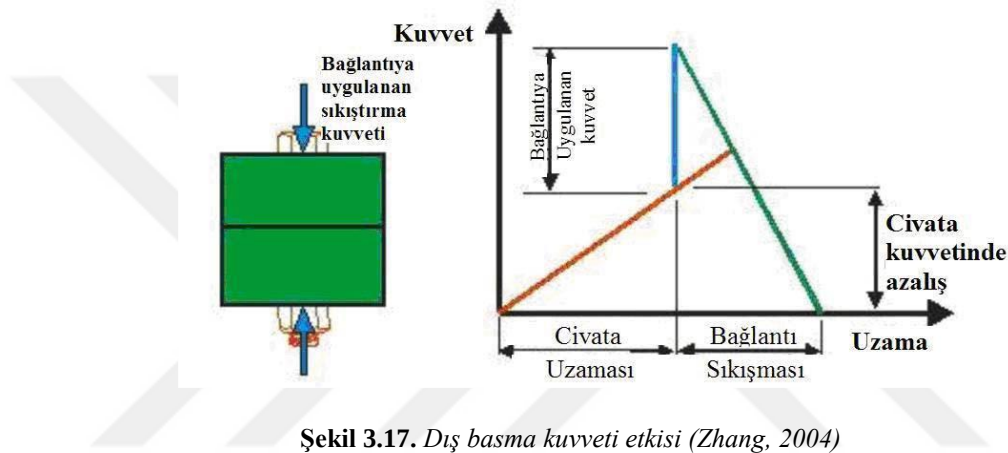
Şekil 3.15. Civata kuvvet diyagramı akma sınırı değerlendirme (Zhang, 2004)



Şekil 3.16. Civata kuvvet diyagramı boşluk değerlendirme (Zhang, 2004)

Cıvata bağlantısına dış bir basma kuvveti uygulanması durumunda, cıvata üzerindeki çekme kuvveti azalır ve bağlantıda meydana gelen basma kuvveti artar (Bkz. Şekil 3.17). Eğer dış basma kuvveti artmaya devam ederse;

- Cıvata üzerinde meydana gelen çekme kuvveti çok düşerse ve yorulmadan dolayı cıvatalar hasara sebep olabilir. Ayrıca cıvatalar titreşim nedeniyle çözülebilir.
- Bağlantı ön yükleme kuvveti ve dış basma kuvvetinden dolayı akma sınırına gelebilir. Bu da plakalarda üzerinde kalıcı deformasyona sebep olur.



Şekil 3.17. Dış basma kuvveti etkisi (Zhang, 2004)

3.8. Cıvatalı Bağlantılarda Arıza Durumu

Cıvataların ve cıvatalı bağlantıların arızası, mühendisler için önemli bir endişe kaynağı olabilir. Sıklıkla, bağlantının kendisine uygulanan kuvvetleri taşıyıp taşımadığını değerlendirmek için varsayımlar yapılır. Tek bir cıvatalı bağlantının arızalanması cıvatalı bağlantıların güvenilirliği ve güvenliği açısından feci sonuçlara yol açabilir. Cıvata ve cıvatalı bağlantı arızasının nedenleri, aşağıdaki beş mekanizma arızasından herhangi birinin bir sonucu olarak ortaya çıkabilir. (Bickford, 1998)

- Cıvata ön yükü, uygulanan kuvvetlere direnmek için yetersizdir.
- Dişlerin deformasyona uğraması
- Cıvatanın yorulma hatası
- Cıvata, uygulanan kuvvet tarafından doğrudan aşırı yüklenmesi
- Somun yüzü, cıvata başı altında veya bağlantının kendisinde aşırı yatak gerilme oluşması

3.8.1. Yetersiz sıkma kuvveti

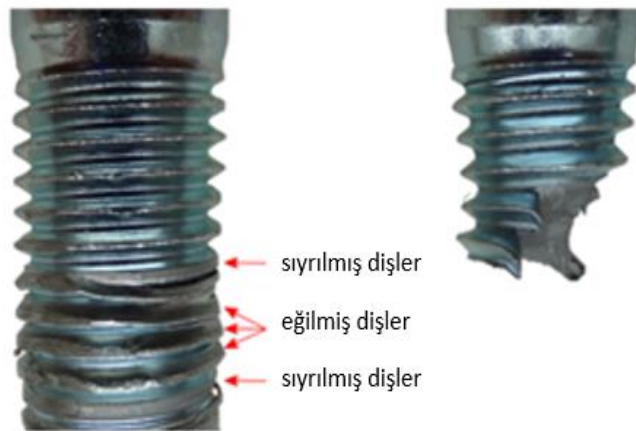
Cıvatalı bağlantıların çoğu, uygulanan kuvvetleri sürdürmek için cıvataların torklanması veya gerilmesi ile oluşturulan sıkma kuvvetine dayanır. Sızıntıyı önlemek için bir contanın bir bağlantıya dahil edilmesi, yalnızca cıvatalar tarafından oluşturulan yeterli sıkıştırma kuvveti olduğu sürece etkilidir. Bağlantıya uygulanan kuvvetlerle, cıvatalar tarafından oluşturulan sıkıştırma kuvvetinin bir sonucu olarak kuvvetler sürtünme yoluyla iletilir ve bu da güvenli bir cıvatalı bağlantıya yol açar.

3.8.2. Cıvata diş sıyrma

Genel anlamda, güvenilir bir tasarım elde edilecekse, hem somun hem de cıvata dişlerinin sıyrılmasından kaçınılmalıdır. Cıvata sıkıldığında kırılırsa, değiştirilmesi gerektiği açıktır. (Bickford, 1998)

Bir cıvata sıkılırken, iki diş birbirine bağlanır ve bu da cıvatanın sıkılığına yol açar. İki diş birbirine bağlandığında, diş açılmış kısım boyunca kesme gerilimi uygulanır. Bu gerilim çok yükselirse, kesitte kayma meydana gelir, diş sıyrmasına yani deformasyona yol açabilir (Bkz. Şekil 3.18).

Cıvatalarda diş sıyrması önemli bir arıza durumudur ve asla meydana gelmesine izin verilmemelidir. Cıvatalarda diş sıyrma gözlemlenirse, tasarım çalışmaları yeniden değerlendirilmelidir. Sıyırmaya izin verilirse, ciddi sonuçlara yol açabilir çünkü cıvatalar yalnızca bir ön yükü taşımakla kalmaz, aynı zamanda dış yükler doğrudan cıvatalara iletilebilir ve bağlantı arızasına neden olabilir.



Şekil 3.18. Diş arızaları (Bickford, 2008)

Cıvatalı bağlantılarda montaj sürecinin sonuçlarını ve bağlantının operasyon esnasındaki davranışını hesaplamak veya kontrol etmek istememizin ana nedeni, bağlantı arızalarını önlemektir.

Bir bağlantı, cıvataları kendiliğinden gevşerse, sallanırsa veya kırılırsa başarısız olacaktır. Kendiliğinden gevşeme karmaşık bir süreçtir ve birçok sebebi olabilir. Kendiliğinden gevşemenin başlıca nedeni, çok az ön yük ve dolayısıyla çok az sıkma kuvvetidir. Hem çekme hem de kesme bağlantıları bu yaygın arıza durumuna tabidir.

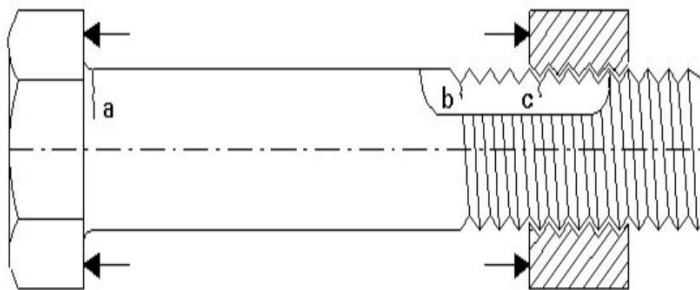
3.8.3. Cıvata yorulma arızaları

Bir cıvataadaki diş bir çentik görevi görür ve bu nedenle dişin kökünde yüksek bir gerilim konsantrasyonuna neden olur. Dişin iki konumunda, gerilme konsantrasyonu daha da yüksek olabilir, yani dişin salgısı ve somunun dişinin cıvatanın dişine ilk geçtiği yerde ve ek olarak, baş-gövde geçişi de bir stres konsantrasyonudur. (Bickford, 2008)

Bu nedenle, eksenel olarak yüklenmiş somunlu bir cıvatada temel olarak üç konum vardır, burada somun eksenel olarak yüklenmiş bir cıvatada bir yorulma çatlağı başlayabilir. Bu konumlar şunlardır: Yorulma arızaları tipik olarak cıvatanın iç dişe geçtiği birkaç dişte meydana gelir. Bölgedeki yüksek gerilim gradyanı nedeniyle arızaya ulaşılır.

Cıvatalı bağlantılarda yorulma hasarı genelde Şekil 3.19 ile gösterilen 3 bölgede meydana gelmektedir.

- Cıvata Başının Dip Radyusu
- Cıvatanın İlk Dişi
- Cıvata-Somun İlk Eşleşen Diş



Şekil 3.19. Cıvatalarda yorulma hasarının yaygın görüldüğü yerler (ESDEP, 2001)

Yorulma arızaları diğer arızalara göre daha tehlikeli olabilir çünkü genellikle görünür hiçbir uyarı işareti olmadan meydana gelir ve arıza genellikle ani olur.

Conta bağlantılarında yorulma arızaları genellikle meydana gelmeden önlenir, çünkü conta için gerekli ezilme genellikle yorulma hatası riskini en aza indiren bir tork veya cıvata gerilimi ile kısıtlanır.

3.8.4. Cıvata aşırı yüklenme

Cıvata aşırı yüklenmesi, uygulanan kuvvetin yeterince yüksek olmasının bir sonucudur ve cıvatalı bağlantı üzerine uygulanan eksenel kuvvetin doğrudan bir sonucu olan aşırı yük nedeniyle cıvatanın arızalanmasına neden olur, bu da cıvatanın dişli bölgesinden kırılmasına neden olabilir. Şekil 3.20 ile cıvata kırılma örneği gösterilmiştir. Aşırı yüklemeye maruz kalınmaması için uygun dayanımda malzeme seçilmeli ve bağlantı taşıyabileceği gerilmelere göre tasarlanmalıdır.



Şekil 3.20. Cıvata kırılması (<http-3>)

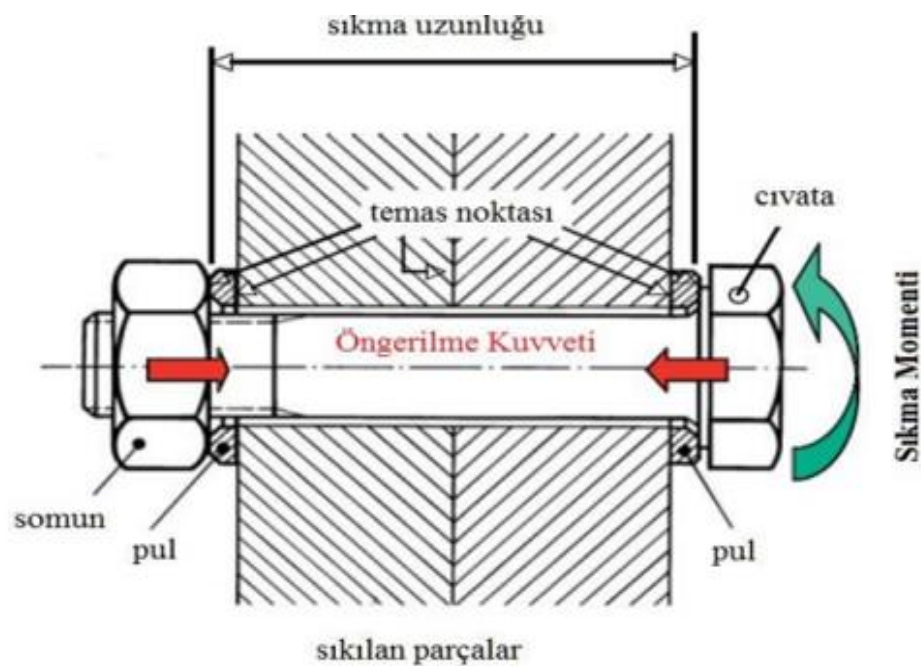
3.8.5. Cıvata aşırı yataklama gerilmesi

Cıvatalar tipik olarak, tamamen sıkıldığında bağlantı üzerine yüksek sıkma kuvveti uygulayan yüksek mukavemetli çeliklerden yapılır. Cıvata başı veya somun yüzünün hemen altındaki alan, yüksek yatak gerilmesine maruz kalabilir. Bağlantı malzemesi için bir maksimum gerilme sınırı aşılsa, belirli bir süre boyunca deformasyon meydana gelir, bu da zamanın cıvatada kaybolmasına neden olur ve daha sonra kenetlenme kuvvetinin azalmasına neden olur. Yataklama yöntemi, cıvataların bir deliğin kenarına temas ettiğini ve cıvata ile deliğin kenarı arasında bir sıkıştırma kuvveti olduğunu varsayar. Bu sıkıştırma kuvvetinin büyüklüğü, malzemenin kuvveti kaldırabilecek gücü ile sınırlıdır.

4. CIVATALI BAĞLANTILARDA TORKLAMA VE ÖN YÜKLEME

Cıvatalı bağlantıların emniyetli şekilde fonksiyonunu sağlayabilmesi ve bunun yanı sıra kullanıldığı yerde bir arada tuttuğu parçalara zarar vermemesi için o bağlantıya özgü, hesaplanabilir bir emniyetli tork değeri vardır. Cıvatalı bağlantılarda torklama işlemi genellikle somun üzerinden yapılmaktadır (Bkz. Şekil 4.1). Tork oluşturduğumuzda cıvata ve parçaları birbirine basmakta ve bağlantıyı koruyabilmesi için gerilme oluşturmaktayız.

Tork'ın %40 dişlerde sürtünmede, %50'si somun yüzündeki sürtünmede ve %10 gibi değeri cıvata da ön yükleme kuvveti olarak aktarılmaktadır.



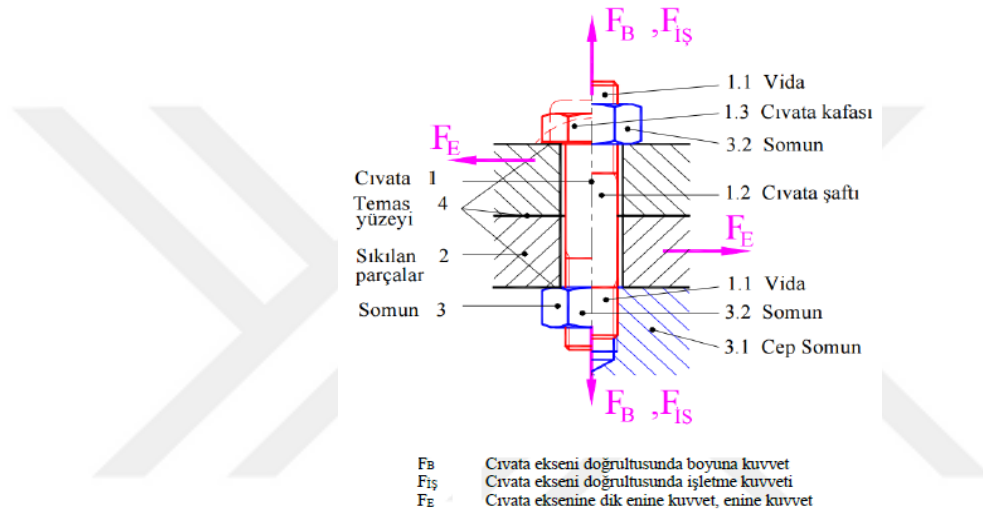
Şekil 4.1. *Civata öngerilme kuvveti (http-4)*

4.1. Ön Yüklemeli Cıvata Bağlantıları

Ön Yüklemeli bir bağlantı, asgari olarak aşağıdaki üç temel gereksinimi karşılamalıdır:

- Cıvata yeterli dayanıma sahip olmalıdır.
- Bağlantı parçaları operasyon koşullarında limit yükte ayrılmamalı, bağlantıyı korumalıdır. .
- Cıvata yeterli kırılma ve yorulma ömrüne sahip olmalıdır.

Bağlantı cıvataları ön yüklemeli ve ön yüklemesiz bağlantı cıvataları olarak ikiye ayrılmaktadır. En çok rastlanılan cıvatalı bağlantı tasarımları ön yüklemeli bağlantı cıvatalarıdır. Operasyon anında karşılaşılan kuvvetlerin, cıvataların birleştirdiği parçaların ara yüzeylerini birbirinden ayrılmaması için cıvata, montajda yeterli bir ön yükleme kuvveti oluşacak biçimde sıkılır. Yani cıvata ile birleştirilecek parçaların temas yüzeyleri birbirine bir basma kuvveti ile bastırılacak şekilde sıkılır. Bağlantıya operasyon öncesi bir gerilme verdiği için bu kuvvete ön yükleme kuvveti adı verilir. (Bkz. Şekil 4.2)



Şekil 4.2. Cıvata önyükleme kuvveti altında kuvvet dağılımı (Çevikalp, 2016)

4.2. Ön Yükleme Önemi

Cıvataların torklanmasının ana amacı bağlantıyı korunması için ön yükleme kuvvetini oluşturmaktır. Sıkıştırma kuvveti somun bir el aleti aracılığıyla torklanırken cıvatanın başka bir aletle tutulması ara parçaların sıkıştırılması esasına dayanır. (Chambers, 1995)

- **İlk Ön Yükleme Değeri :** Çekme kuvveti cıvata-somun ilk eşleşmesi esnasında meydana gelmektedir.
- **Kalan Ön Yükleme Değeri :** Montaj tamamlandıktan sonra bağlantıda kalan çekme yük değeridir.
- **Operasyon Ön Yükleme Değeri :** Bağlantının operasyon koşullarında sıcaklık, basınç, elastik modülü değişimi gibi nedenlerden dolayı maruz kaldığı çekme yük değeridir.

