

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK BASINÇ PİSTON SİLİNDİR ÜNİTESİNE AİT PİSTONUN
MUKAVEMET ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ali MAMEDOV**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Konstrüksiyon

HAZİRAN, 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK BASINÇ PİSTON SİLİNDİR ÜNİTESİNE AİT PİSTONUN
MUKAVEMET ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ali MAMEDOV
(503091242)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR(İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ(İTÜ)
Prof. Dr. Ü.Özgen ÇOLAK(YTÜ)**

HAZİRAN, 2011

Aileme ve sevdiklerime,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezimin hazırlanmasında emek ve bilgi birikimini benden esirgemeyen, çalışmaya teknik destek ve yön veren değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR'a, yardım ve desteği için TÜBİTAK UME'ye özellikle Sayın İlknur KOÇAŞ ve Sayın Gökçe SARIYERLİ hanımlara, bütün öğrenim hayatım boyunca beni destekleyen ve başarılarımla gurur duyan aileme, özellikle babam MAMEDOV Ramis, annem MAMEDOVA Nailya ve teyzem MAMEDOVA Sevil'e ve bu süreçte beni maddi ve manevi destekleyen bütün arkadaşlarıma teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Mayıs 2011

Ali MAMEDOV
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Özeti	2
2. GERİLME ANALİZİ	9
2.1 Basma Gerilmesi	10
2.1.1 Kirişin kısalma miktarı	11
2.2 Eğilme Gerilmesi.....	11
2.3 Burulma Gerilmesi	15
2.4 Eğilme ve Burulma Birleşik Gerilmesi	18
2.4.1 Kırılma hipotezleri.....	19
2.5 Burkulma	21
2.6 Eğilme Yorulması.....	23
3. HASAR ANALİZİ.....	27
3.1 Hasar Analizinin Adımları	28
3.1.1 Problemin tanımı	28
3.1.2 Teknik altyapı	29
3.1.3 Deney programı ve analiz.....	29
3.1.3.1 Tahribatsız muayene.....	29
3.1.3.2 Malzeme doğrulaması.....	29
3.1.3.3 Teorik gerilme analizi.....	29
3.1.3.4 Kırılma mekaniği.....	30
3.1.3.5 Malzemenin makro ve mikro yapısı	30
3.1.3.6 Kırılma yüzeyinin tanımı: fraktografi.....	30
3.1.3.7 Korozyon bölgelerin analizi	31
3.1.3.8 Özelliklerin değerlendirilmesi	31
3.1.4 Kırılma mekanizması ve kırılma nedeni.....	31
3.1.5 Veri yorumlaması ve terminoloji.....	32
3.1.6 Öneriler	32
3.1.7 Hasar analizi raporu	32
3.2 Çeşitli Yükleme Hallerinde Hasar	33
3.2.1 Basma halinde hasar	34
3.2.2 Eğilme halinde hasar	35
3.2.3 Burulma halinde hasar	36
3.2.4 Yorulma halinde hasar	36

4. ANALİZ SONUÇLARI	41
4.1 Pistonun Katalogda Verilen Malzeme Özellikleri	44
4.2 Yapısal Ağ (Mesh).....	45
4.3 Pistonun Basma Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi	46
4.4 Pistonun Eğilme Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi.....	48
4.5 Pistonun Burulma Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi	49
4.6 Pistonun Birleşik Eğilme ve Burulma Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi	51
4.7 Pistonun Eğilme Yorulması.....	53
4.8 Burkulma Analizi.....	55
4.9 Titreşim Analizleri.....	56
4.10 Malzeme Analizi.....	62
4.11 Yüzey Analizleri.....	65
4.12 WC-Co Malzemesi İçin Pistonun FEM Analizleri.....	67
4.12.1 Basma zorlanması altındaki gerilme analizi	69
4.12.2 Eğilme zorlanması altındaki gerilme analizi	70
4.12.3 Burulma zorlanması altındaki gerilme analizi	72
4.12.4 Birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki gerilme analizi	73
4.12.5 Pistonun eğilme yorulması.....	75
4.12.6 Burkulma analizi.....	76
4.12.7 Titreşim analizleri	77
5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	81
KAYNAKLAR.....	85
EKLER.....	87
ÖZGEÇMİŞ.....	97

KISALTMALAR

FEM	: Finite Elements Method
SEM	: Scanning Electron Mikroscope
CAD	: Computer Aided Design
CAE	: Computer Aided Engineering
HRC	: Rockwell C sertlik değeri
F	: Kuvvet
A	: Kesit Alanı
E	: Elastisite modülü
G	: Kayma modülü
σ	: Normal gerilme
σ_{ak}	: Akma dayanımı
σ_b	: Basma gerilmesi
$\sigma_{\check{c}}$: Çekme gerilmesi
σ_{ort}	: Ortalama gerilme
σ_{alt}	: Alt gerilme
$\sigma_{üst}$: Üst gerilme
σ_D	: Yorulma dayanımı
σ_g	: Gerilme genliği
σ_{max}	: Maksimum gerilme
τ	: Kayma gerilmesi
τ_{max}	: Maksimum kayma gerilmesi
ε	: Birim uzama
M	: Moment
M_x	: X yönünde etki eden moment
M_y	: Y yönünde etki eden moment
M_z	: Z yönünde etki eden moment
M_e	: Eğilme momenti
M_b	: Burulma momenti
M_f	: Fiktif moment
W_e	: Eğilmedeki mukavemet momenti
W_b	: Burulmadaki mukavemet momenti
J	: Polar atalet momenti
N	: Yük tekrar sayısı
S	: Emniyet katsayısı
K_b	: Boyut etki katsayısı
q	: Kesit biçim faktörü
K_y	: Yüzey etki katsayısı
φ	: Darbe etki katsayısı
$\beta_{\check{c}en}$: Yorulma çentik katsayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Tek eksenli zorlanmada meydana gelen gerilmeler ve hasar oluşum mekanizmaları	10
Çizelge 4.1 : AISI 304L paslanmaz çeliğinin malzeme bileşimi.....	45
Çizelge 4.2 : AISI 304L paslanmaz çeliğinin fiziksel özellikleri	45
Çizelge 4.3 : Pistonun doğal frekanslar tablosu	57
Çizelge 4.4 : Piston silindir ünitesinin montaj durumundaki doğal frekansları	59
Çizelge 4.5 : Kırılan pistonun malzeme bileşimi	63
Çizelge 4.6 : AISI 304L ve WC-Co malzemelerinin mekanik özellikleri	64
Çizelge 4.7 : Tungsten-Karbür-Kobalt'ın malzeme birleşimi	67
Çizelge 4.8 : Tungsten-Karbür-Kobalt'ın fiziksel özellikleri	67
Çizelge 4.9 : Pistonun doğal frekansları	79

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Basma ile zorlanan kiriş	11
Şekil 2.2	: Eğilme ile zorlanan dairesel kesitli kiriş	12
Şekil 2.3	: Kesmeli eğilme	13
Şekil 2.4	: 1-1 ve 2-2 kesitlerin değişimleri	14
Şekil 2.5	: Burulma ile zorlanan dairesel kesitli kiriş	15
Şekil 2.6	: Kayma sonrası dikdörtgenin deformasyonu	17
Şekil 2.7	: Profildeki kayma gerilmelerin dağılımı	17
Şekil 2.8	: Daire kesitli kirişin burulma ile zorlanması	18
Şekil 2.9	: Birleşik eğilme ve burulma zorlanması	19
Şekil 2.10	: Kirişin burkulması	22
Şekil 2.11	: Farklı yükleme koşulları için L_{kr} uzunluğu	23
Şekil 2.12	: Yorulma sonucunda oluşan kırık yüzeyin şematik gösterimi	24
Şekil 2.13	: Yorulmaya neden olan gerilme	25
Şekil 2.14	: Wöhler eğrisi	26
Şekil 2.15	: Yorulma ömrü şeması	26
Şekil 3.1	: Çeşitli yüklemeler halinde gerilmeler ve kırılma düzlemleri	34
Şekil 3.2	: Eğilme sonucunda sünek kırılma	35
Şekil 3.3	: Eğilme sonucunda gevrek kırılma	35
Şekil 3.4	: Burulma sonucunda gevrek kırılma	36
Şekil 3.5	: Tek taraflı eğme zorlanması sonucu oluşan kırık yüzey örnekleri	38
Şekil 3.6	: Yorulma sonucunda kırılma	39
Şekil 3.7	: Yorulma sonucunda kırılma	40
Şekil 4.1	: 5306 model primer seviye pistonlu basınç standardı.	41
Şekil 4.2	: Piston silindir ünitesinin prensip şeması	42
Şekil 4.3	: Piston silindir ünitesinin montaj resmi	42
Şekil 4.4	: Pistonun geometrik modeli	43
Şekil 4.5	: Kırılan piston	43
Şekil 4.6	: AISI 304L çeliğinin çekme eğrisi	46
Şekil 4.7	: Pistonun 3 boyutlu modeli ve yapısal ağı	47
Şekil 4.8	: 500MPa basınç altında pistondaki gerilme dağılımı	48
Şekil 4.9	: 500MPa basınç altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler	48
Şekil 4.10	: 1,2N'luk eğilme zorlanması altında kritik kesitte gerilme dağılımı	50
Şekil 4.11	: 1,2N'luk eğilme zorlanması altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler	50
Şekil 4.12	: 57,1Nmm'lik burulma zorlanması altında pistonun kritik kesitinde oluşan gerilme dağılımı	51
Şekil 4.13	: 57,1Nmm'lik burulma zorlanması altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler	52
Şekil 4.14	: $M_b=14,3Nmm$ ve $F=0,61N$ birleşik zorlanma altında kritik kesitte oluşan gerilme dağılımı	53
Şekil 4.15	: $M_b=14,3Nmm$ ve $F=0,61N$ birleşik zorlanma altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler	53

Şekil 4.16 : F=1N'luk eğilme kuvvetinin pistonda oluşturduğu gerilme dağılımı ...	55
Şekil 4.17 : F=1N için pistonun yorulma ömrü (kritik kesit)	55
Şekil 4.18 : 10^9 çevrim için pistonun emniyet faktörü	56
Şekil 4.19 : Pistonun rezonansa girme durumu a.620,34 Hz, b. 1318,1 Hz.....	58
Şekil 4.19 : (devam)Pistonun rezonansa girme durumu a.620,34 Hz, b. 1318,1 Hz..	59
Şekil 4.20 : Piston silindir ünitesinin montaj durumundaki rezonansa girme görüntüleri a. 865,91 Hz, b. 1466,1 Hz	59
Şekil 4.21 : Pistonun harmonik analiz sonucu: a. 80 Hz, b. 400 Hz	61
Şekil 4.22 : Piston silindir ünitesinin montaj durumunda harmonik analiz sonuçları: a. 80 Hz, b. 400 Hz	62
Şekil 4.23 : Kırılan pistonun malzeme analizi	63
Şekil 4.24 : Piston malzemesinin sertlik ölçümü	64
Şekil 4.25 : WC-Co malzemesinin içyapısı	65
Şekil 4.26 : Kritik kesitte a. piston başı tarafında olan kırılma yüzeyinin görüntüsü b.1,57mm çapında olan kırılma yüzeyinin görüntüsü	66
Şekil 4.27 : Pistonun diğer kırılma yüzeyi	66
Şekil 4.28 : Tungsten-Karbür-Kobalt'ın çekme eğrisi	68
Şekil 4.29 : WC-Co için % Co ile sertlik ilişkisi	68
Şekil 4.30 : 500MPa basınç altında pistondaki gerilme dağılımı	70
Şekil 4.31 : 500MPa basınç altında pistonda oluşan yer değiştirmeler	70
Şekil 4.32 : 16,8N'luk eğilme zorlanması altında pistondaki gerilme dağılımı	71
Şekil 4.33 : 16,8N'luk eğilme zorlanması altında pistonda oluşan yer değiştirmeler	72
Şekil 4.34 : 692,1Nmm'lik burulma zorlanması altında pistondaki gerilme dağılımı	73
Şekil 4.35 : 692,1Nmm'lik burulma zorlanması altında pistonda oluşan yer değiştirmeler	73
Şekil 4.36 : $M_b=120,8Nmm$ ve $F=8,04N$ birleşik zorlanma altında pistondaki gerilme dağılımı	74
Şekil 4.37 : $M_b=120,8Nmm$ ve $F=8,04N$ birleşik zorlanma altında pistonda oluşan yer değiştirmeler	75
Şekil 4.38 : F=8 N'luk eğilme kuvvetinin pistonda oluşturduğu gerilme dağılımı ..	76
Şekil 4.39 : F=8 N için pistonun yorulma ömrü (kritik kesit)	76
Şekil 4.40 : Burkulma için iki kritik durum	78
Şekil 4.41 : 719,11 Hz frekansta pistondaki rezonans	79
Şekil 4.42 : Pistonun harmonik analiz sonucu: a. 80 Hz, b. 400 Hz	80
Şekil A.1 : Bölüm 4.3'teki pistonun basma zorlanması altındaki yükleme	88
Şekil A.2 : Bölüm 4.4'teki pistonun eğilme zorlanması altındaki yükleme	88
Şekil A.3 : Bölüm 4.5'teki pistonun burulma zorlanması altındaki yükleme	89
Şekil A.4 : Bölüm 4.6'daki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin burulma bileşeni	89
Şekil A.5 : Bölüm 4.5'teki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin eğilme bileşeni	90
Şekil A.6 : Bölüm 4.12.1'deki pistonun basma zorlanması altındaki yükleme	90
Şekil A.7 : Bölüm 4.12.2'deki pistonun eğilme zorlanması altındaki yükleme	91
Şekil A.8 : Bölüm 4.12.3'teki pistonun burulma zorlanması altındaki yükleme	91
Şekil A.9 : Bölüm 4.12.4'teki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin burulma bileşeni	92

Sayfa

Şekil A.10: Bölüm 4.12.4'teki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin eğilme bileşeni	92
Şekil A.11 : Pistonun 7002 seri numaralı katalogu	93
Şekil A.11 : (devam) Pistonun 7002 seri numaralı katalogu	94
Şekil A.11 : (devam) Pistonun 7002 seri numaralı katalogu	95

YÜKSEK BASINÇ PİSTON SİLİNDİR ÜNİTESİNE AİT PİSTONUN MUKAVEMET ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada, primer seviyede kullanılan piston silindir ünitesine ait pistonun mukavemet analizi yapılmıştır. Bu konuda yapılmış literatür çalışmaları incelenmiş ve çalışmaya katkıda bulunacak bilgiler tezde sunulmuştur. Pistonun zorlanma durumu göz önünde bulundurularak malzeme ve boyutlandırma açısından mukavemet kontrolleri yapılmıştır. Ayrıca işletme şartları altında maruz kalması beklenmeyen fakat olası diğer zorlama etkileri de incelenmiştir. Mukavemet analizleri hem analitik olarak hem de sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Bu bağlamda öncelikli olarak temel mukavemet teorileri detaylı olarak incelenmiş ve söz konusu pistonun mukavemet analizleri bu bilgilerin ışığında gerçekleştirilmiştir. Piston işletme şartlarında sadece basma zorlanmasına maruz kalmaktadır. Yapılan ilk analizlerde katalogta verilen malzemenin bu zorlanma açısından uygun olmadığı ve pistonun hasara uğrayacağı görülmüştür. Benzer şekilde diğer zorlanma durumları içinde çok küçük kuvvetler altında dahi sınır mukavemet değerlerinin aşılabileceği ortaya konmuştur. Bir makina elemanında oluşabilecek hasar tipleri ve mekanizmaları ilgili bölümde açıklanmıştır. Bu açıklamalara dayanarak yapılan Taramalı Elektron Mikroskopu ve Yarı Kantitatif Elementsel Analiz ile piston malzemesinin katalogta verilen malzeme değerleri ile örtüşüp örtüşmediği kontrol edilmiştir. Bu analiz sonucunda malzemenin katalogta verilen AISI 304L malzemesi ile örtüşmediği, mekanik özellikleri bundan daha iyi olan ancak gevrek yapıya sahip olan Tungsten-Karbür-Kobalt (WC-Co) malzemesinden imal edildiği tespit edilmiştir. Ayrıca piston malzemesinin sertlik ölçümleri yapılarak EDS analiz sonucuna paralel olarak malzemenin sertlik değeri de Tungsten-Karbür-Kobalt'ın mekanik özellikleri ile örtüştüğü görülmüştür. Her iki malzemeye ait mekanik özellikler karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. İlk bakışta katalogta verilen AISI 304L paslanmaz çeliğin dayanım değerleri incelendiğinde hiç bir hesaplama gerek kalmadan uygun bir malzeme olmadığı söylenebilmektedir. Bu nedenle dayanım değerleri daha yüksek olan WC-Co'ın bu zorlanma durumu için uygun malzeme olup olmadığı ve yapılan piston konstrüksiyonun beklentiye cevap verip veremeyeceği kontrol hesapları yapılarak araştırılmıştır. Basma zorlanması açısından pistonun doğru şekillendirildiği ve malzeme seçiminin uygun olarak yapıldığı sonucuna varılmıştır. Ancak beklenildiği gibi burulma, eğilme, burkulma gibi temel zorlanma durumlarında küçük yükler altında dahi hasarın oluşabileceği görülmüştür. Bu analizlere ek olarak böyle bir piston silindir ünitesinin nakli sırasında dışarıdan bir ikaz sonucunda rezonansa girme riski olup olmadığı da araştırılmıştır. Pistonun kırılan yüzeyleri Taramalı Elektron Mikroskopu altında incelenmiş ve kırılmanın burulma etkisine gevrek oluştuğu bulunmuştur. Sonuç olarak pistonun WC-Co malzeme için işletme şartlarında maruz kalabileceği basma gerilmesine karşı yeterince emniyetli olduğu ancak bir dış etki ile burulmaya zorlanması durumunda hasara uğrayabileceği ortaya konulmuştur.