4.3. Hatalı Ön Yükleme ile Oluşabilecek Arızalar

- **Bağlantı Elemanının Statik Arızası:** Çok fazla ön yük uygulanması durumunda cıvatanın gövdesi kırılır veya dişler sıyrılır.
- **Bağlanan Elemanlarının Statik Arızası:** Aşırı ön yükleme,bağlanan elemanları ezabilir ve deformasyona sebep olabilir. Cıvata başı ve bağlanan parçalar arasında kalan alanda görülme olasılığı yüksektir.
- **Somunun Titreşimle Gevşemesi:** Hiçbir ön yük titreşimle mücadele edemez, ancak çoğu uygulamada uygun ön yük, somunun titreşim gevşemesini ortadan kaldıracaktır. Gaz Türbinli Motorlarda çekirdek motor kısmında rotora yakın olan bölgelerde titreşimlerin yüksek olması nedeniyle somun gevşemesi gözlemlenirdi ancak kilitli somunlar ile artık bu problemlerin önüne büyük ölçüde geçilmektedir.
- **Cıvatanın Yorulma Hatası:** Cıvataların çoğu yorulma hasarı nedeniyle hata verir. Daha yüksek ön yük, bir bağlantı elemanındaki ortalama gerilimi artırır ve bu nedenle yorulma ömrünü kısaltmasına sebep olur. Ancak daha yüksek ön yük, cıvata tarafından görülen yük sapmalarını da azaltır, belirli bir noktadan sonra daha yüksek ön yük yorulma ömrünü iyileştirmektedir.
- **Gerilme Korozyonu Çatlaması:** Gerilme korozyonu çatlaması (SCC), yorulma gibi bir cıvatanın kırılmasına neden olabilir. Cıvataadaki, öncelikli olarak ön yük tarafından oluşturulan gerilmeler, belirli bir eşik seviyesinin üzerindeyse SCC'yi teşvik edecektir. (Bickford, 2008)
- **Bağlantı Ayrımı:** Uygun ön yükleme, bağlantı ayrılmasını önler; bu, bir akışkan boru hattındaki sızıntıları azalttığı anlamına gelir. Bağlantının ayrılması nedeniyle gaz türbinli motorlarda basınç kaybı yaşanabilir.
- **Ağırlık:** Her zaman doğru ön yüke güvenebilseydik, daha az ve daha küçük bağlantı elemanları ve genellikle daha küçük bağlantı elemanları kullanabilirdik. Bu, ürünlerimizin ağırlığı üzerinde önemli bir etkiye sahip olabilir. (Bickford, 2008)
- **Maliyet:** Birçok ürünün maliyeti, montaj işlemlerinin sayısı ile orantılıdır. Doğru ön yükleme, daha az bağlantı elemanı ve daha düşük üretim maliyetlerinin yanı sıra daha düşük garanti ve sorumluluk maliyetleri anlamına gelir.

4.4. Ön Yükleme Kaybı

Cıvatalı bağlantıların montajında uygulanan ön yüklemenin sürtünme etkenleri ve torklama prosesleri varyasyonlarının yanı sıra, operasyon süresi boyunca oluşacak mekanik etkenler sebebiyle de değişimi söz konusudur. Bu elastik ve plastik değişimler değerlendirildiğinde, cıvatanın maruz kaldığı en büyük çekme gerilmesinin çoğunlukla montaj esnasında olduğu bilinmektedir. Ancak operasyon yüklerinin etkisi ile birlikte cıvata ve bağlanan elemanlar üzerine eğilme momentinin etkisi de artmaktadır. Operasyon esnasında sıcaklık değişimi, malzeme özellikleri değişimi nedeniyle ön yükleme kuvveti değişmektedir. (Bickford, 2008)

4.5. Somun Faktörü

Somun faktörü (K), çoğu mekanik test olmadan ölçülmesi zor olan ön yükünü etkileyen tüm faktörleri birleştirir. Tork-ön yükleme formülü tarafından tanımlanan somun faktörü, tork-gerilim ilişkisini etkileyen her şeyi özetler ve böylece tork kontrol prosedürlerinin sonuçlarını raporlamak veya analiz etmek için ideal bir yol oluşturur.

Cıvatalı bir bağlantıdaki bir cıvatayı sıktığınızda, tork adı verilen bir döndürme kuvveti uygulamış oluruz. Tork, cıvata sıkılığı ile ilgilidir, ancak "somun faktörü" olarak birleştirilen sürtünme gibi birçok ek faktör, torkun cıvatalı bağlantının sıkılığı ile ilişkisi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Başka bir deyişle, tork ve ön yük arasındaki teorik ilişkiyi matematiksel terimlerle açıklamak için kullanılır.

Tablo 4.1 ile çeşitli malzemeler ve yağlayıcılar için somun faktörü aralıklarını vermektedir. Veriler, Standart Makine Tasarımı El Kitabından alınmıştır. Verileri birden fazla kaynağa dayanmaktadır. Verilerin incelenmesinden görülebileceği gibi, çok çeşitli potansiyel somun faktörleri olabilir ve bu nedenle, Standart Makine Tasarımı El Kitabında sadece yaklaşık ön yük tasarım için yeterli olduğunda somun faktörlerinin kullanılması tavsiye edilir. Gerinim ölçerlerin kullanılmadığı, cıvata uzantısının ölçülemediği, yüke duyarlı pulların kullanılmadığı vb. durumlarda somun faktörü kullanmaktan başka seçenek yoktur. Bu durumlarda, sonuçları sınırlandırmak için bir dizi somun faktörü kullanılarak herhangi bir analiz yapılmalıdır. Düşük bir somun faktörü daha yüksek bir ön yük ve kenetleme kuvveti sağlar, ancak cıvata akmaya yakınlılaştırırken, yüksek bir somun faktörü daha düşük bir ön yük ve kenetleme kuvveti verir, ancak bağlantının dış gerilme yüklerine dayanma kapasitesi azaltılmıştır.

Tablo 4.1. *Somun faktörleri (Bickford, 2008)*

Kaplama	Biçim
Kadmiyum Kaplama	0.18
Hafif Yağlama	0.18
Siyah Oksit Kaplama	0.3
Çinko Kaplama	0.2

4.6. Yağlama ile Tork Düşürülmesi

Bir cıvata yağlandığında - cıvata eksenel yükü veya gerilimi elde etmek için daha az tork gerekir. Yağlı ve kuru cıvatalar için torkların azaltılması aşağıdaki tabloda belirtilmiştir.

Tablo 4.2. *Yağlama ile tork düşüşü (Bickford, 2008)*

Yağlama	Tork Düşüşü
Yağsız	0
Grafit	50 - 55
Beyaz Gres	35 - 45
SAE 30	35 - 45

5. CIVATALARDA YORULMA HASARI

Cıvatalı bağlantılarda yorulma ömrüne etki eden faktörler şunlardır.

- Dişlerin yüzey kalitesinin yorulma ömrü üzerinde bir etkisi olduğu bilinmektedir: yüzey ne kadar pürüzsüzse yorulma ömrü o kadar yüksek olur. Bu nedenle, genel anlamda, haddelenmiş dişler, kesilmiş bir dişe göre daha yüksek yorulma ömrüne sahiptir.
- Yorulma çatlakları genellikle dişlerin diplerinde başlar, bu bölgenin kesitteki bölgesel değişiklik (gerilme konsantrasyonu olarak adlandırılan) nedeniyle yüksek düzeyde gerilmesinden kaynaklanmaktadır. Isıl işlemden sonra diş haddeme, diş diplerinde bölgesel olarak sıkıştırma gerilimlerine neden olur. Bu basınç gerilmeleri, çatlak oluşumunu önlemeye ve dolayısıyla yorulma ömrünü iyileştirmeye yardımcı olur. Dişlerin ısıtıl işlem öncesi haddelenmesi aynı sonucu vermez. Basınç gerilmeleri ısıtıl işlem işlemi ile temizlendiğinden fayda sağlar. Isıl işlemden sonra haddeme önemli bir gelişme sağlayabilir. Isıl işlemden sonra haddelenmiş dişlere sahip cıvatalar, taşlanmış dişlere kıyasla iki kat yorulma mukavemetine sahip olabilir. Isıl işlemden sonra haddeme, tasarım açısından önemli iyileştirmeler sunabilse de, üretim maliyeti açısından dezavantajlıdır. Dişlerin daha yüksek sertliği, daha düşük bir kullanım ömrü ile sonuçlanan merdanelerdeki aşınmayı önemli ölçüde artırır. Etkili bir şekilde bu, ısıtıl işlemden sonra haddelenmiş dişli cıvataların üretilmesinin daha pahalı olmasına neden olur. (Geniş çaplı dişlerde, bilyeli dövme ile yorulma mukavemetini artırmak için diş köklerinde basınç gerilmeleri indüklenmesi sağlanmıştır.)
- Testler, somun yüzünün dişin diş çıkış bölgesine çok yakın olmasının erken arızaya neden olabileceğini göstermiştir. Diş kaçma bölgesi genellikle zayıf bir şekilde oluşturulmuştur ve bu nedenle bir gerilim konsantrasyonu alanıdır. En yüksek gerilimli diş, somundaki ilk diştir; bu bölgenin diş salgısına çok yakın olması yorulma mukavemetinin azalmasına neden olur. Somun yüzeyinden diş kaçıklığına kadar iki veya daha fazla diş adımı mesafesine sahip olmak bu etkiyi ortadan kaldırır. (Bickford, 2008)
- Diş kök yarıçapının boyutunu artırılarak gerilme konsantrasyonu azalır ve yorulma mukavemeti artar. Normalden daha büyük bir kök yarıçapına sahip diş profilleri (örneğin havacılık uygulamaları için kullanılan MJ dişleri), yorulma

direncinin çok önemli olduğu durumlarda kullanılır. MJ dişleri, standart metrik dişler için 0.125 p'ye kıyasla 0.15 p'lik (p diş adımıdır) minimum kök yarıçapına sahiptir. (Yarıçapın 0,18 p'nin üzerine çıkarılması - MJ profili için maksimum değerdir, somun diş profiliyle etkileşime neden olabilir.) (Bickford, 2008)

- Yorulma ile bir boyut etkisi vardır, aynı gerilmeler göz önüne alındığında büyük boyutlu parçaların yorulma mukavemeti o kadar düşük olur. Bu, cıvata dişleri için geçerlidir.
- Yorulma çatlakları genellikle diş köklerinde başlar ancak cıvata başının altında da başlayabilir. Çoğu zaman bu konumdaki hatalar, yetersiz bir cıvata kafa altı yarıçapının (yüksek gerilim konsantrasyonuna neden olur) veya cıvatanın eğimli bir yüzeye monte edilmesinin sonucudur. Küçük bir bağlantı açısı (iki derece gibi) yorulma mukavemeti üzerinde korkunç bir etkiye sahip olabilir. Bu etki geçmişte pek çok hizmet sorununa neden olmuştur; kaynaklı yapıları birbirine cıvatalarken nispeten yaygın bir sorun olarak gözlemlenmiştir.
- Bir somundaki yük dağılımı eşit değildir, yükün büyük kısmı ilk birkaç diş tarafından alınır. Sonuç olarak, bağlantı elemanlarındaki yorulma arızalarının çoğu, somunun hemen altındaki dişte meydana gelir. Somunda daha eşit bir yük dağılımı elde etmek için yapılabilecek herhangi bir değişiklik, yorulma mukavemetini iyileştirecektir.
- Asimetrik bir diş profilinin kullanılmasının, somunda daha eşit bir yük dağılımı sağlayarak yorulma ömrünü iyileştirebileceği uzun zamandır bilinmektedir. Mevcut kullanımda en yaygın asimetrik profil, somun dişine uygulanan ve standart bir cıvata diş ile kullanılan Spiralock dişidir

Bağlantı elemanlarına operasyon sırasında tekrarlı yükler ve titreşimler etki etmektedir. Düzensiz yükler altında malzemeler akma dayanımdan çok düşük gerilmeler altında da cıvatalar ve bağlantı elemanları hasara uğrayabilmektedir. Bu şekilde meydana gelen hasarlara Yorulma denmektedir. Yorulma dayanımının incelenmesinde en çok Wöhler diyagramları ya da başka bir ifade ile S-N diyagramları kullanılmaktadır. S-N diyagramlarında belirli bir ortalama gerilmede gerilme aralığı ile çevrim sayısı arası ilişkiyi gösteren bir eğri bulunmaktadır. Yorulma düşük çevrimli ve yüksek çevrimli olmak üzere iki tiptir. 10^4 çevrime kadar olan yorulmalara düşük çevrimli yorulma, 10^4 çevrimden daha fazla süren yorulmalara yüksek çevrimli yorulma denmektedir.

Yorulma sünek malzemelerde üç aşamada gerçekleşmektedir.

- a. Çatlak oluşumu
- b. Çatlak ilerlemesi
- c. Zorunlu kırılma aşaması

Çatlak oluşumu aşaması genellikle malzemelerin yüzeylerinde bulunan mikro çatlaklardan ya da kusurlardan başlar ve çatlak kayma düzleminde (45° düzleminde) ilerler. Belirli bir ölçüye gelen çatlak bu mertebeden sonra normal gerilmelerden etkilenererek normal gerilmeye dik yönde ilerlemeye başlamaktadır. Bu duruma çatlak ilerlemesi aşaması denir.

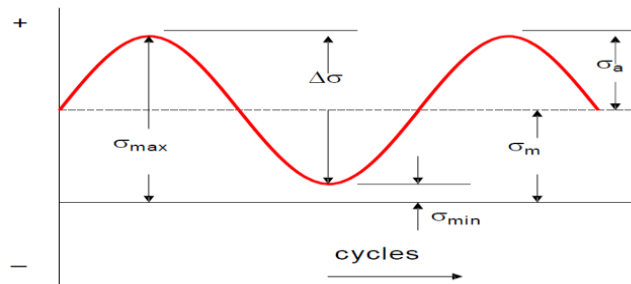
5.1. Yorulma Terimleri

Yorulma, malzemenin çevrimsel yükler altında çalışırken yapısal bir hasara uğrama durumudur. Birkaç ana yorulma türü vardır.

- Mekanik Yorulma
- Termal Yorulma
- Termo-Mekanik Yorulma
- Korozyon Yorulması
- Aşınma (Fretting) Yorulması

5.1.1. Çevrim

Parçalarda “Periyot” ya da “Yük Tekrarı” olarak da isimlendirilen çevrim, sinüs dalgası şeklinde malzemeye uygulanan gerilmelerin tekrar eden en küçük birimine denir. Şekil 5.1 ile gerilme çevrimi gösterilmiştir. Malzemelerin yorulma ömrü genellikle çevrim sayısı olarak belirtilmektedir.



Şekil 5.1. Gerilme periyodu eğrisi (Seçkin & Doğan, 2010)

5.1.2. Yorulma Ömrü

Malzemenin kırılması için gerekli olan çevrim sayısına yorulma ömrü denir. Çelik alaşımlı malzemelerde belirli bir yük altında bir milyon (10^6) ya da üzeri çevrime dayanabiliyorsa sonsuz yorulma ömrüne sahip malzemeler olarak adlandırılır.

5.1.3. Yorulma Dayanımı

Belirli bir çevrimde kopmanın meydana geldiği gerilme değeri yorulma dayanımı olarak adlandırılmaktadır. Eşdeğer numunelerin belirli bir çevrimde dayanabileceği gerilmenin ortalaması olarak da değerlendirilmektedir.

5.1.4. Yorulma Dayanım Sınırı

S-N diyagramlarında eğrinin yatay hale geldiği gerilmeye denir. Bu gerilme değerinin altında kalan gerilmelerde malzeme sonsuz yorulma ömrüne sahiptir.

5.1.5. Maksimum Gerilme

Parçanın maruz kaldığı gerilme değerlerinden mutlak değeri en büyük olan gerilmeye maksimum gerilme denir. Çekme gerilmeleri pozitif (+), basma gerilmeleri negatif (-) olarak gösterilir. $\sigma_{\max}$ olarak gösterilir.

5.1.6. Yorulma Dayanım Sınırı

Parçanın maruz kaldığı gerilme değerlerinden mutlak değeri en küçük olan gerilmeye minimum gerilme denir. $\sigma_{\min}$ olarak gösterilir.

5.1.7. Ortalama Gerilme

Maksimum gerilme ile minimum gerilmenin aritmetik ortalamasıdır. σ_m olarak gösterilir. (Bkz. Eşitlik 5.1)

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \quad (5.1)$$

5.1.8. Gerilme Aralığı

Maksimum gerilme ile minimum gerilme arası farktır. σ_r olarak gösterilir. (Bkz. Eşitlik 5.2)

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (5.2)$$

5.1.9. Gerilme Genliği

Maksimum gerilme ile minimum gerilme arası farkın ortalamasıdır. Gerilme aralığının yarısı yada maksimum gerilme ile minimum gerilme arası fark olarak da ifade edilebilir. σ_{alt} olarak gösterilir. (Bkz. Eşitlik 5.3)

$$\sigma_{alt} = \sigma_{max} / 2 = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 = \sigma_{max} - \sigma_m \quad (5.3)$$

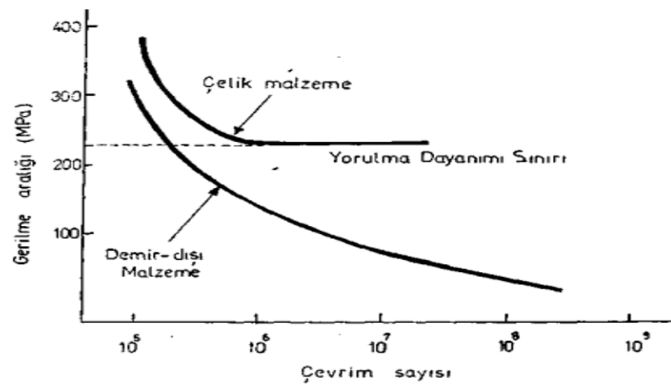
5.1.10. Wöhler diyagramları (S-N Eğrileri)

Malzemelerin sabit gerilmeler altında kaç çevrim sonrasında kırıldığını tespit edilmesiyle gerilme ile çevrim arasındaki bağlantı veren eğriye yorulma ömür eğrisi (Wöhler) olarak adlandırılmaktadır. Şekil 5.2 ile çelik ve demir dışı malzemelere ait örnek S-N eğrisi gösterilmiştir.

Genellikle bu eğrilerde ortalama gerilme değerlerini gösteren ordinat eksenini doğrusal, çevrim sayısını gösteren apsis eksenini logaritmik olarak verirler.

Wöhler eğrilerini elde etmek için yapılan deneylerde gerilme aralığı sabit tutularak belirli bir ortalama gerilmeye 8 ila 12 benzer numune kırılarak kırılma çevrim sayıları kaydedilir. Daha sonra aynı gerilme aralığında ortalama gerilme düşürülerek yeni yükleme durumu için deneyler tekrar edilir. Bu şekilde ortalama gerilme değeri değiştirilerek gerilme ile çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi veren Wöhler eğrisi elde edilir.