STRENGTH ANALYSIS OF PISTON WHICH BELONGS TO HIGH PRESSURE PISTON CYLINDER UNIT

SUMMARY

In this study, strength analysis of piston which belongs to high pressure piston cylinder unit is investigated. Literature research concerning this issue is reviewed and some related researches are given in this thesis. Concerning loading condition of the piston strength analyses were carried. Beside this, loading conditions which cannot occur under normal loading conditions were also investigated. Strength analyses were made analytically and using finite element method. Basic strength theories were studied and strength analyses of the piston were made in accordance with theories. Under normal conditions piston is suspected to compression only. In first analyses it was found that material given in catalogue of the piston is not suitable for this loading and fracture will occur in the piston suspected to this load. In same matter, for other loading conditions it was found that limit strength of the piston is exceed even under small loads. Fracture types and fracture mechanisms are given in related chapter. Concerning this, material of the piston was checked by Scanning Electron Microscope and EDS. As the result of this analysis it was found that piston material is not AISI 304L as it stated in its catalogue. Piston was manufactured from Tungsten-Carbide-Cobalt which has high strength, but brittle microstructure. Beside this, hardness test of piston material was also carried, and it was found that hardness of the material is also typical for Tungsten-Carbide-Cobalt. Mechanical properties of both materials are also given, and after inspecting properties of AISI 304L it can be easily seen that it is not suitable material for piston. That's why strength analyses of WC-Co, which has better mechanical properties, were made. It was found that piston was properly designed and material selection was made correctly for compression loading. But, as it was predicted, it was found that fracture can occur under small load for bending, torsion and buckling loadings. In addition to these analyses, modal analyses of piston cylinder unit were made in order to check risk of resonance occurrence during transportation. Fracture surfaces were studied under Scanning Electron Microscope and it was found that brittle fracture occurred under torsion loading. As the result of this study it was found that piston manufactured from WC-Co is properly designed for compression loading, but it can be fractured by external torsion loading.

1. GİRİŞ

Mukavemet analizi ve tasarım bir makina elemanının maruz kaldığı yükler altında kendisinden beklenen görevi eksiksiz yerine getirmesi için ilgili boyut ve malzeme hesaplarını kapsarken; analiz, boyutlandırılmış bir makina elemanında oluşan gerilmeler ve yer değiştirmeleri bir yaklaşımla elde ederek bu boyutların ilgili zorlanma için uygunluğunun kontrolünü yapmaktadır. Günümüzde mukavemet analizlerinin yapılması gelişen sonlu elemanlar metodu yardımıyla kolaylaşmıştır. Hesaplama kapasiteleri yüksek bilgisayarlar sayesinde FEM olarak da bilinen sonlu elemanlar yöntemini kullanan yazılımlar yardımıyla karmaşık geometrilere sahip olan parçaların mukavemet analizleri nümerik olarak yapılabilmektedir. Ancak, sonlu eleman analizlerine geçmeden önce problemin bilgisayar ortamında geometrik modelinin yapılması gerekmektedir. Geometrik modelinin doğru yapılabilmesi ve yeterli hassasiyette olması için ilk önce problemin doğru anlaşılması şarttır. Problem anlaşıldıktan sonra, yani parçanın veya sistemin malzeme özellikleri, çalışma şartları, yükleme durumu ve sınır koşulları bilindiğinde parçanın geometrik modeli bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımlarında çizilip, ilgili analizler için bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımlarına aktarılır. Günümüzde kullanılan birçok ticari CAE yazılımı sonlu elemanlar yöntemini kullanarak problemin çözümüne ulaşılmaktadır. Yapılan FEM analizleri çözülmesi uzun zaman alan karmaşık problemlerin daha basit ve kısa zamanda çözmek için bu problemlere eşdeğer, ancak basit hale getirilmiş problemleri belli bir yaklaşımla çözerek istenilen ölçüler arasında yaklaşık sonuçları vermektedir. Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesi çok sayıda sonlu ve birbirine bağlı elemandan oluşup, çözüme gidilirken Denge Problemleri (equilibrium or steady-state problems), Özdeğer Problemleri (eigenvalue problems) ve Yayılma Problemleri (transient problems) gibi çeşitli teoriler kullanarak, sınır koşul ve denge denklemlerinin tanımlanmasıyla sonuca gidilmektedir. Yapılan bu analizler sonucunda gelen zorlanma altında parçada oluşan gerilme dağılımları ve yer değişimleri gibi değerler elde edilebilmektedir. Bu hesaplar değerlendirildiğinde parçanın etiyen zorlanma altında görevini emniyetli bir şekilde yerine getirip

getirmediğine karar verilebilir. Bunun sonucunda ihtiyaç duyulduğu takdirde parçanın tasarımında değişiklikler yapılabilir veya parçanın çalışma koşulları değiştirilebilir.

Mukavemet analizi, kırılan bir parçanın kırılma nedenini araştırmak için yapılıyorsa, FEM analizlerinin yanı sıra Taramalı Elektron Mikroskobu ve Yarı Kantitatif Elementsel Analiz Sistemleri kullanılarak parçanın doğru malzemeden imal edilip edilmediğini kontrol eden malzeme analizleri ve kırılmanın nasıl gerçekleştiğine dair bilgi veren kırılma yüzeylerinin analizleri de yapılmaktadır. Adı geçen bütün bu analizlerden alınan sonuçlar yorumlanarak hasarın nedenleri bulunmakta ve çözüm önerileri geliştirilmektedir.

1.1 Literatür Özeti

Hasara uğramış parçaların kırılma nedenleri ve nasıl çözüm getirileceği konusunda tasarımcılar yoğun olarak çalışmaktadırlar. Bu konuda yapılan çalışmalara toplu olarak ilgili süreli yayınlardan ve kitaplardan ulaşılabilir[1],[2],[3]. Yapılan literatür incelemesinde yapılan çalışmaya ışık tutabileceği düşünülen bazı çalışmalar ele alınmıştır.

C.R.F. Azevedo ve arkadaşları, Amazon bölgesinde kurulmuş Coarasy Nunas hidroelektrik santralının türbinindeki hidrolik kolda bulunan kılavuz kapıyı ve türbin kanatlarına gelen su akışını kontrol etmek için kullanılan pimin hasar uğrama nedenlerini araştırmışlardır[4]. AISI 410 çeliğinden imal edilen ve 120 kN'luk yüke dayanacak şekilde tasarlanan pim beklendiğinden daha erken hasara uğramaktadır. Bu pimin neden hasara uğradığını tespit etmek amacıyla parça; gözle muayene, kimyasal analiz, kırılan yüzeyin makro ve mikro topografik analizi ve sonlu elemanlarla gerilme analizi yapılmıştır. Yapılan kimyasal analiz sonucunda pim malzemesinin standarda uygun olduğu, ancak gözle muayene esnasında pimin boyun kısmında çatlak başlangıcına sebep olabilecek kaba talaşlı işleme izleri görülmüştür. Kırılma yüzeyinin incelenmesi sonucunda, yüzeyde yorulma hasarına işaret eden stirasyonlar ve iki yarı-eliptik bölge bulunduğu gözlenmiştir. Buna dayanarak çatlağın takım izlerinden başlayarak tekrarlı mekanik yükler sonucunda büyüdüğü ve kritik çatlak boyuna ulaştığında ise parçanın hasara uğradığı söylenebilir. Pimin çeşitli yüklemeler altındaki gerilme yığılma faktörünü tespit etmek için sonlu

elemanlar yöntemi ile gerilme analizi yapılmıştır. Bu analiz sonuçlarına dayanarak pim yeniden şekillendirilmiştir.

Gaz türbinlerinde kullanılan Nimonic 75A süper alaşımından imal edilen 16 mm çapında cıvatanın birleşik eğilme ve burulma yorulması Tarun Goswami tarafından incelenmiştir [5]. Gaz türbinleri ve kompresör gibi makinalar birleşik çevrim olarak adlandırılan yüksek frekansta düşük genlikteki titreşimlerle, düşük frekansta yüksek genlikteki titreşimlerin aynı anda bulunduğu çalışma şartlarında çalışmaktadırlar. Bu çalışmada da birleşik çevrim olarak adlandırılan yükleme durumunun Ti-6Al-4V alaşımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Kırılan yüzeyin incelenmesi sırasında yüzeyin eğilme yorulması, birleşik yorulma ve aşırı yükleme bölgelerden oluştuğu görülmüştür. Yapılan SEM incelemelerine göre eğilme yorulması bölgesi toplam kırılma yüzeyinin %10'u oluşturmakta ve yorulma stirasyonları ile gerilmenin ani artışı gösteren duraklama çizgilerinin olduğu tespit edilmiştir. Birleşik burulma ve eğilme bölgesinin ise toplam kırılma yüzeyinin %80'ini oluşturduğu görülmüştür. Cıvatanın aşırı yükleme bölgesinden ani olarak kırıldığı belirlenmiştir. Sonuç olarak parçanın birleşik yorulma ve eğilme zorlaması sonucunda kırıldığı kanaatine varılmıştır.

D. Statharas ve arkadaşlarının sunduğu makalede, çalışma esnasında kırılan kalıbın kırılma yüzeyi incelenmiştir [6]. Kalıp AISI D2 kalıp çeliğinden imal edilmiş ve oda sıcaklığında kâğıt kesmek için tasarlanmıştır. Hasarda etken mekanizmanın tespiti için kesici ağızlar, kırılma yüzeyi ve kırılmadan etkilenmemiş bölgeler optik mikroskopla incelenmiş, nitrür tabakasının kalitesi kontrol edilmiş ve kırılma yüzeyi tarama elektron mikroskopuyla incelenmiştir. Kalıbın çalışma koşulları incelendiğinde, kalıp köreldikten sonra aynı kalitede kesme işlemini gerçekleştirebilmesi için daha yüksek yük altında çalıştığı bulunmuştur. Kırılma yüzeyi incelendiğinde ise kırılmanın mikro çatlakla başlayarak değişken gerilmelerin etkimesi sonucunda büyüdüğü görülmüştür. Kalıp tasarımının kötü yapıldığı, uygun köşe yuvarlatmaları verilmediği için çap geçişlerinde çentik faktörü çok yüksek olduğu belirlenmiştir. Buna göre, parçanın analizi esnasında takımın tasarımında iki önemli hata yapıldığı bulunmuştur: Köşe yuvarlatmalarının uygun olmaması, kaplamanın düzgün yapılmaması gibi tasarım hataları yanlış kullanma ile birleşince parçanın erken kırılmasına yol açmıştır.

Bir üzerine dişli açılmış şaftın kırılma analizi Y.J. Li ve arkadaşları tarafından incelenmiştir [7]. Kırılma nedenini saptamak için gözle muayene, kırılma yüzeyinin SEM incelemesi, sertlik testi ve mikro yapısal analizler yapılmıştır. Dişli şaft 20Cr2Ni4A malzemesinden imal edilmiştir. Temperlendikten sonra su vermeye şaftın dayanımı arttırılmıştır. Su verme işleminden sonra dişli yüzeylerine lazerle sertleştirme ve sementasyon işlemleri uygulanmıştır. Yüzey sertliği 48HRC (0,5-0,8mm kalınlığında), çekirdek sertliği 35-45HRC arasındadır. Kimyasal analiz sonucunda malzemenin 20Cr2Ni4A standardına uygun olduğu saptanmıştır. Parçanın gözle muayenesi sırasında kırılma öncesinde büyük miktarda plastik şekil değiştirdiği görölmüştür. Kayma açısı 25^0 olarak ölçölmüştür. Kırılan yüzeyden SEM'le alınmış görüntülerde deformasyon başlama ve aşınma bölgeleri gözökmektedir. Yüzeyde görölen uzamış sünek oluklar şaftın aşırı darbeleri yüklenme sonucunda kırıldığına işaret etmektedir. Sonuç olarak şaft sünek kırılma sonucunda hasara uğramıştır. şaftın kırılması yol değişimlerinden kaynaklanan aşırı yüklenme burulma ve darbelerden ötürü oluşmuştur. Yetersiz yüzey sertliği bu kırılmayı hızlandıran ek faktör olarak ele alınmıştır.

Chun-Feng Tseng ve Wei-Shin Lin yaptıkları çalışmada fındık toplama makinesinin güç iletim şaftının mikro ströktürünü inceleyerek ne kadar bir çalışma ömrü olduğunu saptamışlardır [8]. şaftın kırılan yüzeyi SEM ile incelenmiş ve sonlu elemanlar analizi yardımıyla şaft üzerindeki gerilme dağılımı hesaplanmıştır. Hasat toplama esnasında makinenin düzensiz hareketinden ötürü güç iletim şaftına çok çeşitli kuvvetler gelmektedir. Bu kuvvetlerden doğan gerilmeler zamana bağlı olup, büyüklükleri ve yönleri değişebilmektedir. Kırılan parçadan deney numuneleri çıkartılarak, kimyasal analiz, sertlik analizi ve kırılan yüzeyin SEM analizleri yapılmıştır. X-ray spektrometresiyle yapılan kimyasal analiz sonucunda şaft malzemesinin alaşımsız JIS-S45C çelik standardına uygun olduğu görölmüştür. Yüzey incelemesi esnasında malzemenin ferit ve perlitlerden oluştuğu ve gevrek kırılmaya yatkın iri taneli yapıda olduğu belirlenmiştir. şaftın kırılma yüzeyi, tipik yorulma profili olan kırılmanın başlangıç bölgeli, parlak bölge ve ani kırılma bölgeli olmak üzere üç bölgeden oluşan bir yüzeydir. Sonuç olarak çok yüksek haddeleme sıcaklığı şaftın malzemesinde istenmeyen malzeme değişikliklerine yol açmıştır. Üç farklı bölgeden oluşan kırılma yüzeyi, kırılma karakteristiğinin yorulma olduğunu göstermektedir. Çatlağın oluşumu balıkgözü ströktüründeki kalıntılardan başlamıştır.

Ani kırılma bölgesindeki kalıntılar da o bölgede shaftın ani kırılmasına neden olmuştur. Buna göre güç iletim shaftının kırılma mekanizmasının burulma yorulması olduğu sonucuna varılmıştır.

Rüzgâr türbinindeki jeneratörle dişli kutusunu bağlayan pim kırılma analizi S. Sankar ve arkadaşları tarafından yapılmıştır [9]. Malzeme özelliklerini kontrol etmek için sertlik, kimyasal ve mikro yapısal analizler yapılmıştır. Kırılma nedeni hem gözle muayene hem de SEM ile yapılan analizler sonucunda tespit edilmiştir. Pimdeki gerilme analizini yapmak için sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Kimyasal analiz sonucunda pimlerin çok iyi mekanik özelliklere sahip olan ETG 88 özel çelik standartlarına uygun olduğu saptanmıştır. Gözle muayene esnasında boyun kısmından kırılan pimlerin kötü işleme kalitesine sahip oldukları görülmüş ve kırılma yüzeyin incelenmesi sırasında tipik burulma yorulma kırılması tespit edilmiştir. Kırılan yüzey incelemesi sırasında yüzeyde başlayan ve pim merkezine doğru ilerleyen mikro çatlaklar tespit edilmiştir. Pimin sonlu elemanlar analizi yapılmış ve yeni tasarım için konstrüktif önerilerde bulunulmuştur. Sonuç olarak inceleme esnasında kırılmanın kötü yüzey kalitesinden yüzeyde oluşan ve değişken yükler altında büyüyen gerilmelerden kaynaklandığı bulunmuştur. Sonlu elemanlar analizinde düşük boyun çapından kaynaklanan kesitteki Von Mises gerilmelerin çekme dayanımını aştığı görülmüştür. Ayrıca bağlama hatasından kaynaklanan 0,05mm bağlama boşluğundan ötürü pim 668N/mm^2 'lik birleşik eğilme ve burulma yüklemesi sonucunda yorulmuş kırıldığı tespit edilmiştir.

S. Sivaprasad ve arkadaşları sıvı gaz üretim tesisindeki bir hava kompresöründe meydana gelen hasarın nedenlerini araştırmışlardır[10]. Altı adımdan oluşan kompresörün 1 ve 2 adımda hasar oluştuğu görülmüştür. Kırılan hava kompresörünün gözle muayenesi sonucunda 1 ve 2 adımda kompresör kanatlarının milden koparak etrafa sürttüğü, bağlama saplamalarının kırıldığı, üst kapak çalışma esnasında bağlama elemanlarının çözülerek yerinden çıkıp ezildiği ve hava kompresörünün milini tahrik eden dişlide bazı dişlerin hasar gördüğü tespit edilmiştir. X-ray analiziyle yapılan kimyasal analiz sonucunda kanatların X4CrNi13-4 çelik standardına ve saplamaların da %2Ni-%2Cr düşük alaşımlı çelik standardına uygun olduğu belirlenmiştir. Kırılma yüzeyi incelendiğinde, yorulma çatlaklarının kanatçığın dibinden başlayarak çalışma esnasında büyüdüğü ve bunun da kanatçık salınımlarından dolayı sistemdeki titreşime ve dengesizliğe sebep olduğu sonucuna

varılmıştır. Bu sırada titreşim somun gevşemesine yol açarak kanatların salınımını daha da arttırmış ve saplamanın kırılmasına neden olmuştur. Saplama kırıldıktan sonra, somunla birlikte saplamanın kırılan parçası kanatlara ve etrafa çarparak büyük hasarlara neden olmuştur.

A.Göksenli ve I.B. Eryürek bir asansöre ait tahrik milinin hasar mekanizmasını incelemişlerdir [11]. Tahrik milinin gözle muayenesi esnasında kırılmanın kama yuvası kısmında gerçekleştiği görülmüştür. Kırılma yüzeyi incelendiğinde hasarın burulma yorulmasından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Yorulma çatlakları kama yuvasının köşelerinde başlayıp, değişken zorlamalar altında büyüyerek kritik boya ulaşmış ve parça gevrek bir şekilde kırılmıştır. Gevrek kırılma bölgesinin küçük olması parçaya gelen gerilmelerin çok yüksek olmadığıdır. Kimyasal analiz sonucunda malzemenin St52 standardına uygun olduğu saptanmıştır. Yapılan çalışma sonrasında kırılma mekanizmasının burulma yorulması olduğu tespit edilmiştir. Yanlış tasarımdan ötürü kama yuvasının köşelerinde yüksek gerilme yığılmaları oluşmuş ve bu da çatlak başlangıcını esas sebebini oluşturmuştur. Yapılan sonlu elemanlar analizi ve diğer incelemelere dayanarak bu hasarın tekrar meydana gelmemesi için konstrüktif önerilerde bulunulmuştur.

Sunulan bu çalışmada primer seviyede kullanılan ve 0 ile 500 MPa basınç aralığına sahip olan bir referans piston silindiri ünitesine ait pistonun mukavemet analizleri yapılmıştır. Bu piston çalışma esnasında sadece basıya çalışmaktadır. Buna göre mevcut konstrüksiyonun ve seçilen malzemenin öncelikle bu gerilmeye dayanabilmesi gerekmektedir. Çalışmada ilk olarak üretici firmanın piston için verdiği katalog bilgileri kullanılarak üç boyutlu modeli hazırlanmıştır. Sonlu elemanlar analizi için malzeme değerleri bu katalogdan alınarak basma zorlanmasına karşı dayanımı araştırılmıştır. Ayrıca pistonun normal çalışma koşullarının dışında bir zorlanmaya maruz kalması durumundaki kritik kesitler ve gerilme değerleri hem analitik olarak hem de FEM analizleri yardımı ile hesaplanmıştır. Hesapların dayandırıldığı mukavemet hipotezleri bölüm 2 de açıklanmıştır. Bilindiği üzere sözünü ettiğimiz analizlerin doğruluğu ve gerçeğe yakınlığı büyük ölçüde problemin doğru tanımına, sınır koşulları ve mesh boyutu gibi birçok parametrelerin uygun seçilmesine bağlıdır. Yapılan analizlerde parametrelerin değerleri bu tarz yazılımların toleransları dikkate alınarak gerçeği yansıtacak şekilde seçilmiştir. Pistonun mukavemet analizleri yapıldıktan sonra kırılan yüzeylerin taramalı elektron

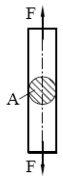
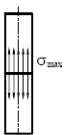

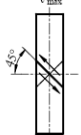

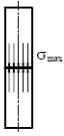
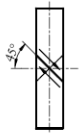

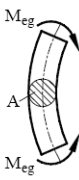
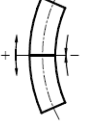

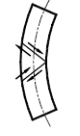

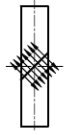

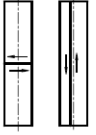
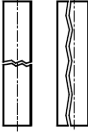
mikroskobu (SEM) incelemeleri ve kimyasal analizleri yapılmıştır. Bölüm 3 te açıklandığı gibi kırılan yüzeylerin analizleri kırılmanın karakteristiğine ilişkin birçok bilgi içermekte ve kırılmanın nedenini araştırmada önem arz etmektedirler. Yapılan FEM analizleri ve SEM incelemeleri sonuçlarına dayanarak pistonun olası hasar nedenleri ortaya konulmuştur.

2. GERİLME ANALİZİ

Mekanik sistemlerde kullanılan parçaların görevlerini yerine getirebilmeleri için maruz kaldıkları zorlanmaların malzemenin dayanım değerlerini aşmaması gerekmektedir. Bu nedenle makina konstrüksiyonlarında parçanın çalışması sırasında etkiyen kuvvetler ve bunların oluşturduğu zorlanmalar belirlenerek mukavemet hesapları yapılmalıdır. Buna göre bir makina parçasına dışarıdan noktasal bir kuvvet (tekil kuvvet), alana yayılı yük veya çeşitli kütleli kuvvetler etkiyebilir. Bu kuvvetler elemanın her kesitinde farklı deformasyonlar meydana getirir. Bu deformasyonlara karşı koyan iç kuvvetlerin birim alana düşen miktarına gerilme denilmektedir. Makina elemanına etkiyen kuvvetler elemanda çeşitli gerilmeler doğurur. Elemana gelen kuvvetler çeşitli şekillerde olabileceğinden oluşturacağı gerilmeler de farklı karakterde olacaktır. Gerilme analizi yapılırken tüm bu gerilmelerin Çizelge 2.1’de görülen ve temel gerilmeler diyebileceğimiz çekme, basma, eğilme ve burulma gerilmelerinden oluştuğunu görürüz. Makina elemanının incelenen kesitinde bu gerilmelerden biri tek başına karşımıza çıkabileceği gibi bir kaçına birlikte rastlanabilir.

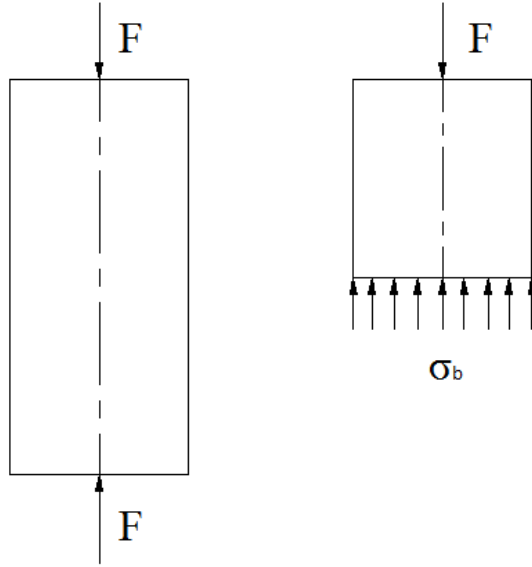
0 ile 500 MPa basınç aralığında çalışan pistonda çalışma sırasında sadece basma gerilmeleri meydana gelmektedir. Ancak yapılan çalışma kapsamında söz konusu pistonun hatalı kullanım sonucu kırılma olasılığı mevcuttur. Bu nedenle basma gerilmesinin yanı sıra eğilme, burulma gibi basit gerilmelerin yanı sıra eğilme-burulma bileşik gerilmesi, eğilme yorulması gibi zorlanmalarda incelenecektir. Bu bölümde bu gerilmelerden ve bu gerilmelere maruz kalan bir makina elemanında oluşabilecek hasar mekanizmalarından bahsedilecektir.

Çizelge 2.1 : Tek eksenli zorlanmada meydana gelen gerilmeler ve hasar oluşum mekanizmaları[12]

Zorlanma		Gevrek malzeme		Yumuşak malzeme	
		max. normal gerilme	Çekerek kopma	max. kayma gerilme	Kayarak kopma
Çekme		 $\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$		 $\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$	
		 $\sigma_{\max} = -\frac{F}{A}$	Çekerek kopma olamaz. Yayıllma olur	 $\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$	
Eğilme		 $\sigma_{\max} = \frac{M_{eg}}{W_{eg}}$		 $\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$	
		 $\sigma_{\max} = 2 \cdot \tau_{\max}$		 $\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t}$	
Kullanılan hipotez		Normal Gerilme Hipotezi		Kayma Gerilmesi Hipotezi	

2.1 Basma Gerilmesi

0 ile 500 MPa basınç aralığında çalışan pistonda işletme sırasında sadece basmaya zorlanacak şekilde tasarlanmıştır. Bu yüzden normal zorlanma şartlarında pistonda sadece basma gerilmeleri oluşur. Oluşan gerilmeler aşağıda verilen örnekteki gerilmelere benzerdir.



Şekil 2.1 : Basma ile zorlanan kiriş

Şekil 2.1’de görülen kiriş, aksenal F kuvvetiyle zorlanmaktadır. Malzemenin homojen olduğu, gerilmelerin keside üniform olarak dağıldığı kabul edilirse; kuvvetin etkidiği yerden yeterli uzaklıkta alınan bir kesitteki ortalama basma gerilmeleri,

$$\sigma_b = F/A \quad (2.1)$$

değerindedir.

2.1.1 Kirişin kısalma miktarı

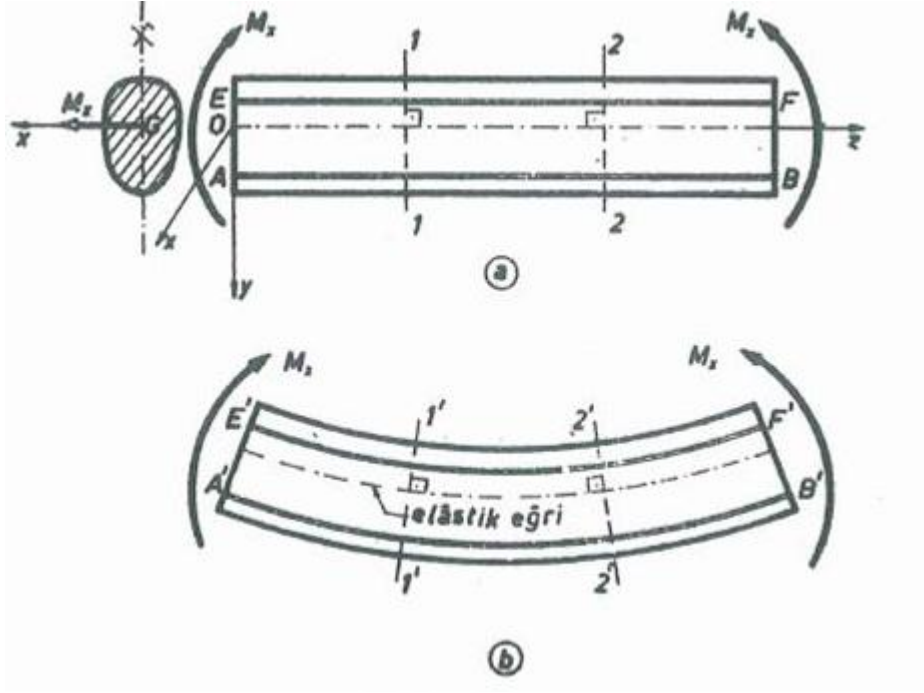
Hooke kanununun geçerli olduğu bölgede uzunluğu l_0 , kesit alanı A ve elastisite modülü E olan bir kiriş, F basma kuvveti etkisinde;[12]

$$\Delta l = F \cdot l_0 / EA \quad (2.2)$$

kadar kısalma gösterir.

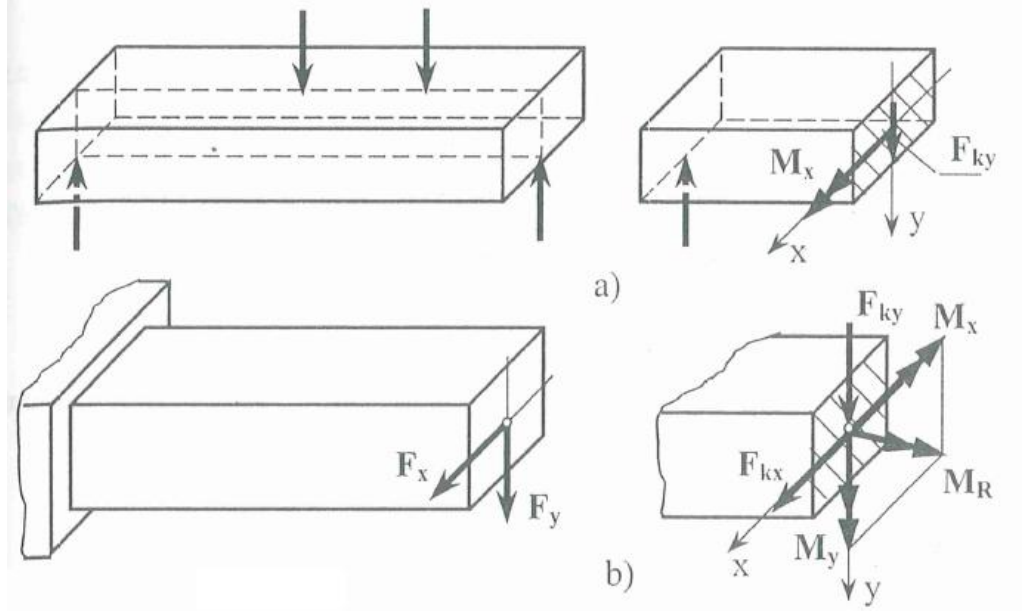
2.2 Eğilme Gerilmesi

Bir başka basit mukavemet hali olan eğilmeyi ele alalım. Şekil 2.2a’da gösterilen kiriş x, y, z eksen takımı ile tanımlanmış olsun. Ayrıca bu kirişin y, z , düzlemine göre simetrik olduğunu kabul edelim. Bu durumda y ekseni kesitin simetri ekseni olacaktır.



Şekil 2.2 : Eğilme ile zorlanan dairesel kesitli kiriş[13]

Kiriş, iki ucundan etkiyen ve y,z düzlemi içinde bulunan M_x momentiyle zorlanmaktadır. Bu durumda başlangıçta bir doğru olan ve z eksenine paralel olan kiriş eksenine, zorlanmadan sonra simetriden ötürü y,z düzlemi içinde bulunan bir eğri halini alır ve bu eğriye elastik eğri denir. M_x momentinin şekildeki gibi pozitif olması halinde elastik eğrinin üstünde kalan bölgedeki lifler kısalır, altında kalan bölgedeki lifler ise uzar. Elastik eğrinin boyu değişmez. Dik kesit üzerinde uzayan liflerle kısalan liflerin bulunduğu bölgeleri ayıran çizgiye, (x eksenine) tarafsız eksen denir. Eğilme zorlanması, kiriş uçlarına etkiyen M_x momentleri ile meydana gelebileceği gibi şekil-5'te görüldüğü gibi kiriş eksenine dik olarak etkiyen kuvvetlerle de oluşabilir. Bu durumda, kesmeli eğilme söz konusudur [12].