Demir çelik gurubu malzemelerde genellikle 10^6 çevrim sonunda eğri yataylaşır yani malzeme o gerilme değeri ve onun altındaki gerilmelerde sonsuz ömre sahip demektir. (Seçkin & Doğan, 2010)

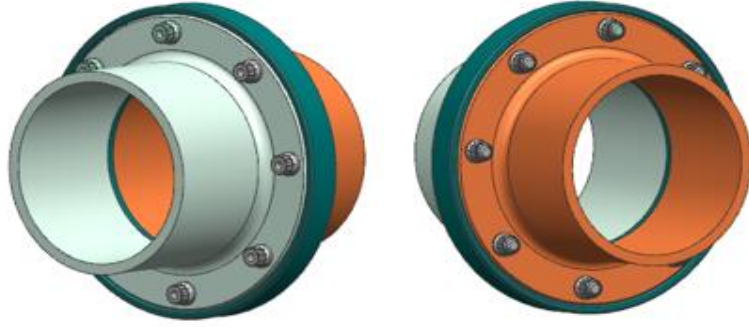


Şekil 5.2. S-N Diyagramı (Kayalı, 1996)

6. METOD VE YÖNTEM

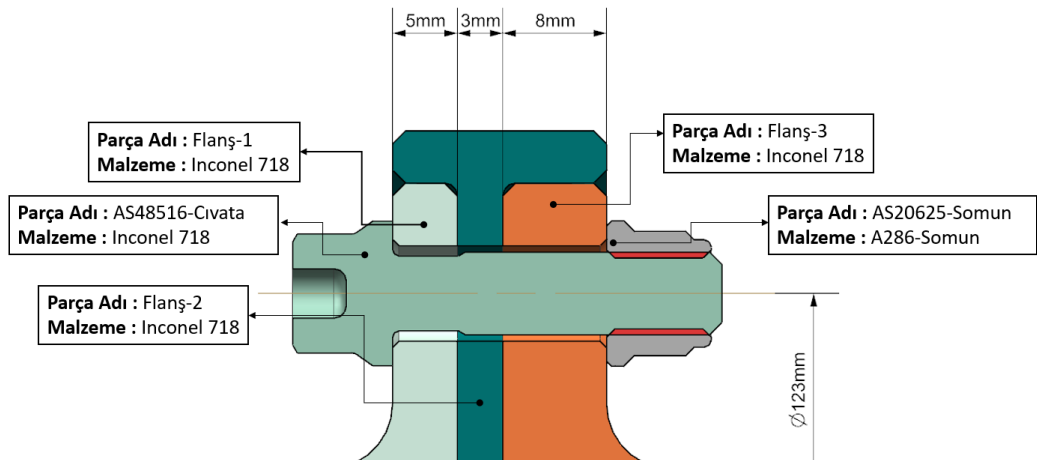
6.1. Sistem Tasarımı

Bu çalışmada Şekil 6.1 ile belirtilen cıvatalı bağlantıda 10 farklı durum için farklı montaj koşullarının (tork, somun faktörü, yağlama etkisi) uygulanması ile cıvatalar üzerinde meydana gelen ön yükleme kuvvetinin cıvata ömür dayanımına etkisi incelenmiştir.



Şekil 6.1. Sistem görünüşü

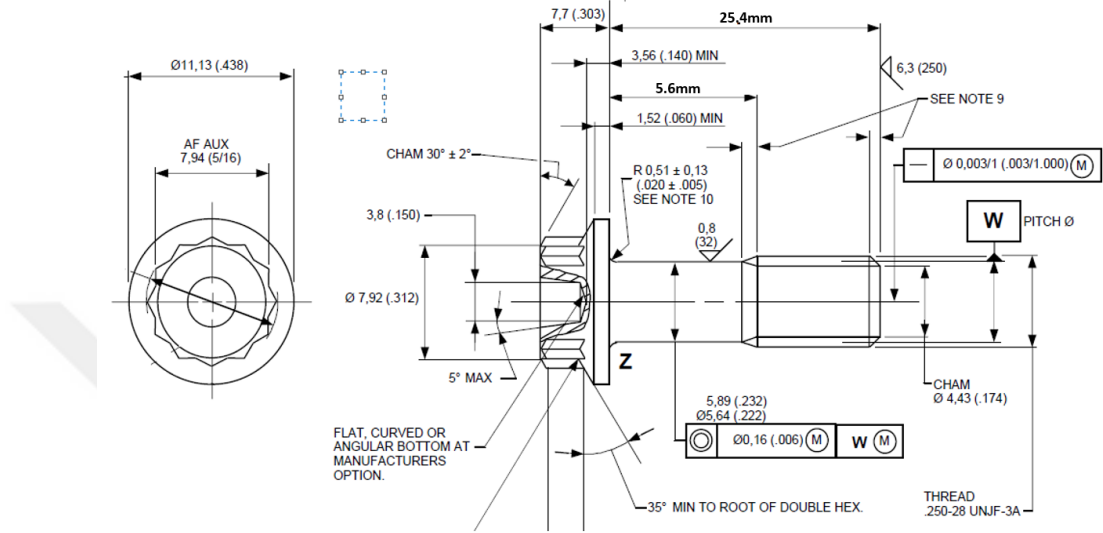
Sistem tasarımında seçilen cıvatalar havacılık sektöründe sıklıkça kullanılan on iki başlı “AS48500-599” serisi cıvatalardır. Bu seri cıvataların standart olarak dış ölçüsü “0.250-28 UNJF-3A” ve malzemesi standart olarak Inconel 718’dir. Sistemin 2 boyutlu kesit görünüşü ve malzeme bilgileri Şekil 6.2 ile gösterilmiştir. Malzemesi Inconel 718 olan 3 adet parçayı birbirine bağlamak için 8 adet AS48516 cıvata ve 8 adet “0-250-28 UNJF-3B” dış ölçüsüne sahip havacılıkta kullanılan AS20625 somunlar kullanılmıştır.



Şekil 6.2. Sistem kesit görünümü ve malzeme bilgisi

6.2. Cıvata Seçimi ve Özellikleri

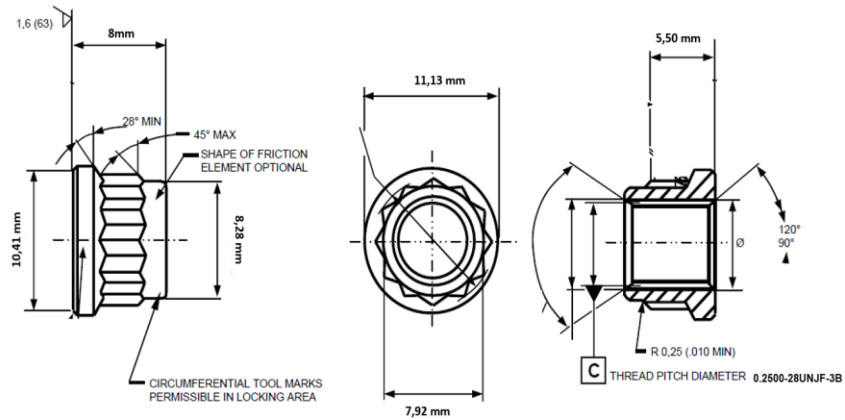
Bağlantı tasarımı uzunlukları değerlendirildiğinde AS48500-599 serisinden uygun olarak AS48516 cıvata seçilmiştir. Cıvatanın boyutsal özellikleri Şekil 6.3 ile belirtilmiştir.



Şekil 6.3. AS48500-599 serisi cıvata özellikleri (SAE, 2022)

6.3. Somun Seçimi ve Özellikleri

Bağlantı tasarımında seçilen AS48516 cıvataya uygun olarak AS20620-639 serisinden diş ölçüsü “0.2500-28UNJF-3B” olan AS20625 somun seçilmiştir. Somunun boyutsal özellikleri Şekil 6.4 ile belirtilmiştir.



Şekil 6.4. AS20625 Somun özellikleri (SAE, 2022)

6.4. Flanş Özellikleri

Sistemde bağlanan parçaların malzemesi Inconel 718-AMS5662'dir. Bağlanan parçaların boyutsal özellikleri Tablo 6.1 ile belirtilmiştir.

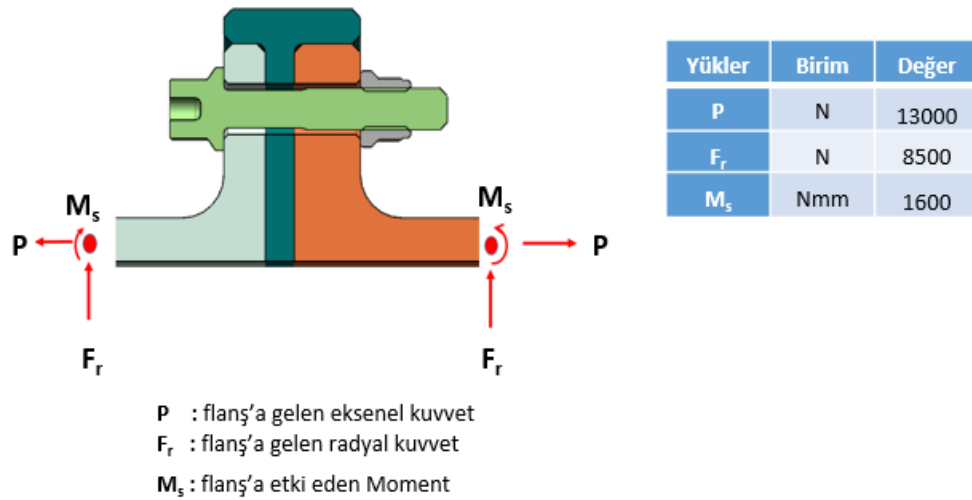
Tablo 6.1. Flanş özellikleri

Parametre	Kısaltma	Birim	Flanş (Cıvata)	Flanş (Somun)	Flanş (Orta)
Cıvata Deliği Çapı	D_h	mm	7.35	7.35	7.2
Tepki Kuvveti Mesafe	b	mm	3.675	3.675	3.600
Bağlantı Çapı	D_i	mm	25	25	25
Flanş Et Kalınlığı	t	mm	5	8	3
Toplam Uzunluk	L_i	mm		16	
Kesit Alanı	A_s	mm ²	73.576	73.576	56.578
Cıvata Delik Bölüm Çapı	d	mm		123	

6.5. Dış Yükler

Sistem, montaj esnasında torklamadan kaynaklı ön yükleme kuvveti dışında operasyon esnasında da ek yüklere maruz kalacaktır. Gaz Türbinli motorlar sıcaklık, basınç, manevra gibi yüklere maruz kalmaktadır.

Tez çalışmasında modellediğimiz sistem için Şekil 6.5 ile belirtilen kuvvet diyagramına göre bağlantı parçalarının ek yüklere maruz kalacağı kabulü yapılmıştır.



Şekil 6.5. Dış yükler

7. EL HESAPLARI

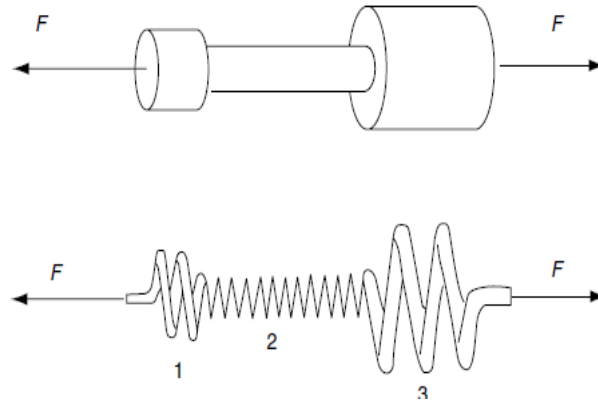
7.1. Rijitlik Hesabı

Hem cıvatalar hem de bağlantı elemanları cıvatalı bağlantılarda yay gibi davranmaktadır. Yük altında deformasyona uğrarlar ve yük ortadan kaldırıldığında rahatlarlar. Potansiyel enerjiyi depolayarak uygun bir kenetlenme kuvveti oluştururlar. Bütün bunlardan dolayı cıvatalı bağlantılarda en önemli özelliklerden biri rijitliktir. Daha yumuşak yaylar genellikle sert olanlara göre daha etkili bir şekilde enerjiyi depolayabilir. Hook yasasına göre bir maddenin yer değiştirmesi yer değişimine sebep olan kuvvetle doğru orantılıdır. (Bkz. Eşitlik 7.1)

$$F = -kx \quad (7.1)$$

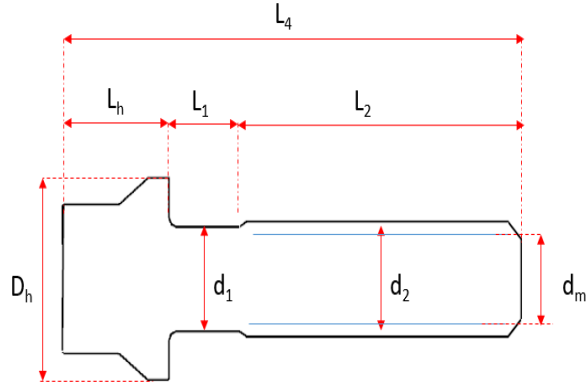
7.2. Cıvata Rijitlik Hesabı

Cıvatanın belirli bir yük altında uzunluk değişimi cıvatanın rijitliğine bağlıdır. Cıvataların rijitlik hesaplaması yapılırken cıvatanın tüm farklı kesit alanları seri bağlı yay gibi değerlendirilmelidir (Bkz. Şekil 7.1).



Şekil 7.1. Cıvata-Yay benzetmesi (Bickford, 2008)

Cıvatanın rijitliği hesaplanırken her bir silindirik kesiti için ayrı ayrı hesaplandıktan sonra seri bağlı silindir gibi kabul edilerek eş değer rijitlik değeri hesaplanmalıdır. Eşitlik 6.2’de içilen ve resimde de gösterilen $0,4d_1$ ve $0,4d_m$ değerleri, cıvata başının ve somun tarafında somun içerisindeki dişli gövde kesitinin rijitlik hesabına dahil edilmesi gerekmektedir. Cıvata başı tarafındaki kesit alanı, ilk kesit alanı ile aynı (A_1), somun tarafındaki kesit alanı ise diş dibi çapı ile aynı (A_m) olarak değerlendirilmelidir (Carter & Jacobi, 2011)



Şekil 7.2. Cıvata kesit görünümü ve ölçüleri

Cıvatanın rijitlik oranını veren eşitlik 7.2 ile belirtilmiştir.

$$\frac{1}{K_{civata}} = \frac{1}{E_{civata}} \left\{ \frac{0.4 d_1}{A_1} + \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \frac{0.4 d_m}{A_m} \right\} \quad (7.2)$$

Tez çalışmasında ele alınan cıvatanın rijitlik oranı ve boyutları Tablo 7.1 ile belirtilmiştir.

Tablo 7.1. Cıvata rijitlik değerleri

PARAMETRELER	Kısaltma	Birim	Değer
Cıvata Baş Çapı	D_h	mm	11.13
Cıvata Baş Kalınlık	L_h	mm	7.70
Cıvata Şaft-1 Çapı	d_1	mm	5.77
Cıvata Şaft-1 Uzunluğu	L_1	mm	3.65
Cıvata Şaft-1 Alanı	A_1	mm ²	26.10
Cıvata Şaft-2 Çapı	d_2	mm	6.35
Cıvata Şaft-2 Uzunluğu	L_2	mm	12.35
Cıvata Şaft-2 Alanı	A_2	mm ²	31.67
Cıvata En Küçük Şaft Alanı	$A_{\text{şaftalanı}}$	mm ²	26.10
Diş Dibi Çapı	d_m	mm	5.24
Diş Dibi Alanı	A_m	mm ²	21.60
NAS 1348 Eşdeğer Gerilme Alanı	A_t	mm ²	26.06
Cıvata Uzunluğu	L_4	mm	22.20
Cıvata Elastik Modülü	E_{civata}	mPa	206000
Cıvata Katılığı (Oda Sıcaklığı)	K_{civata}	N/mm	280804.83

$$\frac{1}{K_{civata}} = \frac{1}{206.000} \left\{ \frac{0.4 \times 5.77}{26,10} + \frac{3,65}{26,10} + \frac{12,35}{31,67} + \frac{0.4 \times 5,24}{21,60} \right\}$$

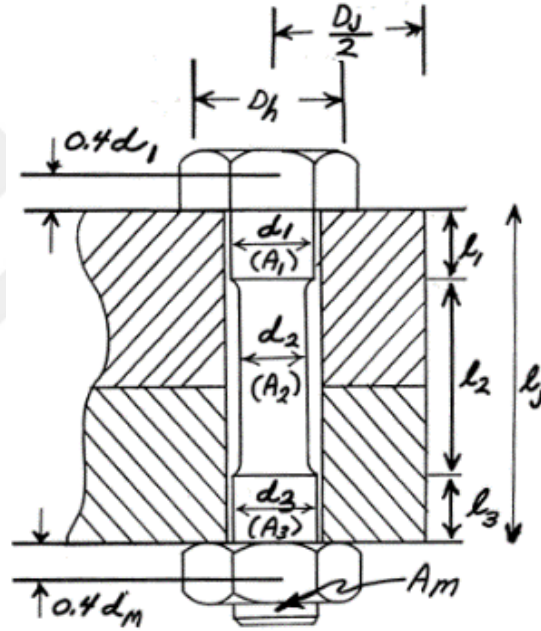
$$K_{civata} = 288005 \text{ N/mm}$$

7.3. Bağlanan Elemanların Rijitlik Hesabı

Bağlanan elemanlarının rijitlik hesaplamalarını seri bağlı yay olarak değerlendirerek yapabiliriz. Burada yükler, çekmeden ziyade basma yönündedir, ancak temel eşitlikler aynıdır (Bkz. Eşitlik 7.3).

$$K_{bağlanan\ parçalar} = \frac{E_{bağlanan\ parça} A_s}{t_n} \quad (n \rightarrow 1,2) \quad (7.3)$$

Bağlanan parçaların her biri için ayrı ayrı rijitlik hesaplamaları yapılmalıdır. Tüm bağlanan parçaların malzemesi Inconel 718 olduğundan dolayı elastik modulleri oda sıcaklığında 203.500GPa olarak alınmıştır.