Şekil 2.3 : Kesmeli eğilme[12]

Şekil 2.3a'da M_x eğilme momenti vektörü, asal bir eksen olan x eksenini ile çakışmakta, şekil 2.3b'de ise M_x ve M_y eğilme momentlerinin bileşkesi olan M_R eğilme momenti vektörü asal eksenlerden herhangi biri ile çakışmamaktadır.

Birinci durumda elastik eğri düzlemseldir; bu yüzden bu eğilmeye düz eğilme denir. İkinci durumda ise elastik eğri uzaysaldır ve bu eğilme eğik eğilme olarak tanımlanır. Biz simetrik kesitli kirişlerin düz eğilmesini inceleyeceğiz. Şunu da ayrıca belirtelim ki, düz eğilmenin olabilmesi için kiriş kesitinin mutlaka simetriye sahip olması gerekmez.

Eğilmede kiriş çizgileri uzunluk değiştirirler. Örneğin şekil-2.2a'da göz önüne alınan AB çizgisi zorlanmadan sonra, A'B' eğrisine dönüşür ve ikisi arasında bir boy farkı doğar, bu fark bir uzamadır. Yine öyle çizgiler vardır ki bunların boyları kısalmır, buna örnek olarak şekil-2.2a'daki EF çizgisi verilebilir. Bu arada uzama ve kısalmaya katılmayan bir takım tarafsız çizgiler de vardır. Tarafsız çizgilerin oluşturduğu düzleme tarafsız düzlem adı verilir. Bu örnekte tarafsız düzlem x,z düzlemidir.

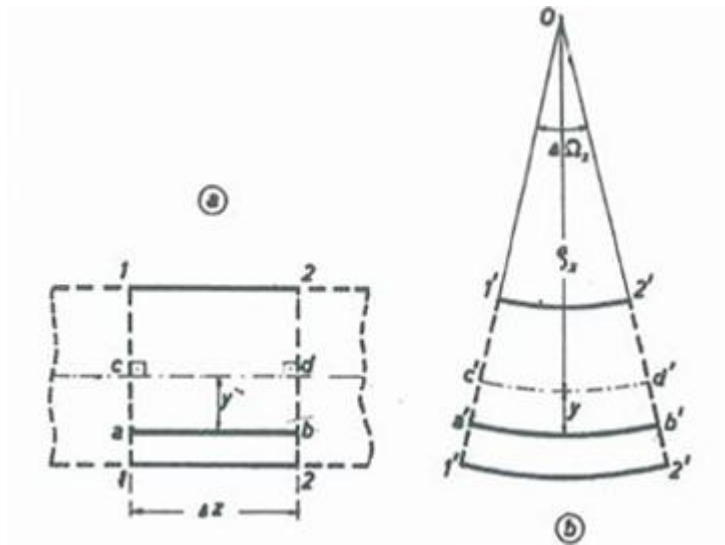
Eğilmede, kiriş çizgilerine boy değiştiren gerilmeler z eksenini doğrultusunda σ_z gerilmeleridir. Kesite dik olan bu normal gerilmelerin kesitte dağılımının, yukarıdaki açıklamalara göre, üniform olmaması gerekir. Kesitin bazı bölgelerinde çekme ve diğer bölgelerinde basma olan bu gerilmeler tarafsız eksen üzerinde de 0 değerini alırlar. O halde, basit eğilme kirişte üniform olmayan σ_z aksenal gerilmesi doğuracak, başka bir deyişle, bu gerilme $\sigma_z(x,y)$ gibi bir fonksiyon olacaktır. Gerilme

dağılımını elde etmek için çizgilerin uzunluk değişimlerini incelemeye ihtiyaç vardır. Bu ise kirişin dik kesitlerinin zorlanmadan sonraki durumunu incelemekle mümkündür. Eğilmede dik kesitle ilgili ilk hipotez 1705 yılında Bernoulli tarafından ileri sürülmüş ve on dokuzuncu yüzyılın ortalarında da Navier bu hipotezi kirişlerin genel eğilme teorisine uygulamıştır. Bu sebeple Bernoulli-Navier ortak adıyla anılan bu varsayımı şöyle ifade edebiliriz:

- 1) Dik kesitler, eğilmeden sonra da düzlem kalırlar
- 2) Dik kesitler, eğilmeden sonra elastik eğriye dik kalırlar

Özetlemek gerekirse, eğilme öyle bir zorlama tipidir ki, dik kesitin düzlemligi ve dikliğı korunur [13].

Şekil 2.4a'da M_x eğilme momentleriyle zorlanan bir kirişten çıkartılan $ab=\Delta z$ uzunluğundaki parçanın zorlanmadan önceki durumu görülmektedir. Zorlanmadan sonra bu kiriş parçası şekil 2.4b'deki duruma gelir ve ab uzunluğu $a'b'$, cd uzunluğu ise $c'd'$ olur.



Şekil 2.4 : 1-1 ve 2-2 kesitlerin değişimleri[13]

Kiriş şekil değiştirdikten sonra aynı dik kesitler $c'd'$ elastik eğrisine dik kalacağından aralarında $\Delta\Omega_x$ ile gösterilen bir açı yapacaktır. $c'd'$ eğrisine ait eğrilik yarıçapını ρ_x ile gösterelim. Şekil 2.4b'den $\Delta z = \rho_x \Delta\Omega_x$ yazılabilir. Birim uzamanın tarifinden $\epsilon_z = y/\rho_x$ bulunur. Varılan bu sonuç yalnız Bernoulli-Navier denkleminde dayanır, cismin reolojik özelliklerine bağlı değildir. Cismin ayrıca Hooke kanununa da uygunluğunu kabul edecek olursak, normal gerilme için denklem (2.3) geçerlidir [13].

$$\sigma_z = E\varepsilon_z = Ey/\rho_x \quad (2.3)$$

Kesitte rastlanan en büyük ve en küçük gerilmeleri hesaplamak istersek

$$\sigma_{\max} = M_x h_1 / J_x \quad \text{ve} \quad \sigma_{\min} = M_x h_2 / J_x \quad (2.4)$$

Burada h_1 ve h_2 mesafeleri kesitin tarafsız eksenden en uzak noktalara olan mesafedir. Bu noktalardan geçen çizgiler, kirişin çekme ve basma yönünden en çok zorlanan çizgilerdir. Üstteki formüllere daha basit bir şekil vermek için $W_x' = J_x / h_1$ ve $W_x'' = J_x / h_2$ şeklinde büyüklükler tarif edilir. Bunlara kesitin eğilmedeki mukavemet momentleri denir. Biri basınç diğeri çekme gerilmelerini hesaplamak için kullanılır. Böylece

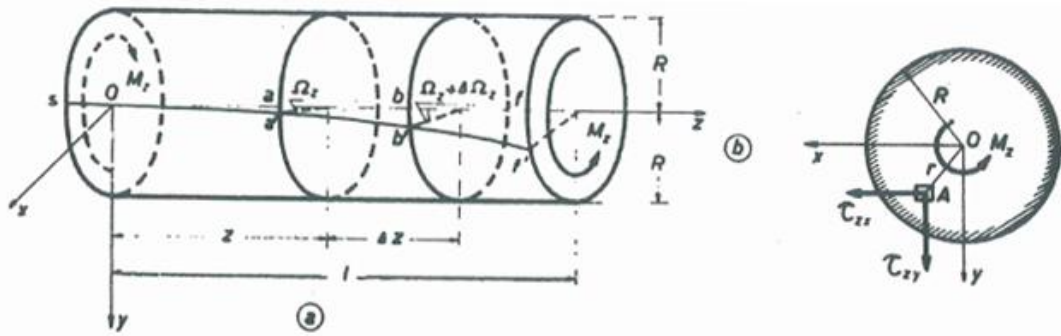
$$\sigma_{\max} = M_x / W_x' \quad \text{ve} \quad \sigma_{\min} = M_x / W_x'' \quad (2.5)$$

olur [13].

2.3 Burulma Gerilmesi

Kirişlerin basit mukavemeti arasında önemli bir yer tutan burulma halini ele alalım. Yalnız burulmanın incelenmesinde kiriş kesiti büyük rol oynar. Bu sebeple ilk olarak dönel simetrik basit bir şekil olan daire kesitli kirişlerin burulması incelenecektir; çünkü bu problemi elemanter elemanlarla ele almak mümkündür. Kesit daireden farklı olduğu takdirde problemin çözülmesi ancak matematiksel elastisite teorisi ile mümkündür [14].

Şekil 2.5'te görünen R yarıçaplı dairesel kesitli bir kiriş uçlarından etkiyen M_z burulma momentleriyle dengededir. Bütün kesitlerde sabit olan burulma momentlerinde doğan gerilmelerin hesabı yapılacaktır.



Şekil 2.5 : Burulma ile zorlanan dairesel kesitli kiriş[13]

Kesitte bu etkiden dolayı kayma gerilmelerinin olduğunu kabul edelim. Herhangi bir A noktasında kayma gerilmeleri bileşenleri τ_{zx} ve τ_{zy} ile gösterilsin, Şekil 2.5b. şeklin dönel simetrisi dolayısıyla OA=r mesafesine bağlı olan gerilmeler M_z ye statik eşdeğer bir dağılıma sahip olmalıdır. Ayrıca kayma gerilmeleri sınırda kesitin çevresine teğet olmalıdır. Gerek denge denklemleri gerekse sınır şartı kayma gerilmelerinin kesitte dağılımlarını belirtmeye yetmez. Bundan başka kirişin şekil değiştirmesiyle ilgili uygun bir hipotezin konması lazımdır. Bu hipotez dairesel kesitli kiriş için aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- 1)Dik kesitler, yer değiştirmeden sonra da düzlem kalırlar.
- 2)Dik kesit, rijit bir levha gibi, kiriş eksenini etrafında döner.
- 3)Kesitlerin dönme açıları z koordinatının lineer bir fonksiyonudur.

Bu varsayımlara göre Ω_z skaleri

$$\frac{d\Omega_z}{dz} = \omega = \text{sabit} \quad (2.6)$$

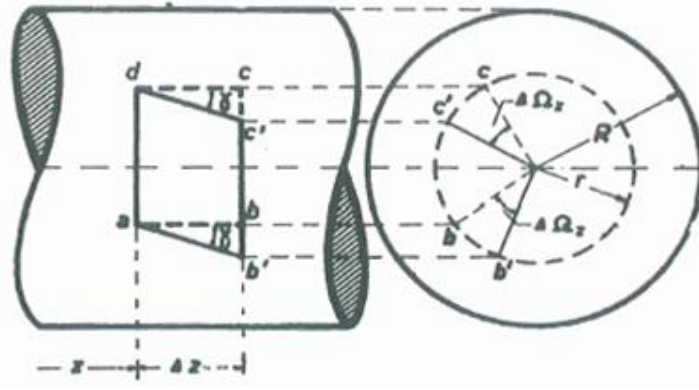
şeklindedir. Burada kesitlerin dönme açıları $z=0$ başlangıç kesitine göre ölçülüyor demektir. Formüldeki ω çarpanı küçük bir skaleri gösterir, boyut itibariyle $\omega=1/\text{cm}$ olan bu değere birim dönme açısı (twist) denir ve burulmadaki en karakteristik değerlerden biridir.

Bu hipoteze göre, dairesel kesitli kiriş üzerinde, şekil değiştirme başlamadan önce $s a b f$ ile gösterilen ve eksene paralel olan doğru, kiriş şekil değiştirdikten sonra, kesitlerin farklı dönmesinden ötürü $s a' b' f'$ ile gösterilen helis olacaktır, şekil 2.5a. Eksene göre olan eğim

$$\text{helis eğimi} = \frac{bb' - aa'}{ab} = \omega R \quad (2.7)$$

sabit değere sahiptir. Şekil değiştirmiş durumu incelenen doğru, silindirin serbest yüzünde alınacağı yerde içinde alınırsa yine bir helise dönüşür, fakat eğim ωR yerine ωr gibi daha küçük bir değer alır.

Burulma esas olarak açı değiştirmesi yapan zorlama tipidir. Bunu şöyle incelemek mümkündür; yarıçapı $r < R$ olan ve kirişin içinde bir silindir alalım. Bunun üzerinde kenarları eksene paralel ve dik olan bir $a b c d$ dikdörtgeni bulunsun, şekil değiştirme bittikten sonra dikdörtgenin dik açıları bozularak $a b' c' d'$ olur, Şekil 2.6. Açı değişimleri için $\gamma = r\omega$ elde edilir [13].

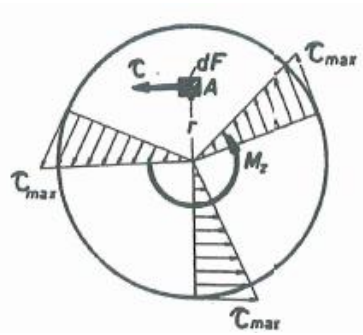


Şekil 2.6 : Kayma sonrası dikdörtgenin deformasyonu[13]

γ açısına hem $a b c d$ şekline ait açı değişimi hem de $a b'$ helisin eğimi gözüyle bakılabilir. Açı değiştirmesi bulunduktan sonra, Hooke kanunu yardımıyla, buna neden olan gerilmelere hemen geçmek mümkün olur. Buradan

$$\tau = G\gamma \quad \text{veya} \quad \tau = G\omega r \quad (2.8)$$

formülü elde edilir. Burada G ile malzemenin kayma modülü belirtilmektedir. Bu sonuca göre kesitte oluşan kayma gerilmeleri r ile orantılıdır. Kayma gerilmelerin dağılımı Şekil 2.7'de gösterilmektedir.



Şekil 2.7 : Profildeki kayma gerilmelerin dağılımı [13]

Bu kesitte açıkça görülüyor ki kayma gerilmeleri dik kesitte O merkezi etrafında bir çevrinti yapacak tarzda dağılmakta, aynı zamanda kiriş ekseninden geçen düzlemlerde eşit gerilmeler bulunmaktadır. Kesitte oluşan maksimum kayma gerilmesi

$$\tau_{\max} = G\omega R \quad (2.9)$$

şeklinde bulunur. Burulmada eğer ω değeri verilmişse bunları hesaplamak mümkün olur, fakat çoğu defa ω yerine M_z burulma momenti verildiği için ω ile M_z değerlerini birbirine bağlamak gerekir [13]. Bunun için,

$$M_z = G\omega J_0 \quad (2.10)$$

formülü kullanılabilir. Burada J_0 ile daire kesitin O merkezine göre polar atalet momentini göstermektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$J_0 = \pi R^4 / 2 \quad (2.11)$$

O halde ω değeri hesaplanıp formüllere konursa,

$$\omega = M_z / GJ_0 \quad (2.12)$$

$$\tau = M_z r / J_0 \quad (2.13)$$

$$\tau_{\max} = M_z R / J_0 = 2M_z / \pi R^3 \quad (2.14)$$

bulunur. Çoğu kez yarıçap yerine $2R = D$ çap kullanıldığına göre

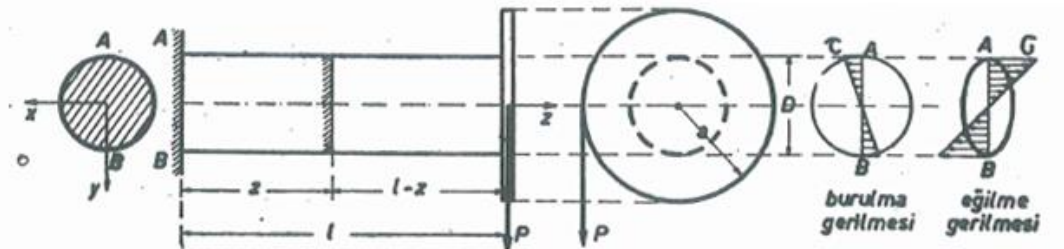
$$\tau_{\max} = 16M_z / \pi D^3 \quad (2.15)$$

bulunur.

Son olarak asal gerilmeleri hesaplayalım. Burulma gerilme hali basit kayma olduğundan asal gerilmeler $\pm 45^\circ$ bir eğimde bulunacak demektir. Asal gerilmelerin değeri $\sigma_1 = -\sigma_2 = \tau$ olur [13.]

2.4 Eğilme ve Burulma Birleşik Gerilmesi

Mühendislik uygulamalarında sık rastlanan bir birleşik mukavemet hali de, eğilmenin burulmayla birlikte bulunmasıdır. Örneğin makina elemanları arasındaki krank milleri ve transmisyon milleri böyle bir birleşik etki altındadır. Kesitin daire olduğunu düşünerek şekil 2.8'deki konsol kiriş eksantrik yanal bir kuvvetle zorlansın, herhangi bir z kesitteki zorlanmalar $T_y = P$ kesme kuvveti, $M_z = -P(l-z)$ momenti ve $M_x = Pa$ burulma momenti olarak üç çeşittir.



Şekil 2.8 : Daire kesitli kirişin burulma ile zorlanması [13]

Bundan sonra yapılacak iş bir mukavemet hipotezine göre bu iki asal gerilmeden bir $\sigma_{eş}$ eşdeğer gerilmesi hesaplamak ve bulunan sonucu emniyet gerilmesiyle kıyaslamaktır.

2.4.1 Kırılma hipotezleri

Kırılma veya plastik hale geçişte dört esas hipotez vardır. Bunlar:

- 1) Maksimum kayma gerilmesi hipotezi
- 2) Maksimum şekil değiştirme hipotezi
- 3) Biçim değiştirme enerjisi hipotezi
- 4) Toplam şekil değiştirme enerjisi hipotezi

Sıra ile ele alınacak olurlarsa; maksimum kayma gerilmesi hipotezi, plastik hale geçmede veya kırılmada esas rolü en büyük kayma gerilmesine vermekte ve denklem 2.23'ü esas almaktadır.

$$(\sigma_M)_I = \sigma_1 - \sigma_2 = 32 \sqrt{M_s^2 + M_b^2} / \pi D^3 \quad (2.20)$$

Bu hipotez en büyük asal gerilme ve en küçük asal gerilmeye önem vermektedir. Esasları çok basit olan ve gevrek malzemeler için uygulanan bu hipotez bugün plastisite teorisinde önemli rol oynar ve Tresca hipotezi adıyla da anılır.

Maksimum şekil değiştirme hipotezi, iki eksenli zorlamada tehlikeli halin en büyük uzama veya kısalmanın, bir eksenli gerilme durumundaki değere eşit olduğu zaman doğacağı düşünülür ve denklem 2.24'ü esas alır.

$$(\sigma_M)_{II} = \sigma_1 - \nu\sigma_2 = 32 \left[0,35M_s + 0,65\sqrt{M_s^2 + M_b^2} \right] / \pi D^3 \quad (2.21)$$

Bu hipotez iki eksenli çekme halinde, tek eksenliden daha büyük bir mukavemet gösterdiği için gerçeğe uymayan bir sonuç verir. Bu nedenle bugün için bu hipotezin pratik bir değeri yoktur.

Biçim değiştirme enerjisi hipotezi, Von Mises ve arkadaşları tarafından, plastisite teorisinde, akma şartı olarak başarı ile kullanılmıştır. Bugün sünek malzemeler için uygulanan ve plastik akma olayının gerçekleşebilmesi için malzeme bünyesinde belirli bir enerji birikiminin sağlanması gerektiğini söyleyen bu hipotez düzlemsel gerilme hali için denklem 2.25'i esas almaktadır.

$$(\sigma_M)_{III} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = 32 \left[\sqrt{M_e^2 + \frac{3M_b^2}{4}} \right] / \pi D^3 \quad (2.22)$$

Toplam şekil değiştirme enerjisi hipotezi bugün için yaygın kullanımı olmayan hipotezdir, ancak bazı özel şartlarda gevrek olmayan malzemeler için kullanılabilen ve düzlemsel gerilme hali için denklem 2.26'ya esas almaktadır [13].

$$(\sigma_M)_{IV} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\nu\sigma_1\sigma_2)} \quad (2.23)$$

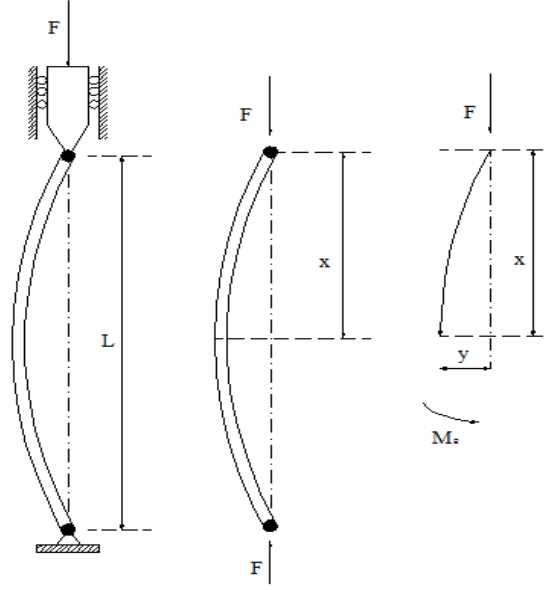
2.5 Burkulma

Mühendislik yapılarının mukavemet hesapları üç temel kritere göre gerçekleştirilir. Bunlar dayanıklılık, rijitlik ve yapısal kararlılıktır. Bundan önceki bölümlerde dayanıklılık ve rijitlik konuları anlatılmış olup bu kriterlere göre gerekli mukavemet hesaplarının esasları verilmiştir. Şu ana kadar incelenen problemlerde, malzeme lineer elastik bölgede kaldığı sürece şekil değişiminin uygulanan yüklerle orantılı olarak değiştiği esas alınmıştır. Ancak bazı durumlarda bu doğru olmayıp, elastik instabilite olarak da bilinen düşük yüklerde dahi elemanda kararsız şekil değişimleri ve aşırı deformasyonlar oluşabilir.

Eksenleri boyunca basma kuvvetine maruz kalan ince, uzun ve doğru eksenli kirişler eksenine doğrultusunda yüklendiğinde yanal şekil değiştirmeye başlarlar. Bu şekil değiştirme artar ve sonuçta ciddi hasara neden olur. Buna neden olan mekanizma malzemenin elastik sınırını aşacak şekilde yüklenmesi olmayıp, sistemin kararlı denge koşullarından uzaklaşıp kararsız hale ulaşmasıdır. Bu duruma burkulma (flambaj) denir. Bu yüzden herhangi bir elemanın taşıyabileceği maksimum yükü hesaplarırken, malzemenin mukavemetinin yanında cismin rijitliği ve yapısal kararlılığı da göz önüne alınır.

Eksenleri doğrultusunda basıya çalışan elemanlar kalın ve ince olmak üzere iki ana grupta incelenirler. l kolon boyu ve i atalet yarıçapı olmak üzere $\lambda=l/i$ değerine narinlik oranı denir. Narinlik oranı büyük olan kirişlere ince kirişler, küçük olan kirişlere kalın kirişler denir [14].

Kiriş şekil 2.10'da gösterildiği gibi iki uçtan mafsallı olarak bağlandığı ve yükleme öncesi doğrusal olduğu varsayıldığında, kiriş F basma kuvveti ile yüklendiğinde şekil 2.10'da gösterildiği gibi düşey doğrultudan ayrılıp yana eğilecek yani burkulacaktır.



Şekil 2.10: Kirişin burkulması[14]

Bu durumda denklem 2.27'den kirişin narinlik derecesi hesaplanıp, denklem 2.28'de hesabı gösterilen kritik narinlik derecesi ile kıyaslanır.

$$\lambda = \frac{l_{kr}}{i_{min}} \quad (2.24)$$

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} \quad (2.25)$$

Narinlik derecesi kritik narinlik derecesinden büyük olduğu takdirde, yani $\lambda > \lambda_p$ olduğunda hesaplar Euler bölgesi için yapılır. Aksi takdirde hesaplar Tetmajer bölgesi için yapılır. Hesaplar Euler bölgesi için yapıldığında ilk olarak çubuğun burkulmasına neden olan kritik yük ya da Euler yükü bulunur. Denklem 2.29'da gösterildiği gibi kritik yük en genel hali ile:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_{kr}^2} \quad (2.26)$$

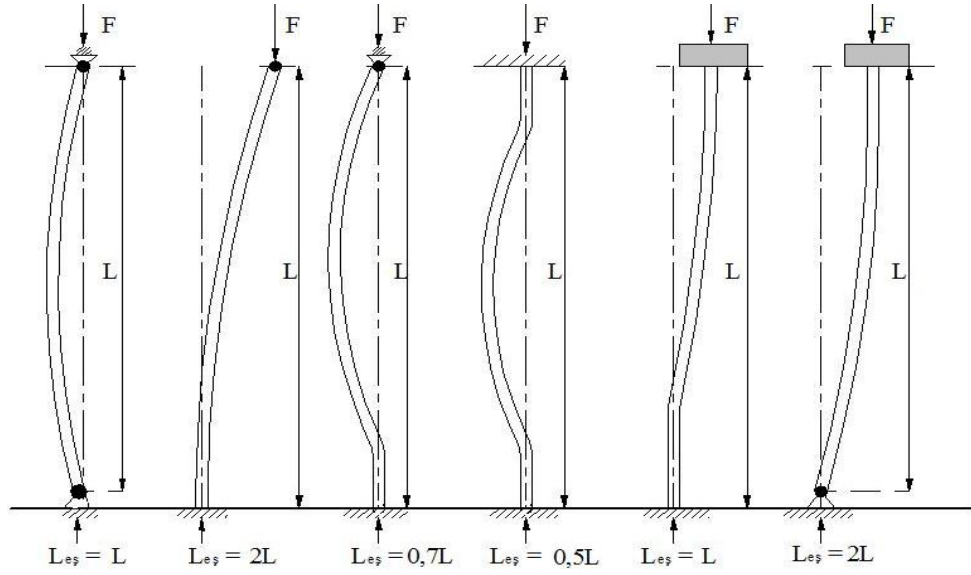
formülünden elde edilir. Burada:

E : Kirişin elastisite modülü

I : Kirişin atalet momenti

L_{kr} : Kirişin eşdeğer uzunluğu

Kritik yük mesnet şartlarına bağlı olarak değiştiğinden yükleme koşulları ile ilgili olarak diğer yükleme durumları şekil 2.11'de verilmiştir.



Şekil 2.11: Farklı yükleme koşulları için L_{kr} uzunluğu

Narinlik derecesi kritik narinlik derecesinden küçük olduğu takdirde, yani $\lambda < \lambda_p$ olduğunda hesaplar Tetmajer bölgesi için yapılır. Tetmajer bölgesi için yapılan hesaplarda burkulma için kritik gerilme malzemeye bağlı olarak bulunur. Fikir vermesi açısından makina mühendisliği sektöründe yaygın olarak kullanılan bazı malzemelerin kritik gerilme hesapları aşağıda verilmiştir.

$$\text{St 38} \quad : \quad \sigma_{kr} = 3100 - 11,4\lambda \text{ kg/cm}^2 \quad (2.27)$$

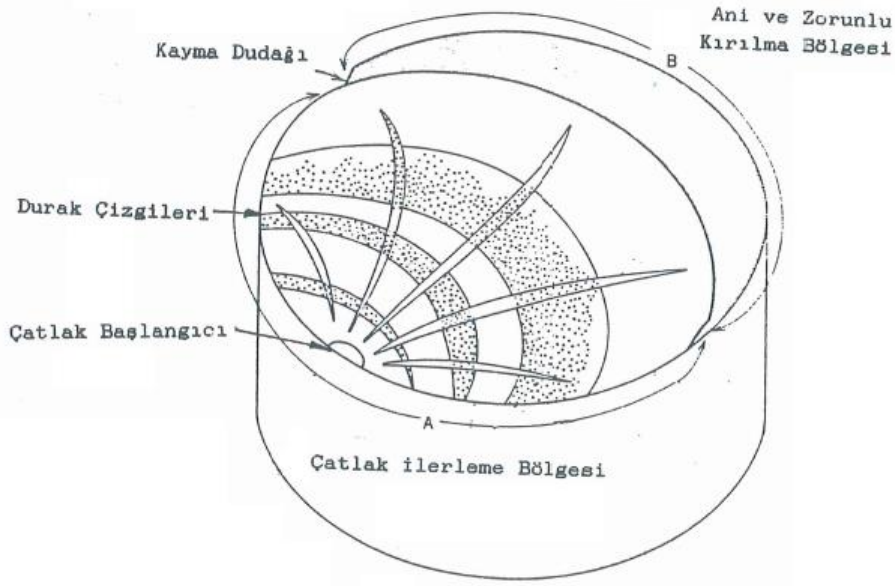
$$\text{St 42} \quad : \quad \sigma_{kr} = 3350 - 6,2\lambda \text{ kg/cm}^2 \quad (2.28)$$

$$\text{GG} \quad : \quad \sigma_{kr} = 7760 - 120\lambda + 0,53 \lambda^2 \text{ kg/cm}^2 \quad (2.29)$$

2.6 Eğilme Yorulması

Uygulamalarda statik zorlanma sonucu oluşan hasarlara ender olarak rastlanır. Malzemenin değişen dinamik zorlanmalar altında belirli süre sonunda kırılmasına yorulma adı verilir. Günümüzde kullanılan makina parçalarının hasara uğrayanlarının yaklaşık %90'ı yorulma neticesinde kırılmaktadır.

Özel durumlar dışında, çoğunlukla yorulmaya yol açan gerilme seviyesi malzemenin akma dayanımından düşüktür. Ayrıca hasar belirgin bazı işaretler göstermeden oluştuğu için tehlikeli durumlar yaratmaktadır. Yorulma sonucunda oluşan kırık yüzeyleri gevrek özellikler taşıyan parlak görüntüde olup, büyük plastik şekil değişimi izlerine rastlanmaz ve çekme gerilmesine dik olarak uzanır.



Şekil 2.12 : Yorulma sonucunda oluşan kırık yüzeyin şematik gösterimi [16]

Yorulma hasarı kırık yüzeylerin görünüşünden anlaşılabilir. Örnek olarak şekil 2.12’de olduğu gibi yuvarlak kesitli bir parçanın kırık yüzeyi incelendiğinde değişik özelliklerdeki bölgelerin varlığı dikkat çeker. A bölgesinde yorulma çatlaklarının oluştuğu O noktasını da içeren kararlı ilerleme bölgesi olarak tanımlanır. Bu bölgede ayrıca makroskopik ölçekte duraklama çizgileriyle çatlak ilerleme yönünü gösteren radyal çıkıntılar yer almaktadır. Duraklama çizgileri yüklemenin durdurulması, gerilme seviyesinin değiştirilmesi, çalışma ortamındaki değişiklikler gibi nedenlerle oluşmakta ve çatlak ilerleme yönündeki cephe izlerinden meydana gelmektedir. Duraklama çizgileri arasında mikroskopik ölçekte yorulma zorlanmasının her bir çevrimde oluştuğu iddia edilen yorulma stirasyonlarına rastlanır. Çatlak A bölgesinde değişken dinamik zorlanmalar altında kararlı olarak ilerler ve son çatlak cephesine ulaştığı anda malzemenin kalan kesiti zorlanmayı taşıyamayacak kadar küçülmüş olmasından dolayı ani ve zorunlu olarak kırılır. Bu durum şekildeki B bölgesiyle gösterilmiş olup, burada sünek kırılma belirtisi olan lifli kırık yüzeyler en belirgin özellik olarak dikkat çeker [16].