Şekil 7.3. Bağlantı kesit ölçüleri (Bickford, 2008)

Eğer $3D_h > D_J > D_h$

$$A_s = \frac{\pi}{4} [D_H^2 - D_h^2] + \frac{\pi}{8} \left\{ \frac{D_J}{D_H} - 1 \right\} \left\{ \frac{D_H l_J}{5} - \frac{l_J^2}{100} \right\} \quad (7.4)$$

Eğer $D_J > 3D_h$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left\{ [D_H + 0.1l_J]^2 - D_h^2 \right\} \quad (7.5)$$

Tablo 7.2. Bağlanan parça rijitlik hesapları

Parametre	Kısaltma	Birim	Flanş (Cıvata)	Flanş (Somun)	Flanş (Orta)
Flanş Elastik Modülü	$E_{\text{bağlanan parça}}$	mPa	203500	203500	203500
Flanş Et Kalınlığı	t	mm	5.000	8.000	3.000
Uygulanan Flanş Yükünün Uygulama Vektöründen Cıvata Merkez Hattına Mesafesi	l	mm	10.000	10.000	10.000
Kesit Alanı	A_s	mm ²	73.546	73.546	56.578
Flanş Rijitlik Değeri	$K_{\text{bağlanan parçalar}}$	N/mm	2993317	1870823	3837851

7.4. Bağlantı Rijitlik Oranı

Bağlantının rijitlik oranı eşitlik 7.6'e göre yapılmaktadır.

$$R_a = \frac{K_{\text{bağlantı}}}{K_{\text{bağlanan parçalar}}} \quad (7.6)$$

Tüm bağlantı parçalarının rijitliği seri bağlı yay gibi değerlendirilerek hesaplanmaktadır. (Bkz. Eşitlik 7.7)

$$\frac{1}{K_{\text{bağlantı}}} = \frac{1}{K_{\text{cıvata}}} \rightarrow K_{\text{bağlantı}} = 288005 \text{ N/mm} \quad (7.7)$$

Tüm bağlanan parçaların rijitliği ise yine seri bağlı yay gibi değerlendirilerek eşitlik 7.8'ye göre hesaplanmaktadır.

$$\frac{1}{K_{\text{bağlanan parçalar}}} = \sum_{n=1}^{n=bp} \frac{1}{K_n} = \frac{1}{K_{bp1}} + \frac{1}{K_{bp2}} \quad (7.8)$$

$$\frac{1}{K_{\text{bağlanan parçalar}}} = \frac{1}{2993317} + \frac{1}{1870823} + \frac{1}{3837851} \rightarrow$$

$$K_{\text{bağlanan parçalar}} = 885611 \text{ N/mm}$$

Sistemin rijitlik oranı ise aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$R_a = \frac{K_{\text{bağlantı}}}{K_{\text{bağlanan parçalar}}} = 0.325$$

7.5. Rijitlik Oranı ve Depolanan Enerji Arasında İlişki

Daha büyük çaplı bir cıvatayı sıkığımız eskisinden daha sert olduğu için eskisinden daha az deforme olacaktır. Ön Yük-Deformasyon eğrisi daha dikey hala gelecektir.

Aynı deformasyonunun daha kalın cıvatada orijinalinden daha büyük bir ön yük kaybı anlamına gelmektedir. Aynı miktarda termal değişim veya titreşim gevşemesi daha az enerji depolayan cıvatada daha büyük bir ön yük kaybına neden olacaktır.

Alternatif olarak, elbette, aynı ön yüke alınan daha küçük çaplı bir cıvata, yukarıda belirtilen değişikliklere daha az duyarlı olacaktır. Bu ön yüke daha ince bir cıvata alamazsak, orijinal kalın cıvata yerine iki ince cıvata kullanarak veya orijinal çapta daha uzun bir cıvata kullanarak aynı etkiyi elde edebiliriz. Sonuç olarak rijitlik oranı daha düşük cıvatalar her zaman daha fazla enerji depolayabilir. (Bickford, 2008)

7.6. Ön Yükleme Hesapları

Parçaların cıvatalar ile birbirine bağlandığı bir sistemde, cıvata eksenindeki çekme kuvveti ile parçalar üzerindeki sıkma kuvveti birbirini dengeler ve sıkılan parçalara dışarıdan bir kuvvet etki etmedikçe bu iki kuvvet denge halinde kalır. Bu iki kuvvete ön yükleme kuvveti adı verilir. (Bickford, 2008)

Her zaman mümkün olan maksimum ön yüklemeyi istiyoruz, ancak bunu seçerken şunları göz önünde bulundurmalıyız:

- Statik ve dinamik yükler altında cıvatanın ve bağlantı elemanlarının mukavemeti
- Cıvataları sıkma torku
- Güvenlik faktörü
- Bağlantının çalışma ortamı (sıcaklık, basınç, aşındırıcı sıvılar vb.)
- Operasyon esnasında maruz kalınacak çalışma yükleri

Cıvataların ön yükleme kuvveti eşitlik 7.9'a göre hesaplanmaktadır. Ön yüklemeyi etkileyen unsurlar cıvatanın montaj esnasında torklanması, somun faktörü ve kullanılan yağlama şeklidir. Gerekli olan ön yüklemeyi sağlamak için yağ kullanılarak daha torklamaya ihtiyaç duyulur.

$$\text{Ön Yükleme}(B_{\text{ön}}) = \frac{T}{K * D_h * \left(\frac{1 - \%_{\text{tork düşüşü}}}{100} \right)} \quad (7.9)$$

Cıvata torklama değerlerine göre ön yükleme hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. (Bkz. Tablo 7.3) Cıvataların torklanması esnasında cıvata üzerinde kullanılan yağlar ön yükleme değerine etki etmektedir

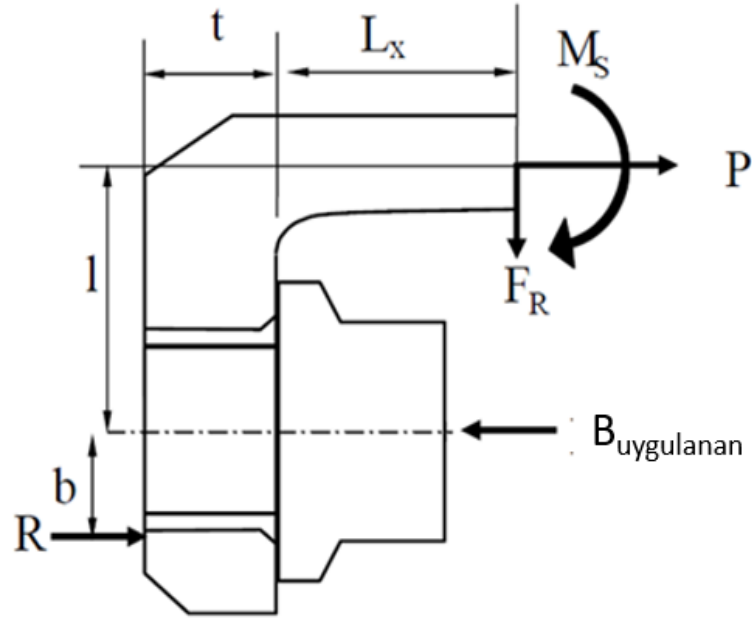
Tez çalışmasında ele alınan AS48516 cıvata için farklı torklama değerleri, cıvata kaplamaları ve yağlama durumları için 10 farklı durum altında ön yükleme kuvveti ($B_{\text{ön}}$) değerleri hesaplanmıştır.

Tablo 7.3. *Ön yükleme hesapları*

Durumlar	T (Nm)	Somun Faktörü (K)	Tork Düşüşü	D_h (mm)	$B_{\text{ön}}$ (N)
Durum 1	2.7	0.18	0.4	11.13	2261
Durum 2	3.6	0.18	0.4	11.13	3026
Durum 3	4.5	0.18	0.4	11.13	3785
Durum 4	5.5	0.18	0.4	11.13	4554
Durum 5	6.4	0.18	0.4	11.13	5338
Durum 6	7.3	0.18	0.4	11.13	6112
Durum 7	8.3	0.18	0.4	11.13	6870
Durum 8	9.2	0.18	0.4	11.13	7644
Durum 9	11.2	0.2	0.4	11.13	8420
Durum 10	20.4	0.2	0	11.13	9167

7.7. Operasyon Yük Hesabı

Cıvatalı bağlantılarda sıkıştırılan / bağlanan parçaların operasyon boyunca maruz kalacağı manevra, sıcaklık, basınç gibi yükler dış yükler olarak adlandırılır. Bağlantı ara yüzlerine etki eden bu yüklerin hesaplamalarda Şekil 7.4 ile gösterildiği üzere cıvata üzerine indirgenmesi ($B_{\text{uygulanan}}$) gerekmektedir.



t	: bağlanan parça et kalınlığı
l	: eksenel yük ile cıvata merkezi arasındaki radyal mesafe
b	: reaksiyon kuvveti ile cıvata merkezi arasındaki radyal mesafe
L_x	: yük merkezi ile cıvata arasındaki radyal mesafe
R	: reaksiyon kuvveti
M_s	: flanş'a etki eden moment
P	: flanş'a gelen eksenel kuvvet
F_r	: flanş'a gelen radyal kuvvet
$B_{uygulanan}$	: cıvataya gelen eksenel kuvvet

Şekil 7.4. Operasyon yüklerinin cıvata merkezine indirgenmesi (Carter & Jacobi, 2011)

Reaksiyon kuvveti ile cıvata merkezi arasındaki dikey mesafe cıvata deliği çapının yarısı olarak değerlendirilebilir (Bkz. Eşitlik 7.10).

$$b = D_h/2 \quad (7.10)$$

Ara yüze etki eden yükün cıvata bağlantısına indirgenmesi eşitlik 7.11'e göre hesaplanmaktadır. Serbest cisim diyagramının analizi, parça geometrisinin, uygulanan yüklemenin konumunun ve eksenel ve radyal kuvvetler ile etki eden momentin bir fonksiyonu olarak uygulanan cıvata yükü eşitlik 7.11 ile bulunur.

$$B_{uygulanan} = \frac{1}{b} \left\{ P(l + b) + M_s + F_r \left(L_x + \frac{t}{2} \right) \right\} \quad (7.11)$$

$B_{uygulanan}$ değeri 19339,5N olarak bulunmuştur. (Bkz. Tablo 7.4)

Tablo 7.4. Cıvataya etki eden dış yükler

Tanımlamalar	Kısaltma	Birim	Değer
Cıvata Deliği Çapı	D _h	mm	7.35
Tepki Kuvvetinin Cıvata Merkez Deliğine olan Mesafesi	b	mm	3.675
Flanşa Etki Eden Eksenel Yük	P	N	458
Flanşa Etki Eden Moment	M _s	Nmm	12
Flanşa Etki Eden Radyal Yük	L _r	N	667
Yük Merkezi ile Cıvata Arasındaki Radyal Mesafe	L _x	mm	8
Flanş Et Kalınlığı	t	mm	5
Cıvataya Etki Eden Eksenel Yük	B _{uygulanan}	N	19339,5

B_{uygulanan} ile şimdi bağlantının teorik yükü bulmalıyız. Bağlantı rijitlik oranı ve cıvataya etki eden ön yükleme ile toplam eksenel yük hesaplanmış olur. (Bkz. Eşitlik 7.12)

$$B = B_{\text{ön}} + \left\{ \frac{R_A}{R_A + 1} \right\} B_{\text{uygulanan}} \quad (7.12)$$

Tez çalışmasında değerlendirilen 10 farklı koşul için değerlendirilen ön yükleme kuvvetleri ile operasyon kaynaklı cıvataya etki edecek eksenel yüklerin toplamı (B) Tablo 7.5 ile belirtilmiştir

Tablo 7.5. Cıvataya etki eden eksenel yükler

Durumlar	Tork Değeri (Nm)	Ön Yükleme Kuvveti (N)	Bağlantı Rijitlik Oranı	B _{uygulanan} (N)	B (N)
Durum 1	2.7	2261	0.325	19339.5	7007.0
Durum 2	3.6	3026	0.325	19339.5	7772.0
Durum 3	4.5	3785	0.325	19339.5	8531.0
Durum 4	5.5	4554	0.325	19339.5	9300.0
Durum 5	6.4	5338	0.325	19339.5	10084.0
Durum 6	7.3	6112	0.325	19339.5	10858.0
Durum 7	8.3	6870	0.325	19339.5	11616.0
Durum 8	9.2	7644	0.325	19339.5	12390.0
Durum 9	11.2	8420	0.325	19339.5	13166.0
Durum 10	20.4	9167	0.325	19339.5	13913.0

7.8. Bağlantı Ayrılma Hesaplamaları

Bağlantı üzerinde oluşturulan ön yükleme kuvveti ile bağlantının operasyon koşullarındaki korunması sağlanmalıdır. Bağlantının ayrılmasına neden olacak kuvvet eşitlik 7.13 ile hesaplanır (Bkz. Tablo 7.6).

$$F_{sep} = \frac{B_{\text{ön}}}{1 - C} \quad (7.13)$$

C ise bağlantının göreceli katılık değerini tanımlamakta ve eşitlik 7.14'e göre hesaplanmaktadır.

$$C = \frac{K_{civata}}{K_{civata} + K_{Bağlanan}} \quad (7.14)$$

Bağlantının ayrılma güvenlik katsayısı işe eşitlik 7.15 ile hesaplanmaktadır.

$$FS_{sep} = \frac{F_{sep}}{B_{uygulanan}} \quad (7.15)$$

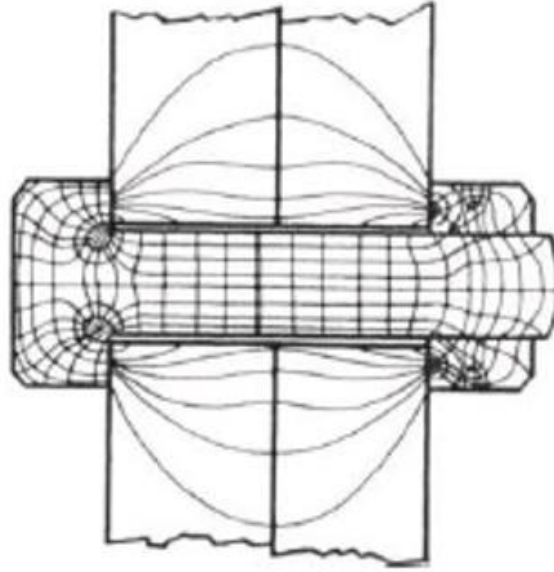
Tablo 7.6. Ayrılma kuvveti güvenlik faktörleri

Durumlar	Ön Yükleme Kuvveti (B _{or})	K _{civata}	K _{bağlanan} Parçalar	B _{uygulanan}	C	F _{sep}	FS _{sep}
Durum 1	2261.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	9864	0.510036
Durum 2	3026.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	11754	0.607762
Durum 3	3785.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	13644	0.705488
Durum 4	4554.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	15534	0.803214
Durum 5	5338.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	17424	0.90094
Durum 6	6112.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	19314	0.998666
Durum 7	6870.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	21204	1.096392
Durum 8	7644.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	23094	1.194118
Durum 9	8420.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	24984	1.291844
Durum 10	9167.0	288005.0	885610.8	19339.8	0.2454	26874	1.38957

Yapılan hesaplamalara göre Durum 7, 8, 9, 10 için bağlantıya uygulanan kuvvet, ayrılma kuvvetinden daha büyüktür.

7.9. Gerilme Hesaplamaları

Cıvatalı bağlantı üzerinde tipik bir gerilme dağılımı Şekil 7.5 ile gösterilmiştir. Bu çalışmada cıvatalar için yorulma dayanımı açısından montaj esnasındaki çekme gerilmesi, bağlanan parçalara basma yüzeylerindeki gerilmeler, cıvata şaftı ve dişi üzerindeki gerilmeler incelenecektir.



Şekil 7.5. Cıvata Üzerinde Gerilme Eğrisi (Bickford, 2008)

7.9.1. Cıvata dış gerilme hesabı (montaj)

Montaj anında cıvataya etki eden ön yükleme kuvvetinden dolayı dış dibi gerilmesi eşitlik 7.16 ile hesaplanmıştır.

$$\sigma_{civata\ saftı} = \frac{B_{ön}}{A_{dış\ dibi}} \quad (7.16)$$

Tez çalışmasında değerlendirilen 10 farklı durum için montaj esnasındaki gerilmeler Tablo 7.7 ile gösterilmiştir.

Tablo 7.7. Cıvata dış dibi gerilmeleri

Durumlar	T (Nm)	B _{ön} (N)	A _{dış dibi} (mm ²)	σ _{dış dibi} (mPa)
Durum 1	2.7	2261.0	11.2	201.9
Durum 2	3.6	3026.0	11.2	270.2
Durum 3	4.5	3785.0	11.2	337.9
Durum 4	5.5	4554.0	11.2	406.6
Durum 5	6.4	5338.0	11.2	476.6
Durum 6	7.3	6112.0	11.2	545.7
Durum 7	8.3	6870.0	11.2	613.4
Durum 8	9.2	7644.0	11.2	682.5
Durum 9	11.2	8420.0	11.2	751.8
Durum 10	20.4	9167.0	11.2	818.5

7.9.2. Cıvata flanş ezilme dayanımı hesabı (montaj)

Montaj koşullarında cıvata başının bağlanan parçalara basma kuvvetinden dolayı ezilme durumu gerçekleşecektir. Cıvata başının alanı ile flanş deliğinin arasında kalan alan basma kuvvetine kalan net alandır. Cıvata-flanş ezilme gerilmesi eşitlik 7.17'e göre hesaplanmıştır.

$$\sigma_{ezilme} = \frac{B_{ön}}{(A_{cıvata\ başı} - A_{flanş\ deliği})} \quad (7.17)$$

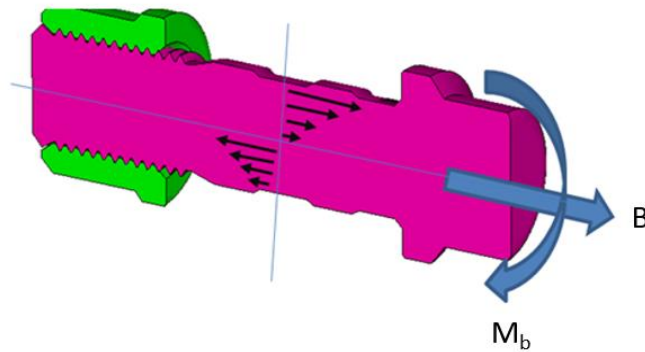
Tez çalışmasında değerlendirilen 11 farklı durum için montaj esnasındaki ezilme gerilmeleri Tablo 7.8 ile gösterilmiştir.

Tablo 7.8. Montaj koşulunda cıvata-flanş ezilme gerilmeleri

Durumlar	T (Nm)	$B_{ön}$ (N)	σ_{ezilme} (mPa)
Durum 1	2.7	2261.0	41.2
Durum 2	3.6	3026.0	55.2
Durum 3	4.5	3785.0	69.0
Durum 4	5.5	4554.0	83.0
Durum 5	6.4	5338.0	97.3
Durum 6	7.3	6112.0	111.4
Durum 7	8.3	6870.0	125.2
Durum 8	9.2	7644.0	139.3
Durum 9	11.2	8420.0	153.5
Durum 10	20.4	9167.0	167.1

7.9.3. Cıvata şaftı gerilme hesabı (operasyon)

Cıvatanın diş olmayan şaft kısmı gaz türbinli motorlarda bazen küçültülerek gerilmelerin buralarda yığılması amaçlanmaktadır. Gerilme hesaplarında cıvatanın şaft çapına etki eden eğilme ve çekme kuvvetleri değerlendirilmektedir (Bkz. Şekil 7.6).



Şekil 7.6. Cıvataya etkiyen yükler

Tez çalışmasında değerlendirilen 10 farklı durum için operasyon esnasındaki cıvata şaftı gerilmeleri eşitlik 7.18'e göre hesaplanmış ve Tablo 7.9 ile gösterilmiştir.

$$\sigma_{civata\ şaftı} = \frac{B}{A_{sh}} + \frac{4 * M_b}{\pi * r^3} \quad (7.18)$$

Tablo 7.9. Cıvata şaftı gerilme hesaplamaları

Durumlar	T (Nm)	B _{ön} (N)	A _{civataşaft}	B (N)	M _b	$\sigma_{civata\ şaftı}$
Durum 1	2.7	2261.0	26.1	7007.0	3051.2	430.6
Durum 2	3.6	3026.0	26.1	7772.0	3051.2	459.9
Durum 3	4.5	3785.0	26.1	8531.0	3051.2	489.0
Durum 4	5.5	4554.0	26.1	9300.0	3051.2	518.5
Durum 5	6.4	5338.0	26.1	10084.0	3051.2	548.5
Durum 6	7.3	6112.0	26.1	10858.0	3051.2	578.2
Durum 7	8.3	6870.0	26.1	11616.0	3051.2	607.2
Durum 8	9.2	7644.0	26.1	12390.0	3051.2	636.9
Durum 9	11.2	8420.0	26.1	13166.0	3051.2	666.6
Durum 10	20.4	9167.0	26.1	13913.0	3051.2	695.2

7.9.4. Cıvata dış gerilme hesabı (operasyon)

Cıvatanın dış üstünde meydana gelen gerilmeler eşitlik 7.19'ya göre hesaplanmaktadır.

$$\sigma_{dışgerilmeleri} = \frac{B}{A_t} + \frac{4 * \sqrt{\pi} * M_b}{A_t^{1.5}} \quad (7.19)$$

Tez çalışmasında değerlendirilen 10 farklı durum için operasyon esnasındaki cıvata dişi üzerinde meydana gelen gerilmeler aşağıdaki Tablo 7.10 ile gösterilmiştir.

Tablo 7.10. Dış gerilme hesaplamaları

Durumlar	B _{ön}	A _t (mm)	B (N)	M _b (Nm)	$\sigma_{dışgerilmeleri}$
Durum 1	2261.0	21.6	7007.0	3051.2	612.6
Durum 2	3026.0	21.6	7772.0	3051.2	648.0
Durum 3	3785.0	21.6	8531.0	3051.2	683.2
Durum 4	4554.0	21.6	9300.0	3051.2	718.8
Durum 5	5338.0	21.6	10084.0	3051.2	755.1
Durum 6	6112.0	21.6	10858.0	3051.2	790.9
Durum 7	6870.0	21.6	11616.0	3051.2	826.0
Durum 8	7644.0	21.6	12390.0	3051.2	861.8
Durum 9	8420.0	21.6	13166.0	3051.2	897.8
Durum 10	9167.0	21.6	13913.0	3051.2	932.4

7.9.5. Gerilme sonuçlarının özeti

Yapılan hesaplamalarda cıvata tork değerinin artmasıyla birlikte bağlantıya etki eden ön yükleme kuvveti artmakta ve cıvata üzerindeki gerilmeler artmaktadır. 10 farklı durum için yapılan gerilme Tablo 7.11 ile belirtilmiştir.

Tablo 7.11. Gerilme sonuçlarının özeti

Durum	T (Nm)	Ön Yükleme Kuvveti (B _{or})	Cıvata Dış Gerilmesi (Montaj)	Cıvata Ezilme Gerilmesi (Montaj)	Cıvata Çekme Gerilmesi (Operasyon)	Cıvata Şaftı Gerilmesi (Operasyon)	Cıvata Dış Gerilmesi (Operasyon)
Durum 1	2.7	2261.0	201.9	41.2	625.6	430.6	612.6
Durum 2	3.6	3026.0	270.2	55.2	693.9	459.9	648.0
Durum 3	4.5	3785.0	337.9	69.0	761.7	489.0	683.2
Durum 4	5.5	4554.0	406.6	83.0	830.4	518.5	718.8
Durum 5	6.4	5338.0	476.6	97.3	900.4	548.5	755.1
Durum 6	7.3	6112.0	545.7	111.4	969.5	578.2	790.9
Durum 7	8.3	6870.0	613.4	125.2	1037.1	607.2	826.0
Durum 8	9.2	7644.0	682.5	139.3	1106.2	636.9	861.8
Durum 9	11.2	8420.0	751.8	153.5	1175.5	666.6	897.8
Durum 10	20.4	9167.0	818.5	167.1	1242.2	695.2	932.4

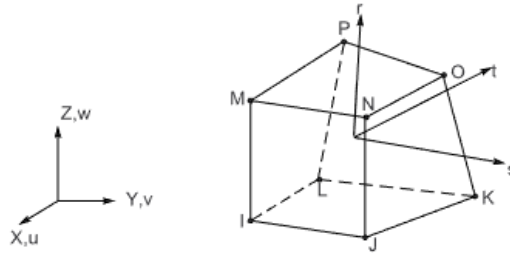
8. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Tasarımın yükler altında durumunu simüle ederek tasarımın bu koşullara vereceği cevabı belirlemek üzerine sonlu elemanlar yöntemi geliştirilmiştir. Model her birinin maruz kalınan yüklere cevabı kesin eşitliklerle ifade edilebilen parçalara bölünür ve tasarımın toplam davranışı bu elemanların toplamı olarak değerlendirilir. Elemanların her biri belirli sayıda bilinmeyene sahiptir, dolayısıyla sonsuz sayıda bilinmeyene sahip fiziksel bir sistem ancak yaklaşık olarak sonlu sayıda bilinmeyene sahip elemanlarla temsil edilebilir. Sonlu Elemanlar Metodu ile analiz yapılacağı zaman ilk aşama hazırlanacak sonlu elemanlar modelinin gerçeğe en yakın şekilde fiziksel sistemi temsil etmesini sağlamaktır. Tüm yükler, malzemeler, çevre elemanlar ve bağlantılar detaylı bir şekilde belirlenmelidir. Bazı bilinmeyen yükler için kabuller, bazı ihmaller ile sadeleştirmelerin de yapılması gerekebilir. Bir sonraki adım tanımlanan sistem için analiz çeşidi, kullanılacak eleman ve analize yönelik modelin saptanmasıdır. Analizlerde çözümleri hızlandırmak için mümkün olan en basit şekilde, gereksiz görülen tüm ayrıntılar ihmal edilebilir. Aynı zamanda tekillik oluşmasını engellemek için de değişiklikler saptanmalıdır. Örneğin ağ yapısının fazla sıkı olmasına neden olabilecek küçük deliklerin analiz için kritik değilse modelden temizlenmesi, uygun olan bölgelerde simetrik ya da eksenel simetrik modeller kullanılması veya temas yüzeylerinin farklı analiz seçenekleriyle temsil edilmesi çözüm zamanını oldukça azaltacaktır. Bu aşama henüz model hazırlanmadan önce temel bazı kararların alınmasını gerektirdiği için oldukça önemlidir. Bir sonraki aşama karşılaştırılan tüm varsayımların, ihmallerin ve sadeleştirmelerin ışığında geometrik modelin hazırlanmasıdır.

8.1. Analizlerde Kullanılan Elemanlar

SOLID185 elemanı ANSYS programında kullanılan 3 boyutlu 8 düğümlü SOLID95 elemanının üst dereceli olanıdır. Düzensiz şekilleri fazla kayıp olmadan tolere edebilir. SOLID185 elemanlarının uyumlu şekil değiştirme özelliği vardır ve bu sebeple Solid 185 elemanlar eğrisel yüzeylerin modellenmesine uygundur. SOLID185, 8 düğümlü ikinci dereceden bir elemandır ve her düğüm noktasının x,y,z yönlerinde olmak üzere 3 serbestlik derecesine sahiptir. SOLID185 elemanı sürünme, plastisite, gerilmeye bağlı katılma, büyük şekil değişiminin olduğu durumlarda kullanılmaktadır. SOLID185 elemanı için düğüm noktaları, geometri ve koordinat sistemi Şekil 8.1 ile gösterilmiştir.

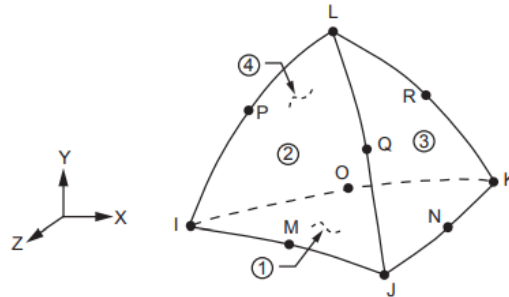
Elemanın yüzeylerine basınçlar yüzey yükleri gibi uygulanabilir ve aynı zamanda sıcaklıklar da elemanın düğüm noktasına uygulanabilir. SOLID185 genel 3 boyutlu katı yapıların modellenmesi için uygundur. Düzensiz bölgelerde kullanıldığında prizma, dörtyüzlü ve piramit dejenerasyonlarına izin verir. B-çubuğu, tek biçimli olarak azaltılmış entegrasyon ve geliştirilmiş gerinimler gibi çeşitli eleman teknolojileri desteklenir.



Şekil 8.1. Solid 185 düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)

Cıvatanın dış bölgesinin iç kısımlarında bazı lokasyonlarda SOLID187 elemanı kullanılmıştır. SOLID187 ögesi, daha yüksek düzeyde bir 3 boyutlu, 10 düğümlü ögedir. SOLID187, ikinci dereceden bir yer değiştirme davranışına sahiptir ve düzensiz ağırları (çeşitli CAD/CAM'den üretilenler gibi) modellemek için çok uygundur.

Eleman, her düğümde üç serbestlik derecesine sahip 10 düğüm tarafından tanımlanır. Eleman plastisiteye, hiperelastisiteye, sürünmeye, gerilme sertleşmesine, büyük sapma ve büyük gerinim yeteneklerine sahiptir. Aynı zamanda, neredeyse sıkıştırılamaz elastoplastik malzemelerin ve tamamen sıkıştırılamaz hiperelastik malzemelerin deformasyonlarını simüle etmek için karma formülasyon yeteneğine sahiptir. SOLID187 elemanı için düğüm noktaları, geometri ve koordinat sistemi Şekil 8.2 ile gösterilmiştir.



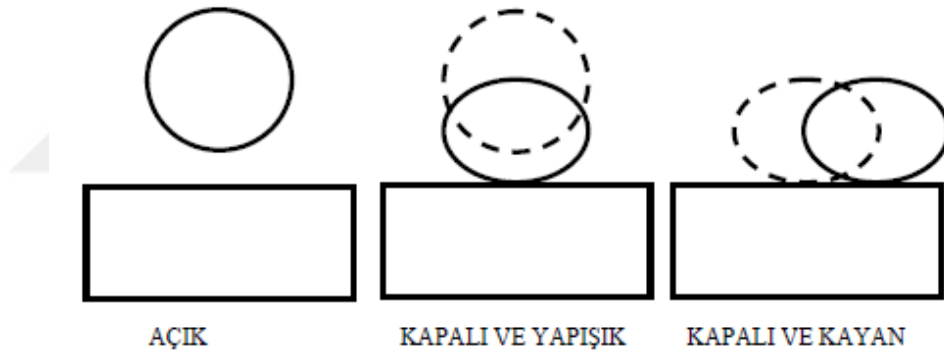
Şekil 8.2. Solid 187 düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)

8.2. Temas Durumu

İki farklı parçanın yüzeylerinin birbirlerine teğet olarak karşılıklı dokunması temas (kontak) hali olarak adlandırılır. Fiziksel anlamda birbirleri ile temas halinde olan parçaların doğru olarak simule edilebilmeleri için aşağıdaki koşulların sağlanması gerekir.

- Birbirlerinin içinden geçip gitmezler
- Birbirlerine dik kuvvetleri ve yatay sürtünme kuvvetlerini iletirler.

Genellikle normal çekme kuvvetleri parçalar birbirlerine baskı uygulamayacağından dolayı iletilmezler. Bu nedenle yüzeylerin analiz esnasında deformasyona bağlı olarak birbirlerinden ayrılabilmesi muhtemeldir. Temas değişken duruma sahip bir doğrusal olmayan davranış şekli olup sistemin katılığı buna bağlı olarak değişir. Bu durum Şekil 8.3 ile takip edilebilir. (ANSYS User's Guide, 2006)



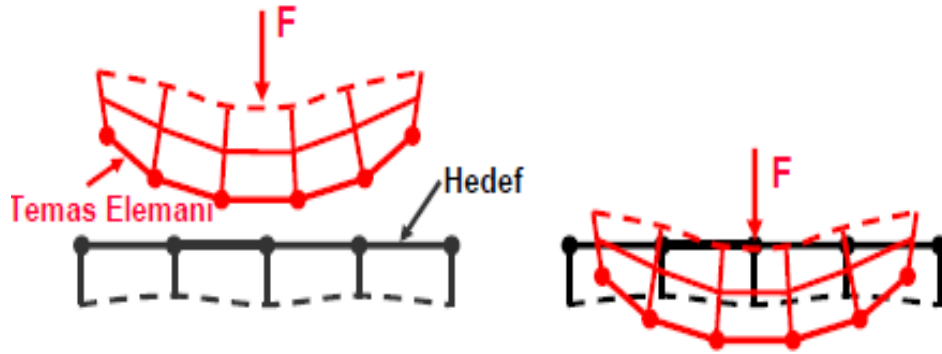
Şekil 8.3. Temas elemanlarının durumu (ANSYS User's Guide, 2006)

Temas yüzeylerinin kontak algoritmasına göre sürekli değişmesi nedeniyle oldukça karmaşık bir düzgün olmayan durum içerir. Analizlerde rijitliğin sürekli olarak değişmesi yakınsama açısından oldukça problemine neden olur. Kontak analizlerini karmaşıktırان diğer faktörler ise,

- Analizlere başlandığında kontak yüzeylerinin tam olarak belli olmaması
- Pek çok kontak analizinin sürtünme olayını da bünyesinde barındırması
- Ara parçalarda kontaka bağlı olarak modelin kuvvet dengesinin kurulması olarak sıralanabilir.

Burada sürtünme enerjisini bünyesinde sönümleme özelliğine sahip olup hassas bir yük yer değiştirme ilişkisinin takibini gerektirir. Bir diğer husus ise temas edecek parçaların kendi eleman ve düğüm noktalarına sınır şartlarının uygulanmamış olması durumudur. Bu durumda parçalar sınır şartları belirlenmiş bir parçaya temas ederek o parçanın sınır şartları vasıtası ile kuvvet dengesini kurarlar. Fakat matematiksel olarak sınır şartları belirlenmemiş parçalar analiz esnasında matematiksel dengesizlik yaratırlar. Bu da çözümlerin yakınsamasını oldukça zorlaştırır.

Analizlerde parçaların temas durumları katı-esnek ve esnek-esnek olmak üzere iki şekilde sınıflandırılabilir. Katı-esnek temasta olan parçaların biri diğerine göre daha yüksek deformasyon direncine sahiptir. Metal şekil verme işlemlerinin kalıpla yapıldığı durumlarda yoğun olarak uygulanan temas yöntemi budur. Katı-esnek temas analizlerinde katı cisme ait gerilme ve yer değiştirme değerleri kritik olmadığı için analizin çözüm sürelerini oldukça azaltır. Bu durumlarda analizci problemin sınırlar koşullarını iyi tanımlayarak sadece gerekli olan verilere göre eşitlik takımlarını kurarsa doğrusal olmayandan kaynaklı hesaplama zorluklarını yüksek oranda azaltabilir. Esnek-esnek temas durumunda ise temasa dahil olan tüm parçaların şekil değişimine uğrayabileceği temeline göre durum çözümlemeleri oluşturulur. Civatalı bağlantılar bu temas türüne ait güzel bir örnektir.

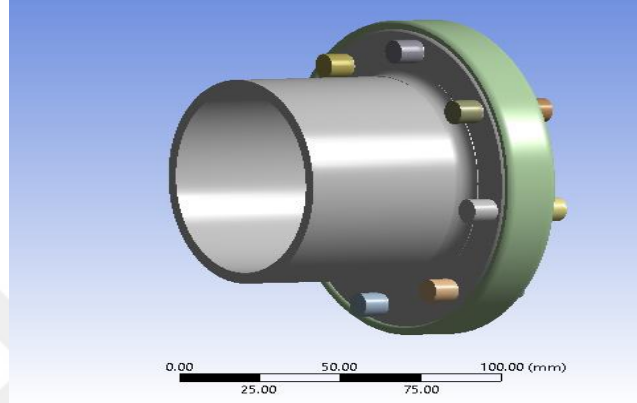


Şekil 8.4. Temas elemanlarının yüzey uyumluluğunun sağlayamadığı durum (ANSYS User's Guide, 2006)

Temas uyumluluğunun sağlanması temas durumundaki parçaların birbirlerinin içine geçmesi durumunun engellenmesi anlamına gelmektedir. Bu sayede analizdeki parçalar birbirlerine yük uygulayabilirler yani birbirlerini rijit bir cisim olarak tanırlar. Yüzey tanımlaması ve uyumluluğunun sağlanamadığı durum Şekil 8.4 ile gösterilmiştir.