Yorulma olayında etkili olan üç ana faktör vardır:

- 1)Yeterli seviyedeki anma gerilmesi
- 2)Uygulanan çevrimsel gerilmenin yeterli genliğe sahip olması

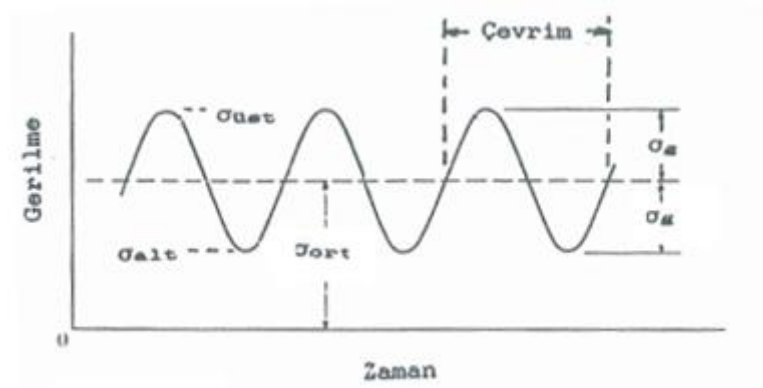
3)Yeterli sayıda çevrimin uygulanmış olması

Bunların yanında parçada gerilme yığılması, korozyon, sıcaklık, ani ve aşırı yüklemeler, metalografik yapı, artık gerilmeler ve birleşik gerilme hali de yorulmayı etkileyen diğer faktörler olarak gösterilebilir. Yorulmaya neden olan gerilme iki birleşen olarak değerlendirilir. Bunlar parçanın zorlandığı en yüksek gerilme ($\sigma_{üst}$) ve en düşük gerilme (σ_{alt}) cinsinden

$$\text{Ortalama gerilme: } \sigma_{ort} = (\sigma_{alt} + \sigma_{üst}) / 2 \quad (2.30)$$

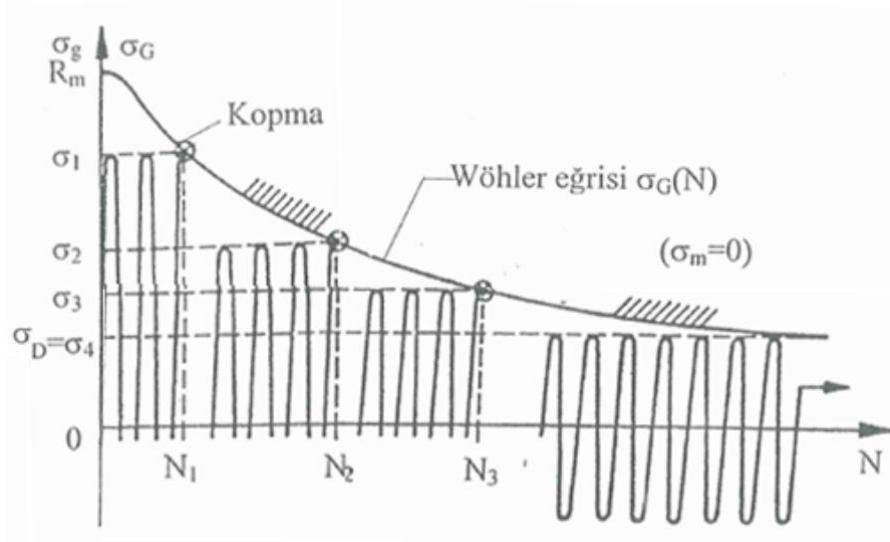
$$\text{Değişken gerilme genliği: } \sigma_g = (\sigma_{alt} - \sigma_{üst}) / 2 \quad (2.31)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.



Şekil 2.13 : Yorulmaya neden olan gerilme[16]

Değişken yüklerle zorlanan konstrüksiyon elemanlarının ömrü, malzemenin yorulması dolayısı ile sınırlıdır ve ömür, elemana etkileyen gerilmenin genliğine ve ortalama gerilmeye bağlıdır. Bir makina parçasının belirli bir ortalama gerilme değeri için gerilme genliği ile ömür(yük tekrar sayısı N) arasındaki deney sonuçlarını veren eğrilere Wöhler eğrileri denir [12].



Şekil 2.14 : Wöhler eğrisi [12]

Şekil 2.14'te ortalama gerilmesi $\sigma_m=0$ alınarak yapılan dinamik çekme-basma deneyinin sonuçları – Wöhler eğrisi görülmektedir. Eğriden görüldüğü gibi genlik küçüldükçe ömrün arttığı, eğrinin yatay konuma yaklaştığı ve belirli bir σ_D değerinde artık kopma olmadığı görülmektedir. Yani parçaya gelen gerilmeler σ_D değerini aşmadığı takdirde kırılmanın oluşmayacağı, sürekli mukavemetin olacağı, aşıldığı takdirde ise süreli ya da zaman mukavemetinin olacağı ve belirli yük tekrarı sonucunda parçanın kırılarak hasara uğrayacağı anlaşılmaktadır.

Parça σ_D değerini aşan gerilmelerle zorlandığı takdirde yorulma ömrünü gösteren genel bir şema şekil 2.15'te verilmiştir [12].



Şekil 2.15 : Yorulma ömrü şeması[12]

3. HASAR ANALİZİ

Bir makina veya yapı elemanının kendisinden beklenen fonksiyonları yerine getiremez duruma gelmesine hasar adı verilir. Metallerde hasar genel olarak üç şekilde oluşur:

- 1.Aşırı elastik şekil değişimi neticesinde
- 2.Aşırı plastik şekil değişimi neticesinde
- 3.Kırılma neticesinde

Aşırı elastik şekil değişimine örnek olarak kirişin yük altında aşırı sehim yapması veya burkulması gösterilebilir. Bu durumda olayı kontrol eden parametre malzemenin elastiklik modülü E dir.

Aşırı plastik şekil değişimi, malzemenin elastik sınırı aşıldığında gerçekleşir ve parça üzerinde kalıcı şekil değişimlerin oluşmasına neden olur. Sünek malzemelerde akma hemen kırılmaya veya kopmaya neden olmaz. Böylece kırılma veya kopma olmadan parçada müsaade edilen boyutlar aşılmış olabilir. Bu durumda olayı kontrol eden parametre malzemenin akma dayanımı σ_a dır.

Katı cismin gerilmeler altında iki veya daha çok parçaya ayrılmasına kırılma denir ve genel olarak sünek ve gevrek olmak üzere ikiye ayrılır. Kırılmada olayı kontrol eden parametre malzemenin kırılma tokluğu K_{IC} değeridir.

Yukarıda bahsedildiği gibi herhangi bir nedenden ötürü makina elemanı hasara uğradığında, yani fonksiyonunu yerine getiremez duruma geldiğinde, bu makina elemanının hasara uğramasına neden olan etkenlerin araştırılmasına hasar analizi denir.

Genellikle hasar analizinin prosedürü uygulamaya göre değişir. Ama tüm başarılı ve kapsamlı hasar analizi aşağıdaki soruların cevabını bulmalıdır:

- 1.Hasar mekanizması nedir?
- 2.Hasarın en muhtemel sebebi nedir?
- 3.Hasar gelecekte nasıl önlenebilir?

Hasarın çok komplike tasarım-imalat-çalışma şartları zincirinin bir kısmında oluşan hatadan ötürü oluştuğunu anlamak çok önemlidir. Bu yüzden yukarıdaki sorulara tam ve net cevap bulmak için hasar analizi üç konuyu içermelidir: (i) çalışma şartları, (ii) parçanın imalatı ve (iii)tasarımı. Eleme metoduyla hasarın en muhtemel nedenine ulaşılabilir, böylece parça için yukarıdaki üç konudan en zayıfı bulunup bir sonraki hasar önlenabilir.

Her etkin hasar analizi üç ana adımı içermelidir: (i) problemin net tanımı, (ii) kapsamlı literatür taraması ve sorunla ilgili bilgi birikimi (iii) problemi çözmek için detaylı deney programı. Problemin tam ve net tanımı üç adımın en önemlisidir. Çünkü bilim adamının ya da mühendisin anlamadığı probleme çözüm getirmesi mümkün değildir. Probleme çözüm bulmak için teknik altyapının ve deney programının geliştirilmesi de direk olarak problemin tanımlanmasına bağlıdır.

3.1 Hasar Analizinin Adımları

3.1.1 Problemin tanımı

Hasar analizi problemi tanımlamak için bilirkişinin tanımıyla başlar. İlk olarak analist proses mühendisi ve bakım mühendisi gibi personelle buluşup, problemi konuşur. (i) Parçanın çalışma şartları, (ii) malzeme özellikleri, boyutları ve üretim teknikleri, (iii) tasarım parametreleri, (iv) bakım bilgileri, (v) hasardan önceki olaylar, (vi) hasarın oluşma sıklığı gibi hasara uğrayan parça ile ilgili doğru soruları sormak analistin ilk görevidir. Bazen bütün bu bilgilere ulaşmak mümkün olmamaktadır, ancak analistin görevi hasara uğrayan parça ile ilgili olabildiğince fazla bilgi biriktirmektir.

Problemi tanımlamanın bir diğer önemli adımı da hasar yerini incelemektir. Çünkü kırılan parçayı incelemek problem tanımı için çok fazla bilgi sağlayabilir. Bu aşamada çatlakların yeri, kırılma karakteristiği, mevduatı, kopan parçalar gibi birçok ayrıntıya dikkat edilmelidir. Aynı zamanda imkânlar nispetinde analist kırılmaya şahit olan kişilerden bilgi almalıdır. Bazen kırılan parçanın gözle muayenesi esnasında yükleme durumu, yükleme yönü ve kırılma patikası gibi önemli bilgiler elde edilebilir ve bunun akıbetinde parçaya gelen gerilmelerin dağılımlarını bulmak mümkün olabilir. Genellikle kırılma patikası maksimum gerilmenin yönüne diktir.[1]

3.1.2 Teknik altyapı

Problem tanımlandıktan sonra analist problemi çözmek için gerekli olan teknik altyapıya ulaşabilmelidir. Analistin kararına bağlı olarak problem çevresel, mekanik ya da ikisinin kombinasyonu şeklinde tanımlanabilir. Bu durumda analist yüksek sıcaklık korozyonu, yorulma, hidrojen gevrekliği vs. gibi probleme ilişkin teknik literatür belirleyebilir. Bu problemi çözmek için gerekli teknik altyapıyı oluşturacaktır [1].

3.1.3 Deney programı ve analiz

Problem tanımlandıktan sonra, deney programı hasar nedenini belirlemek için yapılır. Yapılacak deneylerin sayısı ve strüktürü probleme göre değişim gösterir. Deneyleri gerçekleştirmek için numuneler kırılmaya yönelik mümkün olduğunca fazla bilgi verecek şekilde seçilmelidir. Aşağıda genel bir hasar analizinde yapılacak bazı deneyler verilmiştir. Yalnız kesin deneyler uygulamaya göre değişir [1].

3.1.3.1 Tahribatsız muayene

Tahribatsız muayene yüzey ve iç çatlakları veya düzensizlikleri tespit etmek için çok yaygın kullanılan metottur. Gerilme analizi kırılan parçadaki hasara yol açabilen gerilme dağılımını belirlemek için kullanılır. X-ray yayılımı analiziyle parçadaki kalıntı gerilmeler tespit edilir [1].

3.1.3.2 Malzeme doğrulaması

Genellikle malzeme sertifikada gösterilenden farklı olmasa da, her zaman parçanın malzemesini teyit etmekte yarar vardır. Çoğu durumda X-Ray spektroskopisiyle yapılmış analizler malzeme bilgisine dair yeterli bilgi sağlamaktadır [1].

3.1.3.3 Teorik gerilme analizi

Parçaya gelen yükler veya basınç, geometrisi ve boyutları gibi çalışma şartları bilindiğinde parçada oluşacak teorik gerilmeleri hesaplamak mümkündür. Maksimum gerilmelerle parçanın dayanımları karşılaştırılarak malzemenin kullanılabilirliği ve tasarım uygunluğu hakkında fikir yürütülebilir [1].

3.1.3.4 Kırılma mekaniği

Kırılma mekaniği prensiplerine göre parçayı değerlendirmek, kırılma esnasında parçada oluşan gerilmeler, gevrek kırılma mekanizmalarıyla parçada oluşan çatlakların ilerlemesi gibi çok önemli bilgi sağlayabilir. Aynı zamanda kırılma mekaniği, kırılma yüzeyindeki yorulma stirasyonları incelenerek, yorulmayla kırılan parçalar için kırılma çevrim sayısını belirlemek için kullanılabilir [1].

3.1.3.5 Malzemenin makro ve mikro yapısı

Parçanın makro ve mikro yapısı incelenerek kırılma nedenine ilişkin bazı ipuçları bulunabilir. Mümkün olduğu zaman kırılan parçanın ve aynı fonksiyonu yerine getiren hiç kullanılmamış parçanın mikro ve makro yapıları karşılaştırılabilir. Üreticinin malzeme kullanımıyla ilgili uyarılarına dikkat etmek de çok önemlidir.

10 kat büyütme ile makro strüktür incelemesiyle kırılma patikası ve çatlak başlangıcı gibi bilgilere ulaşılabilir. Mikro yapının incelenmesi için doğru tekniğin seçilmesi ihtiyaç duyulan bilgiye bağlıdır. Ama her zaman genel mikro yapıyı tanımlamak için optik mikroskobuyla veya tarama elektron mikroskobuyla (SEM) başlamak doğrudur.

Mikro yapının incelenmesi sırasında tane boyutu, şekli, ikinci faz çökeltileri ve dağılımları, mikro çatlaklar ve dağılımları gibi unsurlara dikkat edilmelidir. Tane boyutu ve şekli parçanın görmüş olduğu soğuk şekillendirme işlemleri hakkında bilgi verir. Büyük tane boyutunun gözlenmesi malzemenin yüksek sıcaklıklarda çalıştığının, uzamış taneler malzemenin birkaç kere soğuk şekillendirme gördüğünün işaretidir. İkinci faz çökeltileri bulunduğu takdirde onların morfolojisine ve dağılımlarına dikkat edilmelidir. Genel olarak mikro yapı incelendiğinde mikro çatlaklara çok dikkat edilmelidir. Örneğin tane sınırlarındaki çatlaklar sürünme deformasyonundan ya da ikinci faz çökeltilerin tane sınırlarında oluşturduğu gevreklikten kaynaklanabilir [1].

3.1.3.6 Kırılma yüzeyinin tanımı: fraktografi

Gözle muayene kırılma hakkında birçok bilgi verse de, kırılmaya neden olan mekanizmanın belirlenmesinde kırılma yüzeyinin tarama elektron mikroskobu ile ayrıntılı incelenmesi gerekmektedir. Her kırılmanın çalışma koşullarının

aşılmasından kaynaklandığını anlamak çok önemlidir. Bu yüzden, kırılma yüzeyini inceleme imkânı olmayan analist, kırılma mekanizmasını tespit ederken daha dikkatli olmalıdır. Eğer çatlak parçanın bütün kesiti boyunca ilerlemiş ve parça ikiye ayrılmışsa, çatlağın morfolojisini daha ayrıntılı şekilde inceleme imkânı doğmaktadır. Bazı durumlarda, örneğin parça yüksek sıcaklıklarda çalıştığında kırılma yüzeyi oksit tabakasıyla kaplı olmaktadır. Bu durumda uygun asit kullanılarak, oksit tabakası yüzeyden kaldırılıp, yüzey incelenebilir [1].

3.1.3.7 Korozyon bölgelerinin analizi

Parçada korozyon bölgeleri bulunduğunda, tabiatlarını incelemek için bu bölgelerin analizi yapılmalıdır. Korozyon bölgeleri oksit, sülfür, karbür, klorür vb. olabilmektedirler. Tarama elektron mikroskopunda kimyasal analizin ve X-Ray yayınımlı analizi kombinasyonu ile korozyon bölgelerinin tabiatı bulunabilir. Bazı durumlarda örneğin düşük sıcaklık durumunda, korozyon tepkimesi sonucunda oluşan maddeler yüzeyden kopabilir. Bu durumlarda detaylı korozyon bilgisi ve malzeme korozyon dayanımı bilgisi gerekmektedir [1].

3.1.3.8 Özelliklerin değerlendirilmesi

Deney için yeteli malzeme bulunduğu takdirde kırılan parçanın özelliklerini değerlendirmek için çeşitli deneyler yapılabilir. Örneğin çekme deneyi, kırılma tokluğu deneyi vb. Ama çoğu durumlarda hem yüzey sertlik testi hem de mikro sertlik testi parçanın mekanik dayanımını değerlendirmek için kullanılır [1].

3.1.4 Kırılma mekanizması ve kırılma nedeni

Analistin kırılma mekanizması ile kırılma nedeni arasındaki farkı görmesi çok önemlidir. Bazen bu iki terim karıştırılması büyük karışıklığa neden olmaktadır. Gelecekteki kırılmaları önlemek için kırılma nedenini bulmak çok önemlidir. İki terim arasındaki farkı göstermek için aşağıdaki örneği vermek yararlı olur.

Analiz sonucunda parçanın yorulma mekanizmasıyla hasara uğradığı bulunuyor. Yalnız bu parçanın hangi nedenden ötürü yorulma mekanizmasıyla kırıldığına dair hiçbir bilgi içermemektedir. Bilindiği gibi parça yorulmaya yönelik tasarlanmadıysa, yorulma dayanımı çok yüksek malzemedense imal edilse bile bu parça hasara uğrayacaktır. Aynı zamanda imalat sırasında yorulma dayanımını azaltıcı

faktörlerden kaçınılmadığı durumda veya çalışma şartları tasarıma uygun olmadığı durumda parça yorulma mekanizmasıyla kırılabilir [1].