8.3. Analiz Yöntemi

Gerçekleştirilen çalışmanın amacı farklı montaj koşullarından kaynaklı olarak ön yükleme kuvveti etkilerinin incelenmesi olduğundan geometri mümkün olduğunca basitleştirilmiştir. Cıvata başı ve somun başı kritik bölge olmadığından silindirik olarak modellenmiştir. Şekil 8.5 ile sonlu elemanlar modellerinde kullanılan geometriyi göstermektedir.



Şekil 8.5. Analiz modeli

Cıvata ön yükleme kuvveti uygulanarak 10 adet sonlu elemanlar yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kullanılan parametrelerin aldığı değerler Tablo 5.1’de gösterilmiştir. Bu çalışmada ön yükleme kuvveti etkisi incelendiği için parçalara etki edecek termal yükler ihmal edilmiştir.

8.4. Sonlu Elemanlar Modeli ve Ağ Yapısı

Cıvatalarda SOLID 185 elemanları kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Cıvata dış yüzeylerinin iç kısımlarında SOLID187 elemanlar kullanılmıştır.

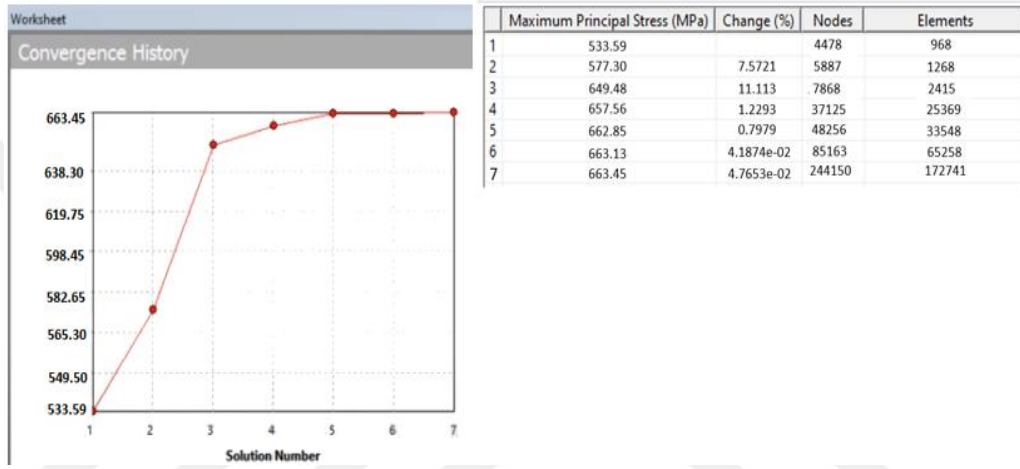
Analiz modeli için sonlu elemanlar özeti Tablo 8.1’de verilmiştir. Ağ yapısına karşı analiz sonuçlarının hassasiyetini ortadan kaldırmak amacı ile tüm sonlu elemanlar modellerinde eleman ve düğüm noktaları sayısı birbirine yakın olacak şekilde ağ yapısı oluşturulmuştur.

Tablo 8.1. Ağ özellikleri

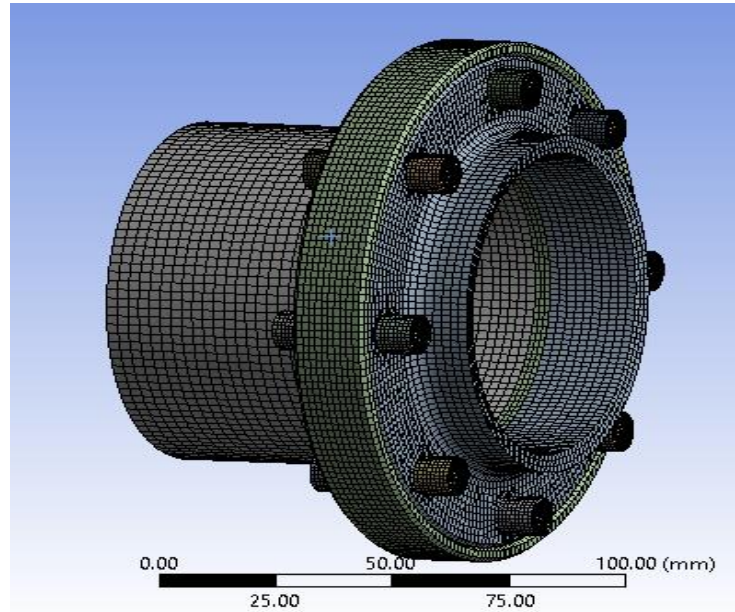
Parametreler	Adet
Düğüm Noktaları	244150
Elemanlar	172741

Model simetrik olduğu için simetrik sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Cıvatalar da dahil olmak üzere tüm yapı üç boyutlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Şekil 8.7 ile sonlu elemanlar modelinin ağ yapısı sunulmaktadır.

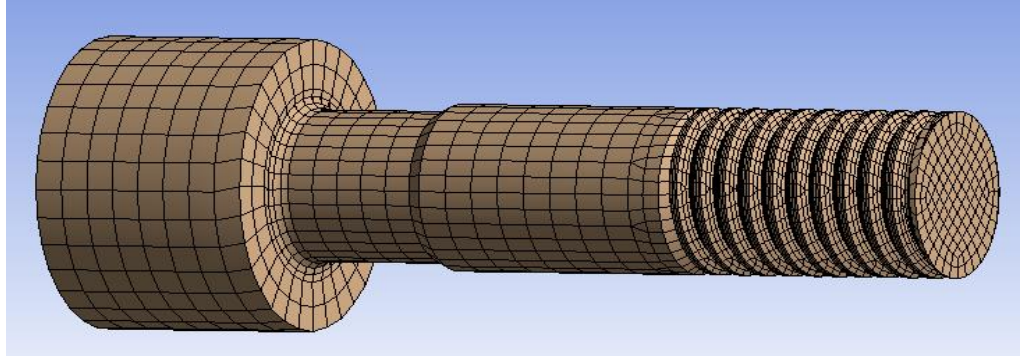
Ağ yapısı oluşturulurken kaba olarak ağ yapılarak iyileştirmelerle analiz sonuçlarının %0.05 değişmeyeceği noktaya kadar ağ iyileştirmesi ve yakınsaması yöntemi kullanılarak ağ yapısı kaynaklı analiz hatalarının önüne geçilmiştir. Ağ yakınsaması ile ilgili grafik Şekil 8.6 ile gösterilmiştir. Ağ eleman sayısının analiz sonuçlarının etkilemeyeceği noktaya kadar iyileştirme yapılmıştır.



Şekil 8.6. Analiz ağ yakınsaması ve iyileştirmesi



Şekil 8.7. Bütün ağ yapısı



Şekil 8.8. Cıvata ağ yapısı

Flanşlarda kullanılan cıvataların ve muhafazanın malzemeleri günümüz motorları referans alınarak seçilmiştir. Muhafaza malzemesi olarak yüksek sıcaklıklara kadar oldukça yüksek dayanıma sahip bir malzeme olan Inconel 718 alaşımı seçilmiştir. Cıvatalar için ise gaz türbinli motorlarda yaygın olarak kullanılan AS48500-599 serisi cıvatalar seçildiğinden dolayı standart olarak malzeme Inconel 718 kullanılmıştır. Somun malzemesi olarak standarttan gelen A286 alaşımı kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan malzeme özellikleri Tablo 8.2 ve Tablo 8.3 ile belirtilmiştir.

Tablo 8.2. Inconel 718 Malzeme Özellikleri ([http-5](http://5))

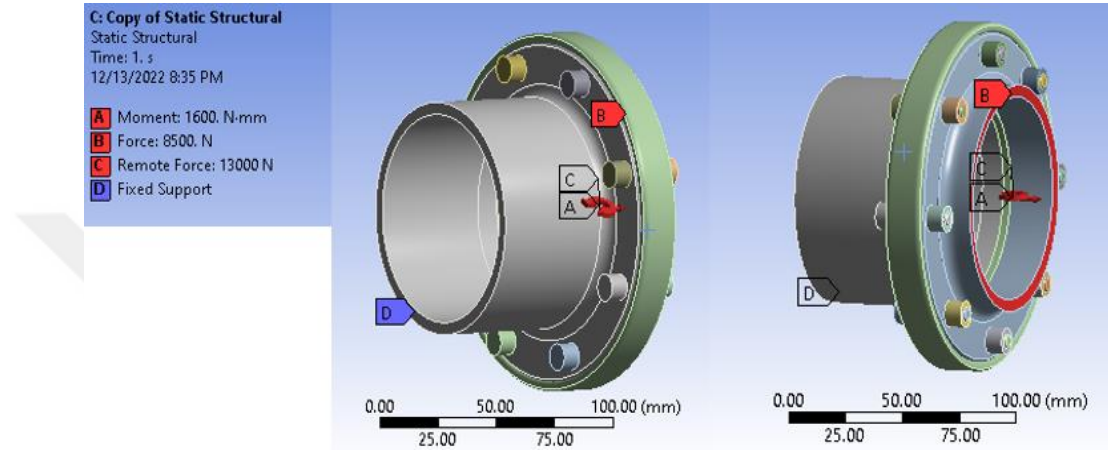
Özellik	Değer
Yoğunluk	8190kg/m ³
Elastisite Modülü	203,5 GPa
Poison Oranı	0.2834
Maksimum Çekme Dayanımı	1240 MPa
Akma Dayanımı	1100 MPa
%0.2 Akma Dayanımı	995 MPa
Kayma Modülü	76274 MPa
Genleşme Katsayısı	13 $\mu\text{m}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ (20 $^{\circ}\text{C}$)
Termal İletkenlik	11.4 W/m-K
Erime Noktası	1370-1430 $^{\circ}\text{C}$

Tablo 8.3. A286 Malzeme Özellikleri ([http-6](http://6))

Özellik	Değer
Yoğunluk	7920 kg/m ³
Elastisite Modülü	201 GPa
Poison Oranı	0.30
Maksimum Çekme Dayanımı	620 MPa
Akma Çekme Dayanımı	275 MPa
Genleşme Katsayısı	18.6
Termal İletkenlik	12.7 W/m-K
Kaynama Noktası	1370-1427 $^{\circ}\text{C}$

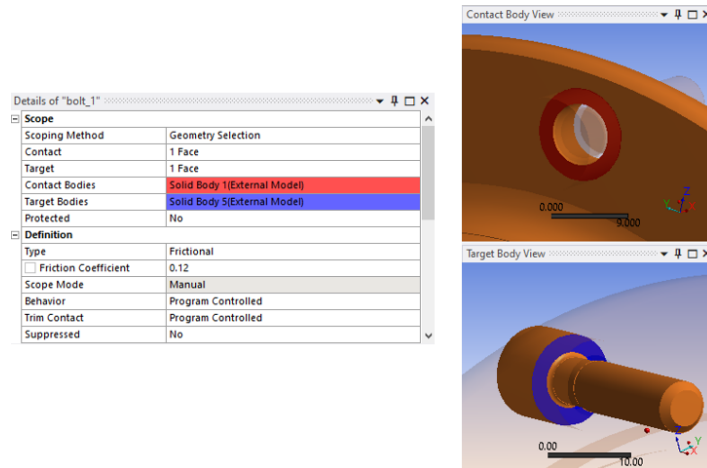
8.5. Yükler ve Sınır Şartları

Modelde flanşın cıvata başı tarafı sabitlenerek sabit mesnet (fixed support) flanş arayüzüne gelecek olan Şekil 6.5 ile belirtilen dış yükler tüm koşullar için somun tarafından uygulanmıştır. Uygulanan yükler Şekil 8.9 ile belirtilmiştir. Mesafeli kuvvet (remote force) olarak flanş'ın eşleşme yüzeyinden 8mm mesafede eksenel, radyal kuvvet ve z eksenini yönünde moment uygulanmıştır.



Şekil 8.9. Model yüklemeleri

Cıvatalar ve Flanş arasında bağlantı olarak sürtünmeli (frictional) uygulanmış ve sürtünme katsayısı olarak 0.12 belirlenmiştir (Bkz. Şekil 8.10). Bu kontak ile parçalar birbirinden ayrılabilir. Temas ettikleri sürece birbirine olan tek etkileri sürtünmedir. Parçalar birbirine girmez fakat birbirleri üzerinde kayabilir, birbirinden ayrılabilirler fakat parçalar birbirlerini üzerinde kayarlarken aralarında sürtünme kuvveti oluşacaktır.

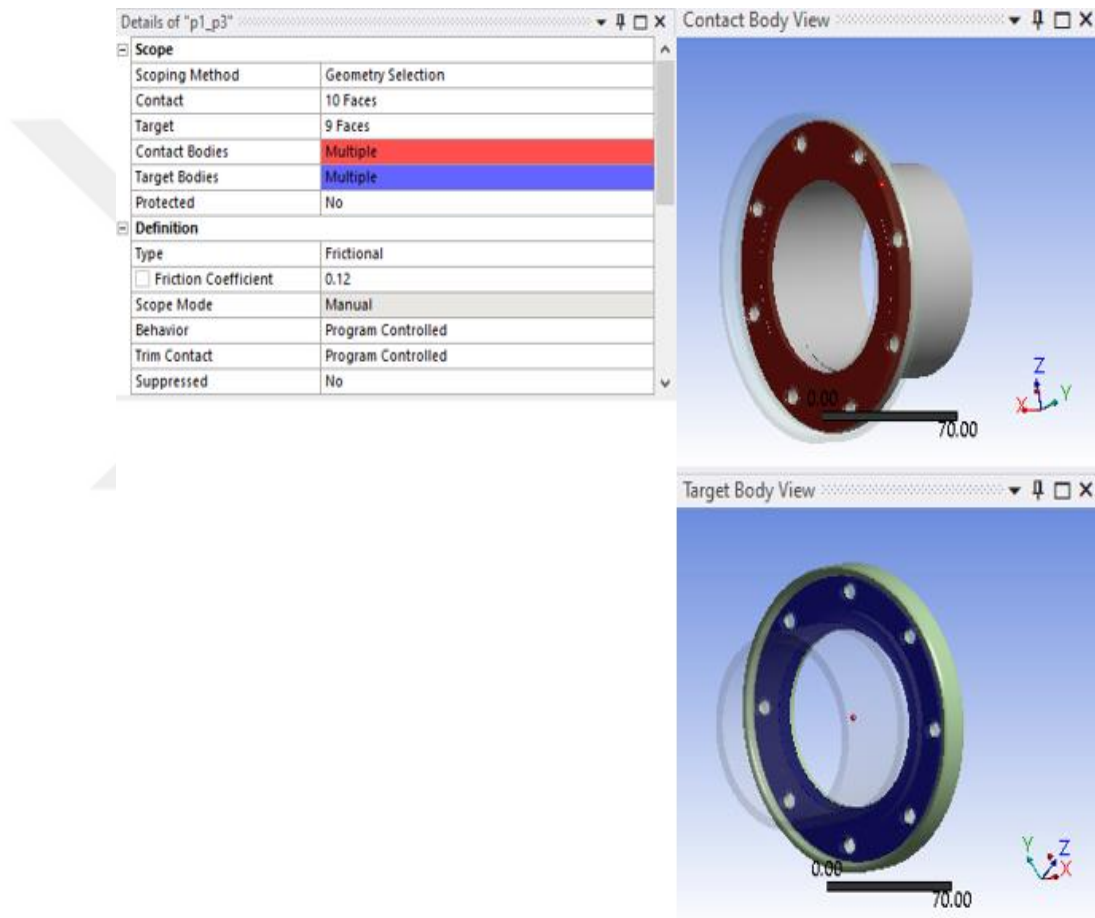


Şekil 8.10. Cıvata-Flanş bağlantısı

Cıvatalar ve Somun arasında bağlantı yapışık (bonded) olarak uygulanmıştır. Bu tarz kontrak tanımlama parçaların parçaların birbirine göre göreceli hareketi yoktur. Kaynaklı iki parça gibi davranırlar. Parçalar birbirinden ayrılmazlar ve aynı şekilde kalırlar. Yani temas eden parçalar arasında bu tanımlamalar yapılırsa parçalar X,Y,Z yönünde tam olarak bağlı şekildedir ve parçalar arasında boşluğa izin verilmez.

Flanşlar arasında bağlantı olarak sürtünmeli (frictional) uygulanmış ve sürtünme katsayısı olarak 0.12 belirlenmiştir (Bkz. Şekil 8.11).

10 farklı ön yükleme kuvveti cıvatalara tanımlanmıştır.



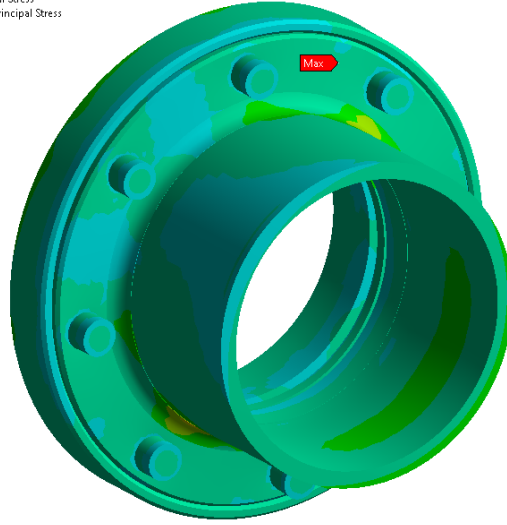
Şekil 8.11. Flanşlar arası bağlantı

8.6. Sonlu Elemanlar Gerilme Sonuçları

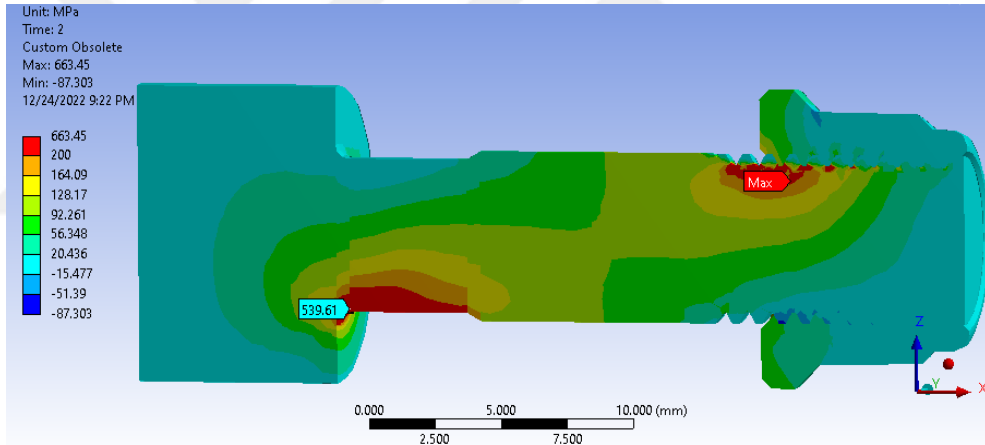
10 farklı koşul için yapılan analizler sonucunda elde edilen gerilmeler belirtilmiştir. Maksimum asal gerilmeleri dikkate alınmıştır. Genel gerilme dağılımı Şekil 8.12 ile cıvata üzerindeki gerilme dağılımları Şekil 8.13 ve Şekil 8.22 arasında gösterilmiştir.

D: Copy of Static Structural
Maximum Principal Stress
Type: Maximum Principal Stress
Unit: MPa
Time: 2

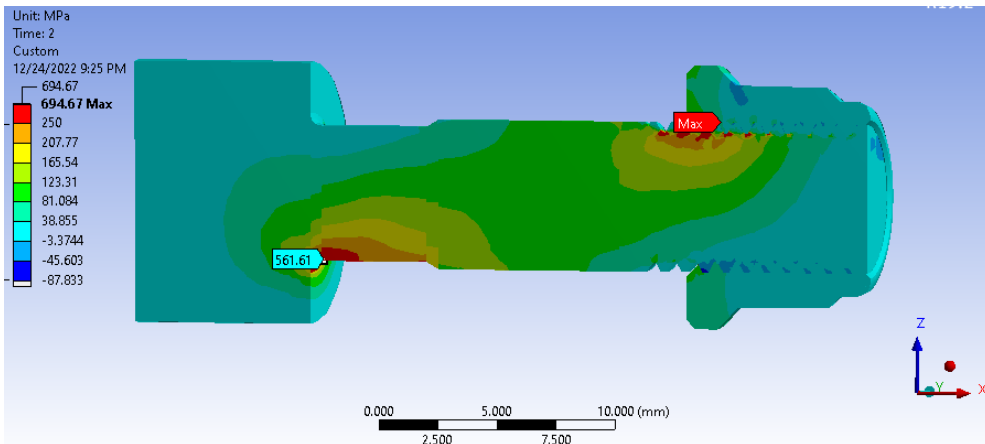
738.78 Max
150
120.22
90.436
60.654
30.872
1.0895
-28.693
-58.475
-88.257 Min



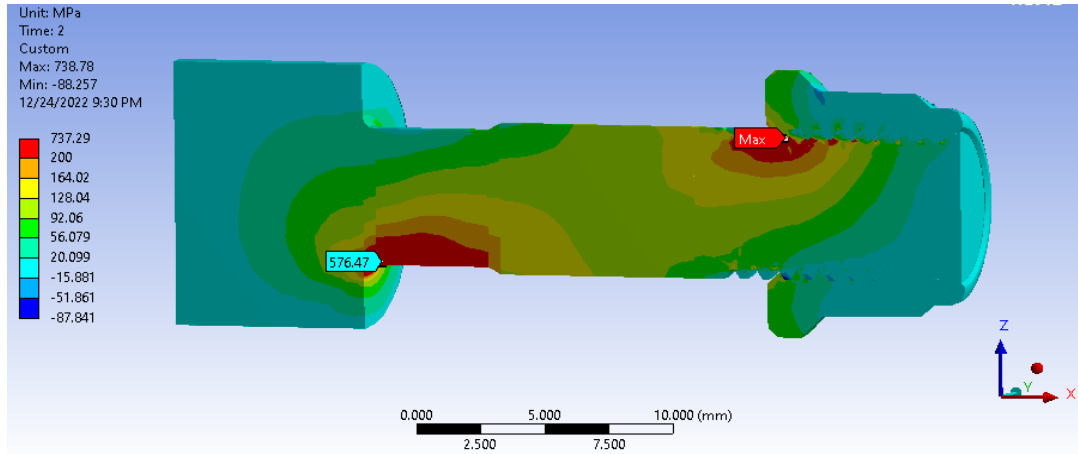
Şekil 8.12. Sistem gerilim dağılımı



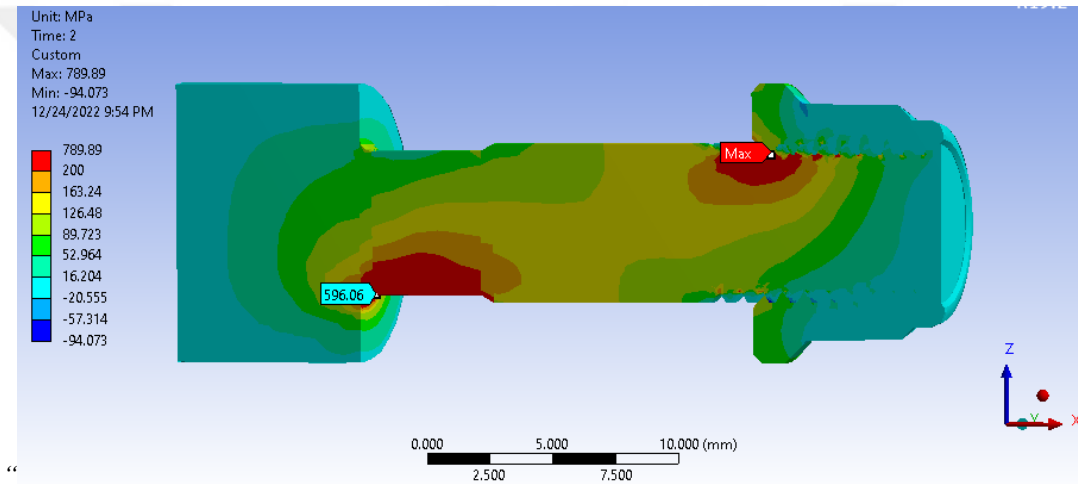
Şekil 8.13. Analiz sonuçları (durum 1)



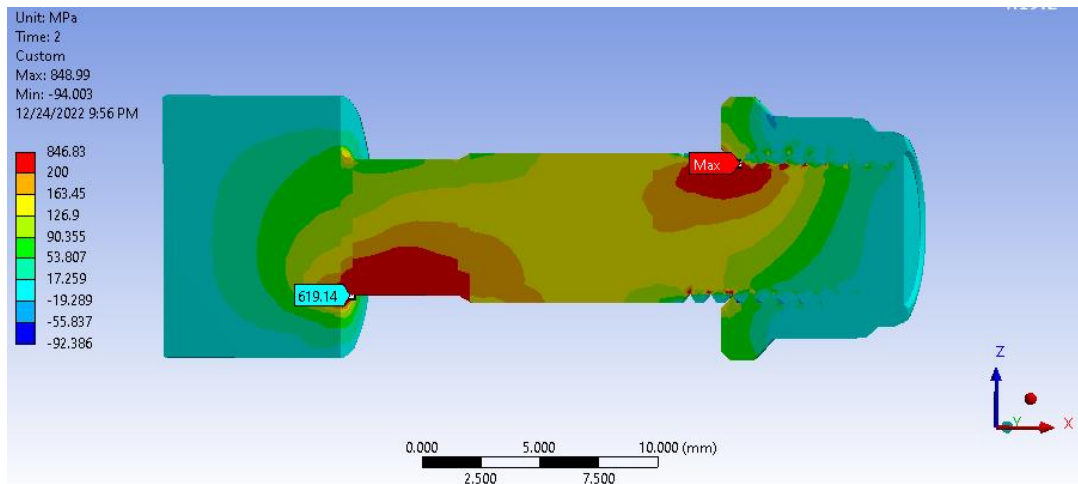
Şekil 8.14. Analiz sonuçları (durum 2)



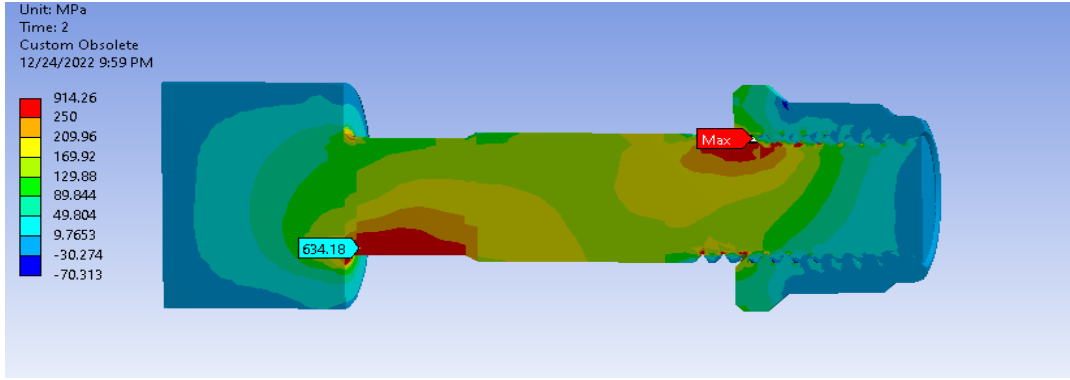
Şekil 8.15. Analiz sonuçları (durum 3)



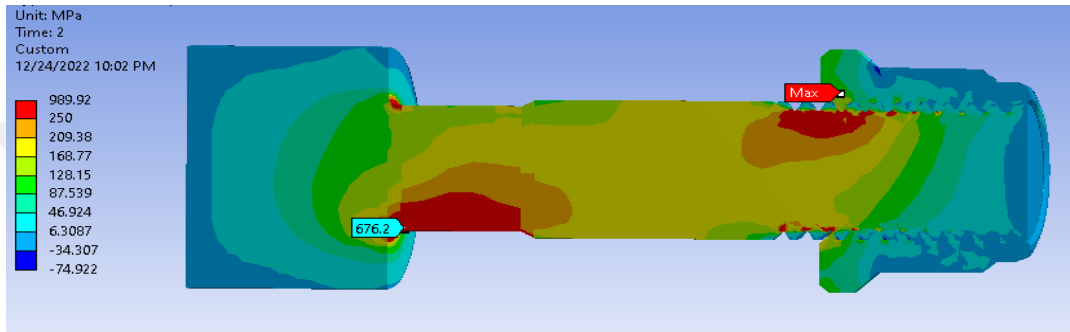
Şekil 8.16. Analiz sonuçları (durum 4)



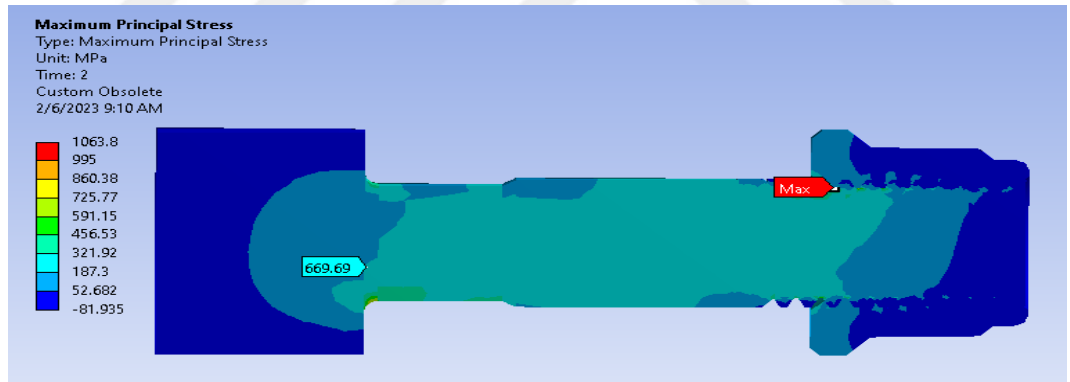
Şekil 8.17. Analiz sonuçları (durum 5)



Şekil 8.18. Analiz sonuçları (durum 6)



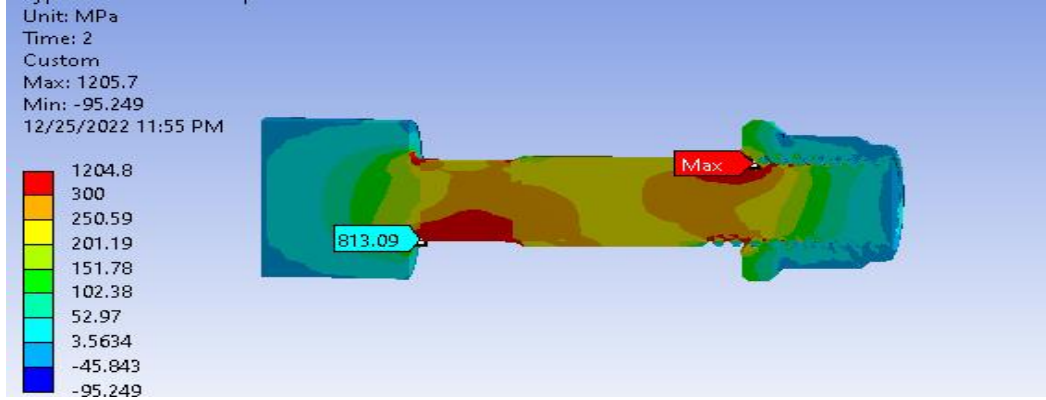
Şekil 8.19. Analiz sonuçları (durum 7)



Şekil 8.20. Analiz sonuçları (durum 8)



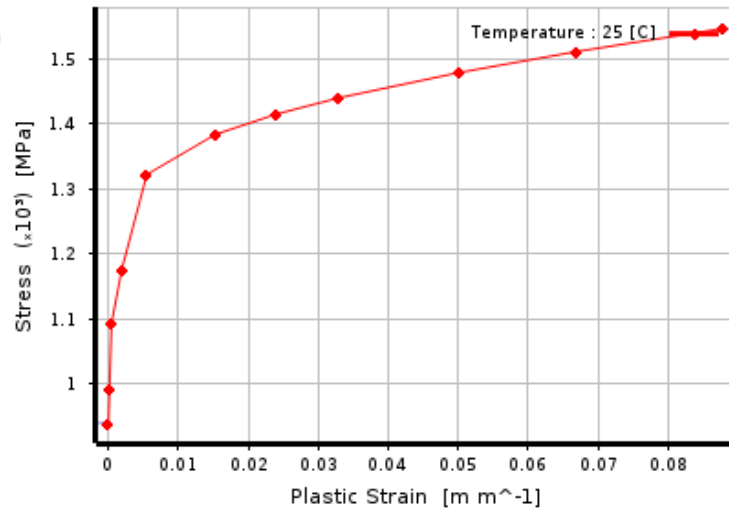
Şekil 8.21. Analiz sonuçları (durum 9)



Şekil 8.22. Analiz sonuçları (durum 10)

Analiz sonuçlarına baktığımızda Durum 8, 9 ve 10 için bulunan gerilmeler malzeme akma dayanımını olan 995MPa'yı geçmektedir. Bu durumlar için plastik malzeme verileri kullanarak elasto-plastik analizler yapılmış ve parça üzerindeki gerinim değerleri hesaplanmıştır.

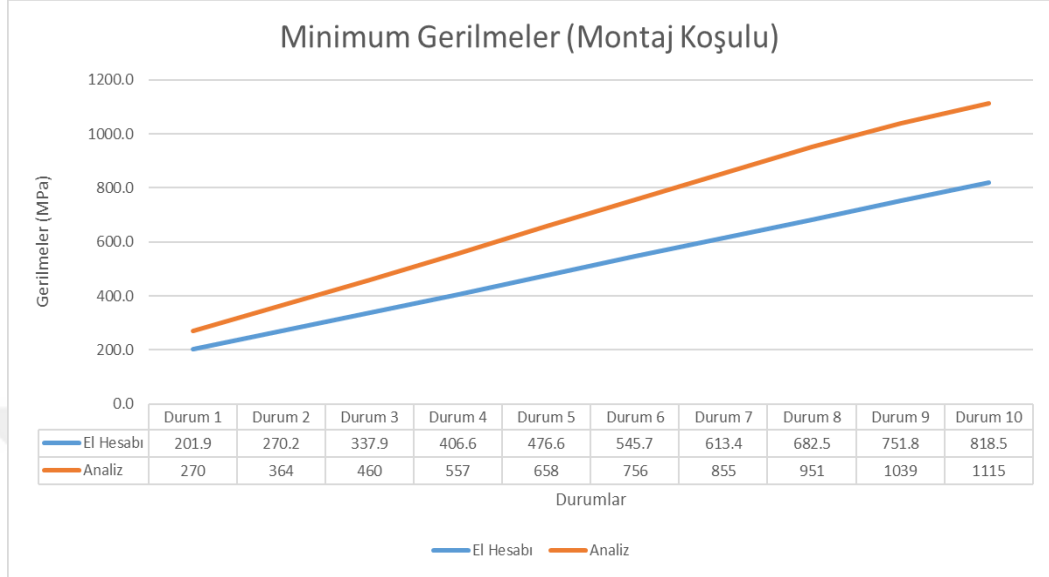
ANSYS üzerinde “Multilinear Isotropic Hardening” olarak plastic bölge için Şekil 8.23 ile gösterilen gerilme-gerinim değerleri girilmiştir.