3.1.5 Veri yorumlaması ve terminoloji

Deney verilerinin doğru ve detaylı yorumlanması başarılı hasar analizini tamamlamak için çok önemlidir. Bu verilere dayanarak, analist problemi çözmek için önerilerde bulunabilir. Tabi ki bu durumda analistin malzeme mühendisliği ve malzeme biliminde yeterli bilgiye sahip olması gerekir.

Deney verilerinin yorumlanmasında analistin uygun terminolojiyi kullanması şarttır, çünkü yanlış kullanılan terminoloji ileride büyük karışıklıklara neden olabilir. Aynı zamanda veri yorumlama sırasında analistin kırılma nedenini belirlerken çok dikkatli olması gerekiyor. Kırılma mekanizması iki durumda da aynı olabilir, örneğin yorulma, ama kırılma nedeni yukarıda da bahsedildiği gibi çok farklı olabilir. Eğer kırılma nedeni yanlış tasarımısa, bu tasarımcının hatası, imalâta ilişkin ise imalâtçınınındır vs.[1].

3.1.6 Öneriler

Kapsamlı bir hasar analizi ileride aynı hasarın oluşmaması için yapılması gerekenlerden oluşan öneri kısmını da içerir. Öneriler kısaca özetlenebileceği gibi uzun-uzun da anlatılabilir. Hatanın mikro yapıdan kaynakladığını bulan analist bu parça için değişik malzeme önerebilir, tasarımdan kaynaklanan hata için yeni tasarım önerisi sunulabilir. Yalnız kırılmanın kesin nedeni bulunmadığı takdirde bu tarz öneriler kesinlikle yapılmamalıdır [1].

3.1.7 Hasar analizi raporu

Hasar analizi raporunu yazma prosedürü uygulamaya göre değişim göstermesine rağmen, genel bir hasar analizi raporu aşağıdaki kısımlardan oluşmaktadır:

1. Özet: yapılacak çalışmanın, deneylerin ve analizlerinin kısa tanımını içermelidir.
2. Parçanın tanımı: parçanın çalışma şartları, zorlanma şekli, malzemesi, imalât yöntemi gibi mümkün olduğunca fazla tanımlayıcı bilgi içermelidir.
3. Deney prosedürü: numune hazırlama ve yapılan deneylere ilişkin bütün detayları içermelidir.

4. Gözle muayene: çatlaklar ve korozyon bölgelerini gösteren kırılan parçanın fotoğrafını içerir.
5. Malzeme doğrulaması: malzemenin kimyasal bileşim analiz sonuçlarını içermelidir. Bu kısımda malzemenin standartlara uygun olup olmadığı gösterilmelidir. Aynı zamanda malzemeye ilişkin bazı mekanik özelliklerin verilmesi de yararlı olabilir.
6. Gerilme ve kırılma mekaniği analizleri: kırılan parçanın gerilme ve kırılma mekaniği analizlerini içermelidir.
7. Mikro yapı tanımı: kırılan ve kırılmayan parçaların mikro yapıları sunularak, tane boyutuna, yapısı ve morfolojisine, aynı zamanda tane sınırlarına ve ikinci faz çökeltilere dikkat edilmelidir.
8. Kırılma mekanizması: yorulma, sürünme, hidrojen gevrekliği gibi parçanın kırılma mekanizması belirtilmelidir.
9. Kırılmanın nedeni: kırılmanın en muhtemel nedeni belirtilmelidir.
10. Sonuçlar: kırılma mekanizması ve nedeni özetlenebilir.
11. Öneriler: parçanın ileride kırılmamasına yönelik öneriler yapılabilir.
12. Referanslar: analiz esnasında kullanılan referans yayınlar belirtilmelidir [1].

3.2 Çeşitli Yükleme Hallerinde Hasar

Çeşitli yükleme hallerinde kırılma görüntüsü yüklemenin tipine, şartlarına ve malzemenin tokluğuna göre değişir. Şekil 3.1’de eğilme, basma ve burulma hallerinde sünek ve gevrek kırılmalara ait örnekler verilmiştir.

	Çekme	Basma	Eğme	Burulma
Normal gerilme, σ_{max}				
Kayma gerilmesi, τ_{max}				
Gevrek kırılma				
Sünek kırılma				

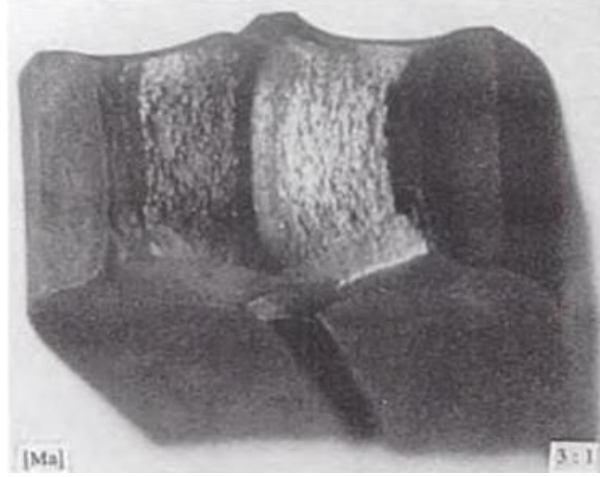
Şekil 3.1 : Çeşitli yüklemeler halinde gerilmeler ve kırılma düzlemleri [13]

3.2.1 Basma halinde hasar

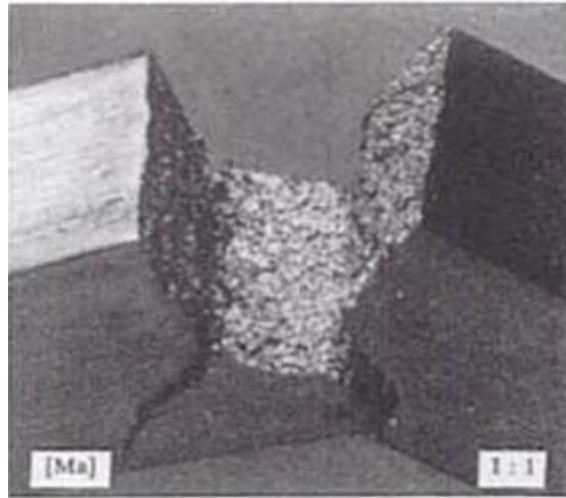
Tek eksenli basma kuvvetinin etkisi altında olan ve burkulmaya maruz kalmayan çubuklarda, malzemenin sünek ve gevrek oluşuna ve basmanın sürtünmeli ve sürtünmesiz oluşuna bağlı olarak farklı türden kırılmalar ortaya çıkar. Basma kuvvetinin kendisinin bir çatlak oluşturarak veya basma eksenine dik mevcut çatlağı ilerleterek parçayı kırması mümkün değildir. Sünek malzemelerin basma zorlanması altında parçanın orta bölgesi basma sırasında serbestçe genişlediğinden, parça görünümü bir fiçı şeklini alır, bu durum Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Gevrek malzemelerin içyapısı kırılma davranışlarını büyük ölçüde etkiler. Bunların kesmedeki kırılma dayanımları düşükse, parça uçlarının durumuna bağlı olmaksızın, daima basma eksenine dik kırılırlar [13].

3.2.2 Eğilme halinde hasar

Eğilme halinde maksimum çekme gerilmeleri yüzeyde olduğu için kırılma yüzeyde başlar. Kırılma yüzeyi düzlem şekil değiştirme şartlarında, eğilme momentinin neden olduğu çekme gerilmelerine diktir. Serbest yüzeylerde kayma dudağı oluşabilir. Gevrek kırılmada, eğilme momenti nedeniyle parçada önemli bir plastik deformasyon oluşmazken, sünek kırılmada gözlenebilir bir plastik deformasyon vardır. Şekil 3.2’de %0,10 C, %0,02 Si, %0,30 Mn, %0,032 P ve %0,024 S içeren çelik malzemesinden imal edilmiş parçanın eğilme sonucunda sünek kırılmış görüntüsü mevcuttur. Şekil 3.3’te ise %0,09 C, %0,02 Si, %0,32 Mn, %0,042 P ve %0,028 S içeren çelik malzemesinden imal edilmiş parçanın eğilme sonucunda gevrek kırılmış görüntüsü verilmiştir.[3]



Şekil 3.2 : Eğilme sonucunda sünek kırılma[3]

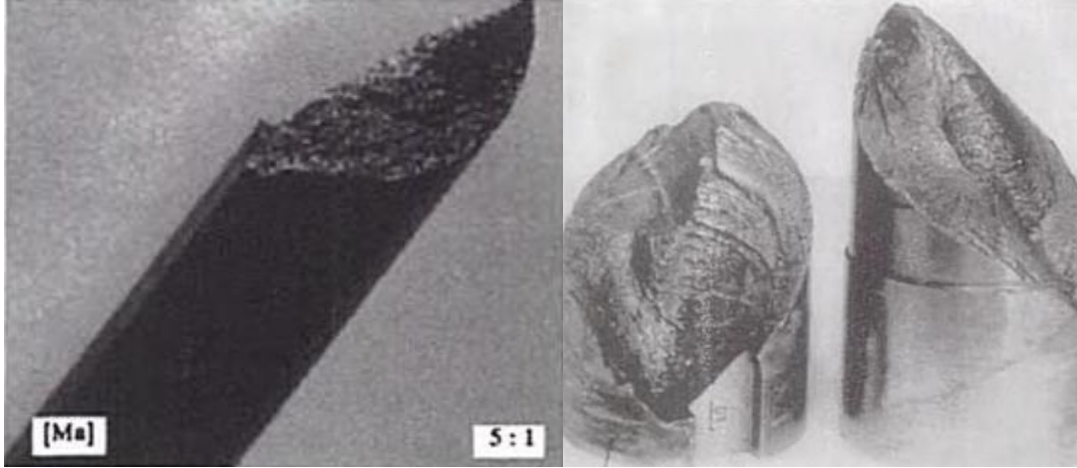


Şekil 3.3 : Eğilme sonucunda gevrek kırılma[3]

3.2.3 Burulma halinde hasar

Burulmada en büyük asal normal gerilmeler ve kayma gerilmeleri yüzeyde oluşur. Bu nedenle kırılma yüzeyde başlar. Maksimum asal çekme gerilmeleri şekil 3.1’de gösterildiği gibi parça eksenine 45° açı yapan helisel yüzeye diktir. Bunun sonucunda burulmada dik kırılma ve gevrek kırılma yüzeyi helisel bir düzlemdir.

En büyük kayma gerilmesi düzlemleri ise, biri parça eksenine dik olan, diğeri ise eksene paralel olan düzlemlerdir. Burulmalı sünek kırılmada parça boyutlarında önemli bir değişme oluşmadan, parça genellikle eksenine dik en büyük kayma gerilmesi düzleminden, kesme yoluyla kırılır. Eksene paralel düzlemlerde sünek kırılmaya daha az rastlanır. Bunun nedeni, parça yüzeyinin işlenmesi sırasında oluşan ve çentik etkisi yapan süreksizliklerin eksene dik düzlemdeki kırılma eğilimini artırmasıdır. Sünek kırılma halinde kırılma yüzeyi, yüzeyler arasında sürtünme nedeniyle, belirgin bir özellik taşımaz. Kırılma parça yüzeyinden başlayarak parça merkezinde son bulur. Eğer parçaya burulma momentiyle birlikte eğilme momenti de etkiliyorsa, son kırılma bölgesi merkezden yüzeye doğru kayar. Şekil 3.4’te %0,8 C, %0,15 Si, %0,60 Mn, %0,021 P ve %0,032 S içeren çelik malzemeden imal edilmiş parçanın burulma sonucunda gevrek kırılmış görüntüsü verilmiştir [3].



Şekil 3.4 : Burulma sonucunda gevrek kırılma [3]

3.2.4 Yorulma halinde hasar

Malzemenin tekrarlı gerilmeler veya birim şekil değiştirmeler sonucu kırılmasına ‘‘yorulma’’ adı verilir. Konu üzerinde yapılan incelemeler yorulma hasarı oluşumu mekanizmasının dört değişik safha içerdiğini ortaya koymuştur.

- a. Yorulma çatlağı oluşumu
- b. Çatlağın kayma bantlarında ilerlemesi
- c. Çatlağın gerilmeye dik olarak ilerlemesi
- d. Zorunlu kırılma

Yorulma çatlağı çok büyük bir olasılıkla parça yüzeyinde meydana gelmektedir. Çünkü gerilmeler yüzeyde en büyük değerlere ulaşır, yüzeyler dış etkilere açıktır ve çevrimsel zorlanmanın kristal içindeki kayma hareketleri yüzeyde son bulmaktadır.

Bir makina elemanının yorulmaya karşı emniyetli olabilmesi için işletme sırasında doğabilecek anma gerilmesinin malzemenin yorulma sınırı veya dayanımının altında seçilmesi yeterli olmayabilir. Diğer bir deyişle zorlanma şartları gerek malzemenin yorulma dayanımını azaltıcı, gerekse gerilme genliğini arttırıcı bazı faktörleri de içerebilir. Bu faktörler:

- a. Yorulma dayanımını azaltıcı etkisi olanlar
 - i. Ortalama gerilme
 - ii. Boyut
 - iii. Yüzey durumu
 - iv. Kesit biçimi
- b. Gerilme genliğini arttırıcı etkisi olanlar
 - i. Darbeli yükler
 - ii. Çentik etkisi

şeklinde sınıflandırılabilir.

Bunun sonucunda çevrimsel zorlanmalar altında çalışan makina parçalarında malzemenin yorulma dayanımı veya sınırı σ_D ve zorlanmanın gerilme genliği σ_g yardımıyla emniyet katsayısı S,

$$S = \sigma_D / \sigma_g \quad (3.1)$$

olarak tanımlanır. Ancak parça(çap) büyüklüğü, yüzey düzgünsüzlükleri, darbe çalışma, çentik etkisi, ortalama gerilme ve kesit biçimi gibi etkiler göz önüne alındığında, bu etkilerle indirgenmiş σ_G ve yükseltgenmiş σ_g esas alınarak

$$\gamma = (\sigma_G * K_b * q * K_y) / (\sigma_g * \phi * \beta_{çen}) \quad (3.2)$$

şeklinde yazılır. Burada:

K_b : boyut etki katsayısı

q : kesit biçim faktörü

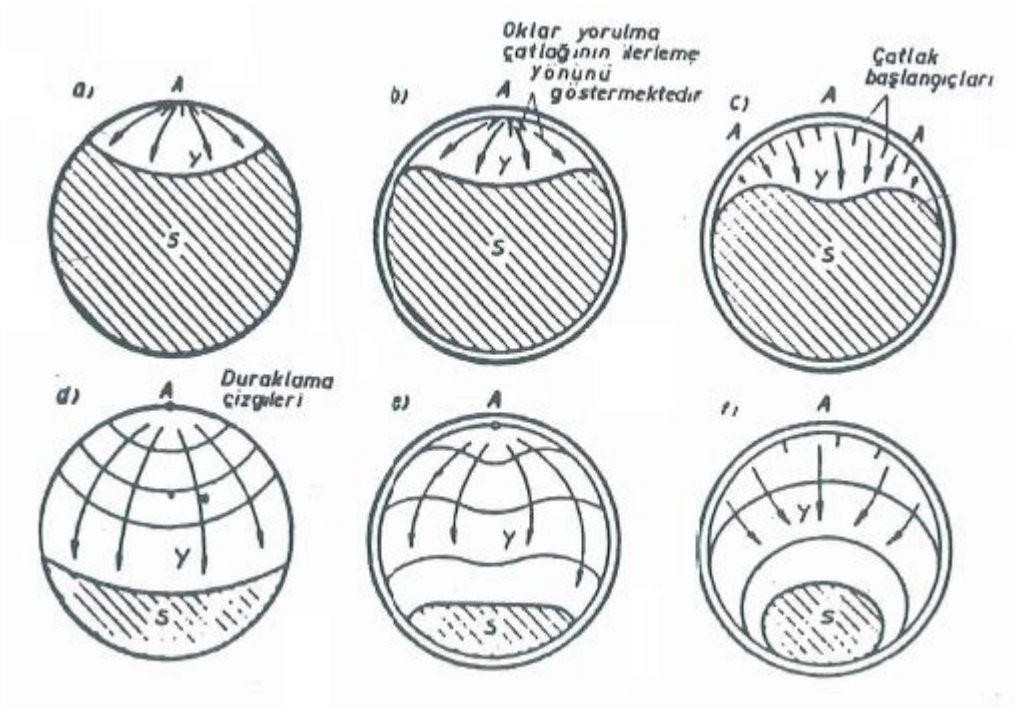
K_y : yüzey etki faktörü

φ : darbe etki katsayısı

$\beta_{çen}$: yorulma çentik katsayısı

Ortalama gerilmenin etkimesi söz konusu ise σ_D yerine Smith, Sodenberg veya Goodman diagramlarından elde edilmiş indirgenmiş yorulma dayanımı değerleri kullanılmalıdır.