Şekil 8.23. Gerilme-Plastik Gerinim Eğrisi

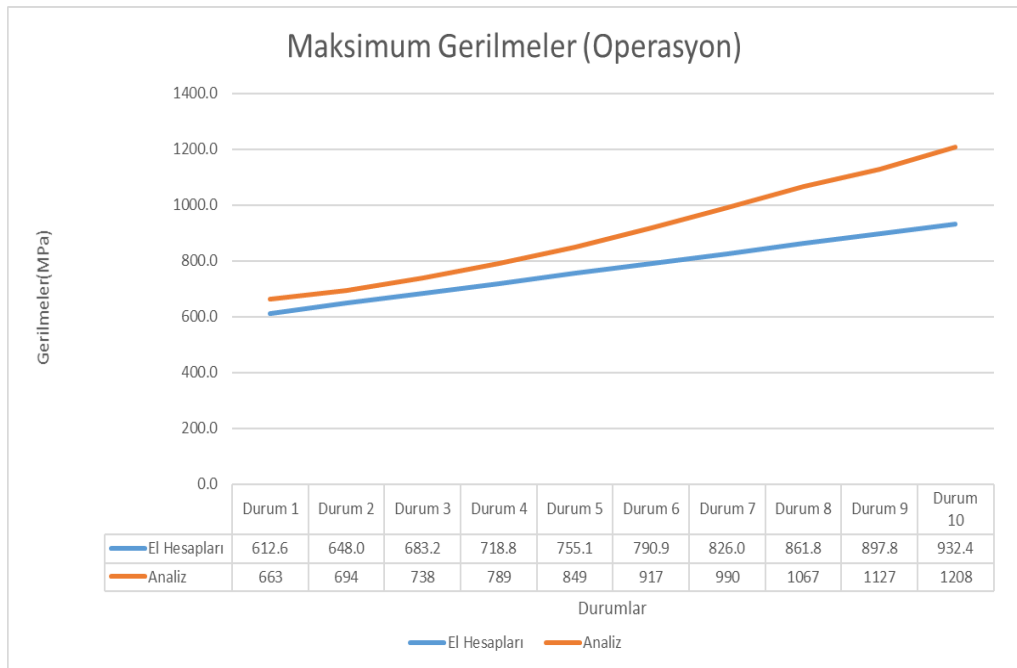
“Analys Settings” olarak plastik gerinimleri değerlendirecek olan “Large Deflection” özelliği açılarak elasto-plastik analizler gerçekleştirilmiştir. Bulunan gerinim değerleri için yorulma dayanımları Gerinim(ϵ)-Ömür(N) Çevrimi eğrilerinden incelenmiştir.

Gerilme hesaplamaları incelendiğinde ön yükleme kuvveti arttıkça cıvata üzerinde oluşturulan minimum gerilmeler Şekil 8.24 ile görüldüğü üzere artmaktadır. El hesaplamaları ve analizler arasında %22 ila %24 arasında farklılıklar bulunmaktadır.



Şekil 8.24. Minimum Gerilmeler

Cıvata bağlantısına etki edecek dış yüklerinde etkisi ile cıvata dış bölgesinde meydana gelen gerilmeler Şekil 8.25 ile gösterilmiştir. El hesaplamaları ve analizler arasında %7 ila %22 arasında farklılıklar bulunmaktadır.



Şekil 8.25. Maksimum Gerilmeler

9. YORULMA ÖMRÜ HESAPLAMALARI

Yapılan çalışmada en yüksek gerilmelerin cıvata somunun eşleşen ilk dişlerinde ve cıvata başının radyusunda meydana geldiği görülmüştür. Gerilme hesaplamaları ve analizlerine göre yorulma hesaplamaları yapılmıştır. Ortalama gerilmeler hesaplanmış ve daha sonra NASALIFE kaynaklı Walker düzeltme koralasyonu kullanılmıştır. (Bkz. Eşitlik 9.1)

Walker koralasyonu kullanılırken Inconel 718 malzeme verisinden m değeri 0.5 olarak alınmıştır.

$$\sigma_{aw} = \frac{\sigma_{max} * (1 - R)^m}{2} \quad (9.1)$$

Akma dayanımının altında kalan koşullar için malzemenin Şekil 9.1 ile belirtilen S-N eğrisi kullanılarak eğrinin denklemine göre yorulma ömür çevrim sayıları belirlenmiştir.

Sonlu elemanlar yönteminde akma dayanımının üstünde olan Durum 8, Durum 9 ve Durum 10 için ise eşitlik 9.2'ye göre Walker korelasyonuna göre hesaplanmış gerilmelerden gerinim değerleri hesaplanarak malzemenin ϵ -N eğrisi (Bkz. Şekil 9.2) kullanılmıştır. Eğrinin denklemlerine göre nümerik olarak ömür çevrim sayıları belirlenmiştir (Bkz. Tablo 9.1 ve 9.2).

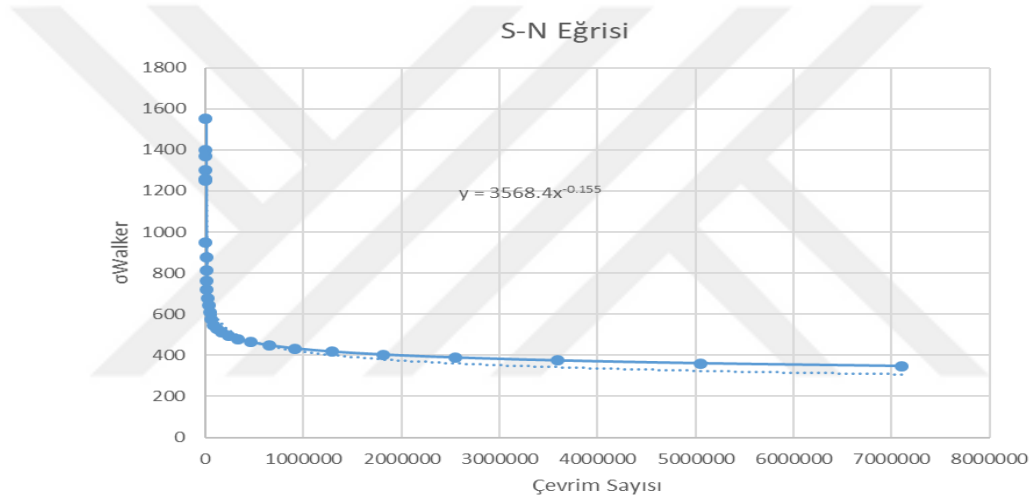
$$\sigma = \epsilon \times E \quad (9.2)$$

Tablo 9.1. Gerilme-Ömür hesaplamaları (el hesaplamaları)

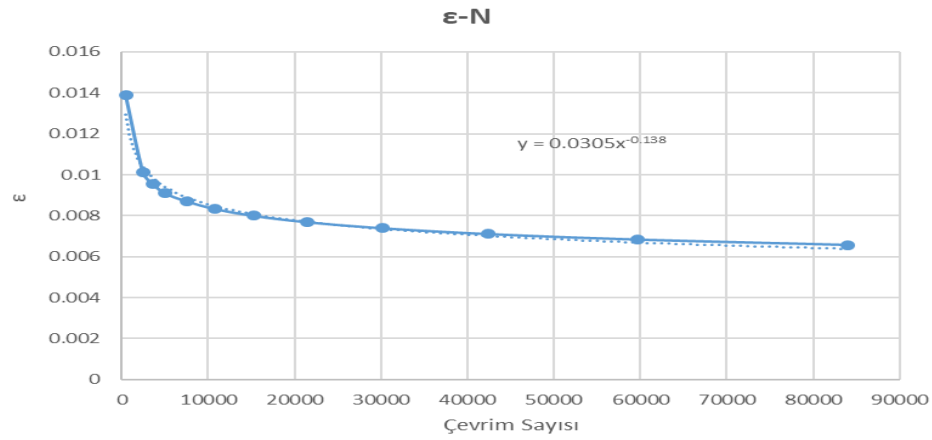
Durumlar	Ön Yükleme Kuvveti (Bor)	σ_{min}	σ_{max}	R	σ_{alt}	σ_{aw} (Walker)	Ömür Çevrimi
Durum 1	2261	201.9	612.6	0.33	205.4	250.8	27,517,529
Durum 2	3026	270.2	648.0	0.42	188.9	247.4	30,053,052
Durum 3	3785	337.9	683.2	0.49	172.6	242.8	33,889,705
Durum 4	4554	406.6	718.8	0.57	156.1	236.9	39,803,627
Durum 5	5338	476.6	755.1	0.63	139.2	229.3	49,082,957
Durum 6	6112	545.7	790.9	0.69	122.6	220.2	63,750,689
Durum 7	6870	613.4	826.0	0.74	106.3	209.5	87,777,735
Durum 8	7644	682.5	861.8	0.79	89.7	196.5	132,631,305
Durum 9	8420	751.8	897.8	0.84	73.0	181.0	225,427,443
Durum 10	9167	818.5	932.4	0.88	57.0	163.0	444,409,986

Tablo 9.2. Gerilme-Ömür hesaplamaları (sonlu elemanlar yöntemi)

Durumlar	Ön Yükleme Kuvveti (Bor)	σ_{min}	σ_{max}	R	σ_{alt}	σ_{aw} (Walker)	ϵ	Ömür Çevrimi
Durum 1	2261	270	663	0.41	197	255.2	0	24,583,760
Durum 2	3026	364	694	0.52	165	239.3	0	43,771,375
Durum 3	3785	460	738	0.62	139	226.5	0	62,415,755
Durum 4	4554	557	789	0.71	116	213.9	0	90,175,451
Durum 5	5338	658	849	0.78	96	201.3	0	133,303,925
Durum 6	6112	756	917	0.82	81	192.1	0	180,418,534
Durum 7	6870	855	990	0.86	68	182.8	0	248,725,700
Durum 8	7644	951	1067	0.89	58	175.9	0.000864	163,821,118,146
Durum 9	8420	1025	1127	0.91	51	169.5	0.000833	214,125,381,513
Durum 10	9167	1115	1206	0.92	46	165.6	0.000813	253,292,571,423



Şekil 9.1. Inconel 718 S-N eğrisi



Şekil 9.2. Inconel 718 ϵ -N eğrisi

10. SONUÇLAR VE SONUÇLARIN İRDELENMESİ

Bu tez çalışmasında havacılık standardında bir cıvatanın farklı montaj parametreleri incelenerek cıvata üzerinde gerilme dağılımları hesaplanmıştır. Gerilme dağılımlarından yararlanılarak cıvataların ömür dayanımları incelenmiş ve aşağıdaki bulgular türetilmiştir.

- Cıvata üzerinde meydana gelen en yüksek gerilmeler cıvata ve somunun eşleştiği ilk dişler ile birlikte cıvata başı ve cıvata şaftının kesiştiği bölgede bulunan radyusta meydana gelmektedir.
- Ön yükleme kuvveti cıvatalar üzerinde montaj esnasında oluşturulan minimum gerilmeyi oluştururken çalışma esnasında dış operasyon yüklerinin etkisiyle maksimum gerilme meydana gelmektedir. Maksimum gerilme ile minimum gerilme arasındaki fark azaldığından dolayı ön yükleme kuvvetinin artması ile birlikte gerilme genliği azalmaktadır.
- Gerilme genliği malzemenin S-N eğrisinde incelendiğinde cıvatalarda ön yükleme kuvveti arttıkça gerilme genliğinin azalması nedeniyle ömür çevriminin arttığı gözlemlenmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde plastik deformasyonun başladığı yerlerde gerilme eğrisi yerine gerinim eğrileri kullanılmıştır ve burada da ömür çevriminin arttığı gözlemlenmiştir. Plastik deformasyon başladıktan sonra malzemenin çatlak ilerlemesi yavaşladığından dolayı çevrim ömrü iyileşmektedir. Bununla ilgili cıvata ömür çevrim eğrisinin çıkarıldığı benzer çalışmada da aynı sonuçlar elde edilmiştir. (Shahani & Shakeri, 2015) Malzeme plastik deformasyona uğradıktan sonra dislokasyonlar yığılarak yükün akışına izin vermemekte ve malzeme sertleşmektedir. Isotropik sertleşme olarak adlandırılan bu durum parçanın sürekli olarak çekme yüküne maruz kalması sonucunda plastik deformasyonla gerinim arttıkça malzemenin sertleşmesi ve akma dayanımının artmasıdır. Gerinim sertleşmesinin uygulanan gerilimin yönüne bağlılığını tarif eden bu etkiye Bauschinger etkisi denmektedir.
- Cıvata montaj parametreleri olan tork, yağlama şekli, somun faktörü cıvata bağlantısında oluşacak olan ön yükleme kuvvetini etkilemektedir. Ön yükleme kuvveti arttıkça cıvata ömür dayanımı artmaktadır ancak bağlantıya operasyon esnasında etki edecek dış yüklemeler dikkate alınarak bağlantıyı koruyacak ancak plastik deformasyona uğratmayacak şekilde ön yükleme kuvveti uygulanmalıdır. 0.250-28 UNJF-3A diş tipi için optimum ön yükleme kuvveti 6800N ile 6900N

arasında belirlenmiştir. Bu ön yükleme kuvvetini oluşturmak için uygulanması gereken tork cıvata montaj koşullarına bağlı olarak (somun faktörü, tork düşüşü) eşitlik 6.9'a göre hesaplanmalıdır.

- El hesaplamaları ve sonlu elemanlar yöntemi arasındaki sonuçlar arasında %7-23 farklılık olduğu gözlemlenmiştir. Bu farklılığın temel sebebi el hesaplamalarında cıvata-flanş ve flanşların birbiri arasındaki sürtünme değerlerinin dikkate alınmaması olarak düşünülmektedir.



11. GELECEKTE YAPILMASI ÖNERİLEN ÇALIŞMALAR

Yapılabilecek gelecek çalışmalar aşağıda listelenmiştir.

- Cıvata yorulma test düzeneği kurularak analizler ve hesaplamalar test ile karşılaştırılabilir. Bu sayede analizler doğrulanarak sonuçlar gerçeğe yakınsanacaktır.
- Farklı boyutlarda ve diş ölçülerinde cıvatalar ile çalışma gerçekleştirilerek çeşitlilik sağlanabilir.
- Parçaların maruz kalacağı sıcaklık ve basınç yükleri de modellenerek testler gerçekleştirilebilir ve gaz türbinli motorun çalışma koşulları gerçekçi olarak temsil edilerek cıvataların davranışları incelenebilir.
- Diş yapıları için gerilme konsantrasyonları ölçülebilir. Bu gelecek çalışmalar için bir pratik uygulama olarak kullanılarak ve analizlerde dişlerin modellenmeden daha hızlı çözümler alması sağlanabilir.

KAYNAKÇA

- Adatepe, H. ve Güneş, T. (2012). Cıvatalı Bağlantılarda Emniyetli Tork Değerinin Teorik Ve Deneysel Olarak Belirlenmesi. *TMMOB MMO Mühendis Ve Makina Dergisi*, 43-51.
- ANSYS, Inc., (2006). User's Guide for Release 10.0
- AS20620-639 Nut, Self-Locking, Extended Washer Double Hexagon. *SAE International*.
- AS48500-599 Bolt, Machine, Double Hexagon Extended Washer Head, P.D. Shank, *SAE International*.
- Bickford, J. H. (1998). *Handbook of bolts and bolted joints*. M. Dekker.
- Bickford, J. H. (2008). *Introduction to the design and behavior of bolted joints*. CRC Press.
- Carter, C. ve Jacobi, A. M. (2011). *Low cycle fatigue life improvements realized by reduced thermal strain due to flange separation in bolted joints*. University of Illinois, Urbana, IL.
- Chambers, J. A. (1995). *Preloaded Joint Analysis Methodology for space flight systems*. National Aeronautics and Space Administration.
- Çevikalp, S. (2016). *Yüksek Basıncılı Sistemlerde Civata Üzerindeki Gerilmenin Burç Boyuna Göre Analizi Ve Optimum Burç Boyunun Tespit Edilmesi*. İstanbul.
- Gyekenyesi, J. ve Murthy, P. (2014). NASALIFE—Component Fatigue and Creep Life Prediction Program.
- Kutay, M. (2009). *Cıvatalar ve Somunlar*. Birsen Yayınevi.
- Lochan, S., Mehmanparast, A., ve Wintle, J. (2019). A review of fatigue performance of bolted connections in offshore wind turbines. *Procedia Structural Integrity*, 17, 276–283.
- Mínguez, J. M., ve Vogwell, J. (2006). Effect of torque tightening on the fatigue strength of bolted joints. *Engineering Failure Analysis*, 13(8), 1410–1421.
- Nassar, S. A., ve Ali, R. A. (2011). Fatigue analysis of preloaded threaded fasteners. *Volume 3: Design and Analysis*.
- Novoselac, S., Kozak, D., Ergić, T. ve Damjanović, D. (2016). Fatigue damage assessment of bolted joint under different preload forces and variable amplitude eccentric forces for high reliability. *Fracture at All Scales*, 239–268.
- Okorn, I., Nagode, M., Klemenc, J. ve Oman, S. (2021). Analysis of additional load and fatigue life of preloaded bolts in a flange joint considering a bolt bending load. *Metals*, 11(3), 449.
- Oskouei, R. H., Keikhosravy, M., ve Soutis, C. (2010). A finite element stress analysis of aircraft bolted joints loaded in tension. *The Aeronautical Journal*, 114(1155), 315–320.
- Sapieta, M., & Sulka, P. (2019). Life analysis of the bolted joint. *MATEC Web of Conferences*, 254, 02004.

- Shahani, A. R., & Shakeri, I. (2015). Experimental evaluation of the effect of preload on the fatigue life of Bolts. *International Journal of Steel Structures*, 15(3), 693–701.
- Şahin, F. (2007). *Gaz Türbinli Motorlarda Kompresör Muhafaza Bağlantı Elemanlarının Ansys Yazılımı Ile Parametrik Analizleri*.
- Yürekli, A. (2019). Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kılavuzu. *Eskişehir Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü*, 1-12.
- Zhang, O. (2004). Discussions on behavior of bolted joints in tension. *Journal of Mechanical Design*, 127(3), 506–510.
- http-1 :** <http://aerotrains.aero/page-cutaway-cf700-turbofan-engine-model>
(Erişim Tarihi: 22 Aralık 2022.)
- http-2 :** <https://docplayer.biz.tr/2280555-Dis-acma-giris-tek-nokta-tornalama-dis-frezeleme-dis-taslama-dis-ovalama-62.html>
(Erişim Tarihi: 22 Aralık 2022.)
- http-3 :** <https://provenproductivity.com/6-types-bolt-failure-prevent/>
(Erişim Tarihi: 22 Aralık 2022.)
- http-4 :** <https://media.boellhoff.com/files/pdf1/the-manual-of-fastening-en-8100.pdf>
(Erişim Tarihi: 22 Aralık 2022.)
- http-5 :** <https://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=NINC3>
(Erişim Tarihi: 22 Aralık 2022.)
- http-6 :** <https://www.techsteel.net/alloy/stainless-steel/a286>
(Erişim Tarihi: 22 Aralık 2022.)

ÖZGEÇMİŞ

ORCID NO: 0000-0002-4772-7413

Ad Soyad : Ali Kuşçu

Yabancı Dil : İngilizce

Doğum Yeri ve Yılı :

E-Posta :

Eğitim ve Mesleki Geçmişi:

- 2015, Yıldız Teknik Üniversite, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
Bölüm, Anabilim

Yayınları ve/veya Bilimsel/Sanatsal Faaliyetleri:

-

Ödülleri:

-

Mesleki Birlik/Dernek/Kuruluş Üyelikleri:

-