Yorulma kırılmasına uğrayan bir parçanın kırık yüzeyi, zorlanmanın şekli, seviye ve zamanla değişimi hakkında önemli bilgiler verdiğiinden hasar analizi çalışmalarının ana ögesidir. Genellikle x2-x20 gibi küçük büyütmelelerdeki stereo mikroskoplarda incelenen kırık yüzeyler zorlanma şartları hakkında şekil 3.5'te özetlenmiş bulunan bilgileri vermektedir [16].



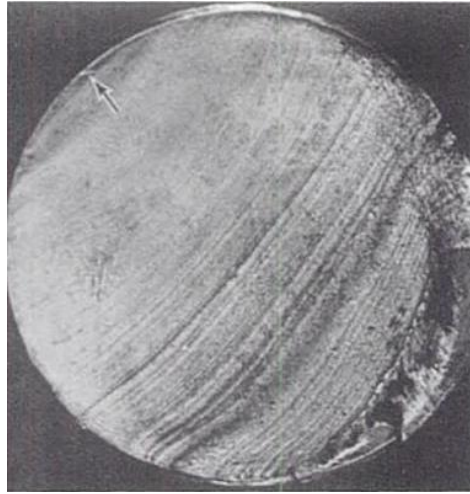
Şekil 3.5 : Tek taraflı eğme zorlanması sonucu oluşan kırık yüzey örnekleri [16]

Burada,

- a. Anma gerilmesi yüksek. Yerel çentik etkisi zayıf.
- b. Anma gerilmesi yüksek. Tüm çevrede zayıf çentik etkisi, çatlak cephesinin kenarları daha hızlı ilerliyor.
- c. Anma gerilmesi yüksek. Tüm çevrede kuvvetli çentik etkisi, cephe kenarları daha hızlı ilerliyor.
- d. Düşük anma gerilmesi. Küçük yerel çentik etkisi bulunan düzgün parça. Çatlak cephesi A etrafında daireler şeklinde ilerliyor.
- e. Düşük anma gerilmesi. Zayıf fakat çevresel olan çentik etkisi nedeniyle çatlak cephesi kenarları hızlı ilerliyor.
- f. Düşük anma gerilmesi. Tüm çevrede kuvvetli çentik etkisi. Son kırılma hemen hemen tümüyle yorulma çatlağı ile çevrilmiş.

Burularak yorulmaya uğrayan parçaların kırık yüzeyleri bu örneklerden çok farklılıklar gösterir. Örnek olarak burularak yorulan bir milin kırık yüzeylerine bakıldığında, çatlağın mil eksenine 45^0 'lik bir açı ile başladığı ve spiral formda ilerlediği görülmektedir.

Şekil 3.6'da AISI 8640 çeliğinden imal edilmiş parçanın yorulma sonucunda kırılmasının görüntüsü verilmiştir. Şekil 3.7'de AISI 1050 çeliğinden imal edilmiş parçanın yorulma sonucunda kırılmasının görüntüsü verilmiş olup, bu görüntüde ani kırılma bölgesinin eksantrikliğı parçaya gelen yüklerin dengelenmemiş oluşunun göstergesidir [16].



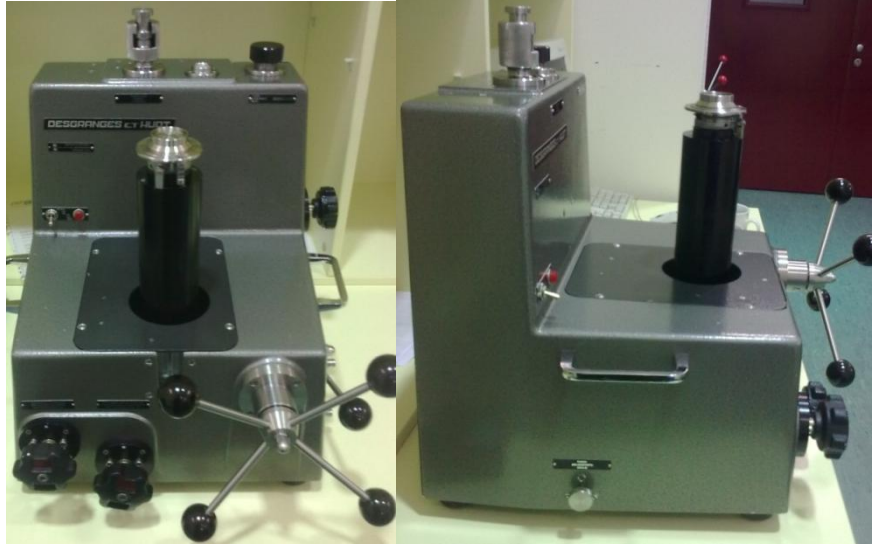
Şekil 3.6 : Yorulma sonucunda kırılma [16]



Şekil 3.7 : Yorulma sonucunda kırılma [16]

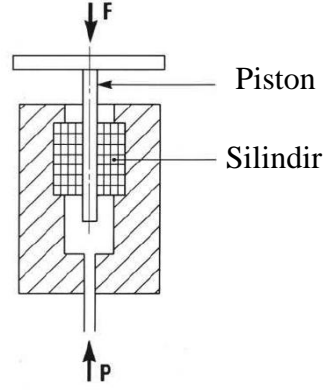
4. ANALİZ SONUÇLARI

Sunulan çalışmada primer seviyede kullanılan ve 0 ile 500 MPa basınç aralığında çalışan bir pistonlu basınç standardına ait pistonun mukavemet analizleri yapılmıştır. İncelenen pistonlu basınç standardı 5306 model gövdeye takılı olarak kullanılmaktadır. Bu standardın ilk modeli yaklaşık 1990'ların başında geliştirilmiş ve o günden bu yana gelişerek son halini almıştır. Şekil 4.1'de piston silindir ünitesi gövdeye takılı durumda görülmektedir. Bu pistonlu basınç standardı çok geniş aralıklarda basınç kalibrasyonu ve referans basınç ölçümleri için kullanılmakta olup, birincil seviye metroloji laboratuvarlarında $\pm 0,02\%$ hassasiyetinde basınç ölçümleri için kullanılmaktadır. Bu standartta 0,1 ila 500 MPa aralığında basınç akışkan olarak kullanılan yağ ile sağlanmaktadır [17].



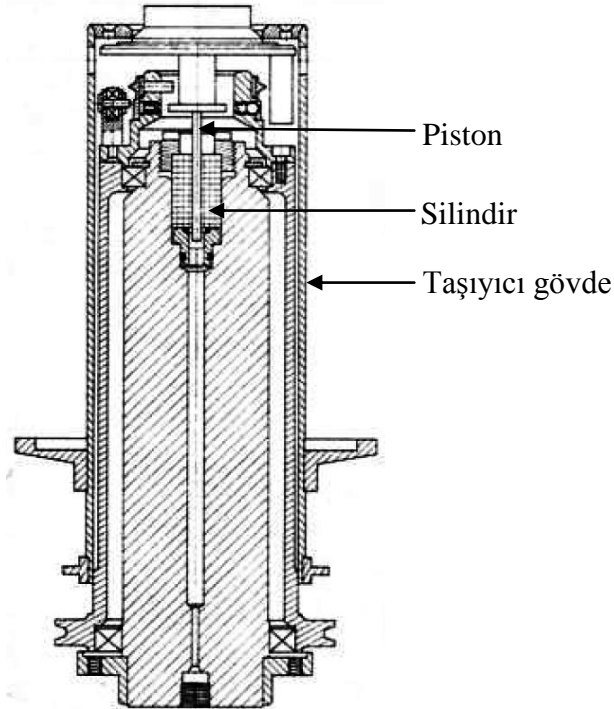
Şekil 4.1 : 5306 model primer seviye pistonlu basınç standardı (D&H).

Piston üzerine şekil 4.2'de görüldüğü gibi bilinen ağırlıklar konulup pistonun efektif alanına bölündüğünde basıncı temel birimler olan ağırlık ve uzunluk cinsinden doğrudan elde etmek bu basınç standardı ile mümkündür. Bu nedenle, hassas basınç ölçümlerinde referans basınç standardı olarak kullanılmaktadır.



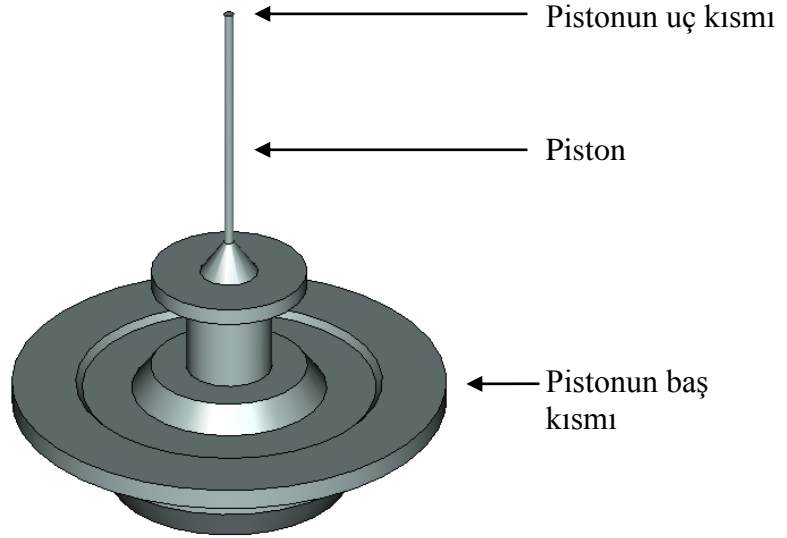
Şekil 4.2 : Piston silindir ünitesinin prensip şeması [17]

Piston silindir ünitesinin gövdeye montaj hali şekil 4.3'te görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi uygulanan basınç altında piston sadece basma gerilmelerine maruz kalmaktadır. Şekil incelendiğinde pistonun aksel doğrultuda kuvvetle karşılaşması bu sistemin prensibi açısından doğaldır. Bunun dışında dönme ekseninde pistonun serbest olarak silindir tarafından kılavuzlanması nedeni ile bir burulma etkisinin söz konusu olamayacağı söylenebilir. Yapılan analizlerde bu durum göz önünde bulundurulmuştur. Buna göre pistonun analizleri sırasında yükün uygulandığı kısım yani pistonun baş kısmı sabit olarak düşünülmüş ve sınır koşulları buna uygun olarak verilmiştir.

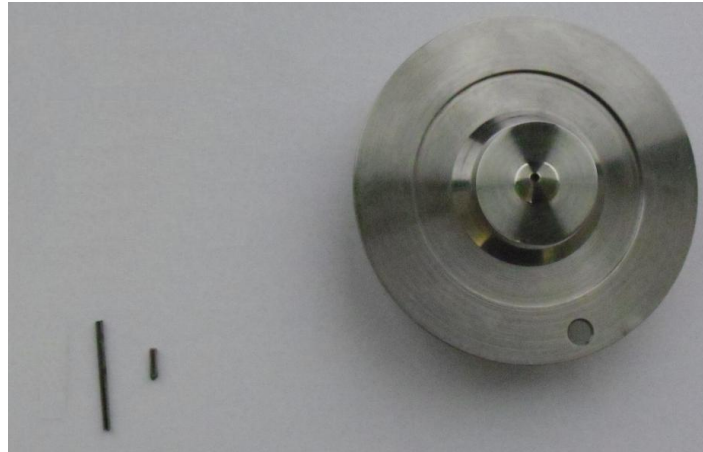


Şekil 4.3 : Piston silindir ünitesinin montaj resmi [17]

Bu piston silindir ünitesine ait pistonun 3 boyutlu modeli Şekil 4.4’de görülmektedir. Pistonun nominal çapı 1,57 mm ve nominal uzunluğu 41,1 mm’dir. Pistonda zamanla kullanım sırasında çok küçük boyutlarda bir eğilme deformasyonu olduğu gözlenmiştir. Hassas basınç ölçümlerinde kullanılan bu cihazdaki çok küçük hatalar bile kuvvetin istenilen hassasiyette oluşturulamamasına neden olmaktadır. Bu sorunun giderilmesi amacıyla üretici firmaya söz konusu basınç standardı gönderilmiştir. Firma söz konusu basınç standardına ait pistonun kendilerine hasarlı olarak ulaştığını beyan etmiştir. Daha sonra pistonun gözle yapılan ilk incelemelerinde şekil 4.5’te görüldüğü gibi iki noktadan kırıldığı tespit edilmiştir. Sunulan bu çalışmada söz konusu pistonun çeşitli zorlanma durumlarındaki mukavemet analizleri yapılarak kırılma nedenleri araştırılmıştır.



Şekil 4.4 : Pistonun geometrik modeli



Şekil 4.5 : Kırılan piston

Yukarıda çalışma prensibi anlatılan piston daha önce de belirtildiği gibi sadece basma gerilmesine maruz kalmaktadır. Bunun dışında her hangi bir dış etki nedeniyle maruz kalabileceği diğer zorlanma türleri de göz önünde bulundurularak analizler yapılmıştır. Buna göre;

- 1) Basma
- 2) Eğilme
- 3) Burulma
- 4) Burulmalı eğilme
- 5) Burkulma
- 6) Eğilme yorulması
- 7) Titreşim analizi

yapılmasına karar verilmiştir.

Mukavemet analizlerinin nümerik ortamda yapılması için günümüzde birçok ticari sonlu elemanlar analizi (FEM) için yazılımlar mevcuttur. Bu çalışmada pistonun FEM analizlerini gerçekleştirmek için Abaqus 6.9 ve ANSYS 12 yazılımları kullanılmıştır. Parçanın CAD modeli T-FLEX yazılımında oluşturulmuştur.

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik analizlerin yardımıyla fiziksel problemi çözmektedir. Fiziksel problem genellikle belli koşullar altında çeşitli yüklere maruz kalan elemandan oluşmaktadır. Bu fiziksel problem bazı kabuller yapılarak matematiksel modele dönüştürülmekte ve FEM analizi de bu matematiksel modeli çözmektedir. Tanımlanan problemin doğru çözülebilmesi için esas şartlardan biri matematiksel modelin doğru kabuller yapılarak oluşturulması ve fiziksel modeli mümkün olduğu kadar doğru yansıtmasıdır. FEM analizlerinin güvenilirliği ve hassasiyeti de büyük ölçüde buna dayanmaktadır. Yalnız burada bir noktaya dikkat edilmelidir ki, matematiksel modelin fiziksel modeli tamamen doğru yansıtması mümkün değildir. Bu yüzden FEM analizlerin gerçeğe yakın sonuç vermesi için yapılacak en önemli adımlardan biri matematiksel modelin hassas ve güvenilir olarak oluşturulmasıdır. Yapılan bu çalışmada da pistonun çalışma şartları ve maruz kaldığı zorlanmalar dikkate alınarak, ilerdeki FEM analizlerinde kullanılacak modeli oluşturulmuştur.

Parçanın sonlu elemanlar analizlerinin yanı sıra SEM olarak da bilinen Taramalı Elektron Mikroskobu altında kırılmış yüzeyler incelenmiştir. Kırılma yüzeylerin SEM analizleri kırılmanın karakteristiğine ilişkin birçok bilgi içerdiği için kırılmanın nedenini araştırmada önem arz etmektedirler. Ayrıca piston malzemesinin katalogdaki malzeme ile örtüşüp örtüşmediğini kontrol etmek için Yarı Kantitatif Elementsel Analiz Sistemi kullanılarak pistonun malzeme analizleri de gerçekleştirilmiştir.

4.1 Pistonun Katalogda Verilen Malzeme Özellikleri

Primer seviye pistonlu basınç standardına ait 7002 seri numaralı piston silindir ünitesinin üretici firma sertifikasında [18] pistonun AISI 304L paslanmaz çelikten imal edildiği beyan edilmiştir.

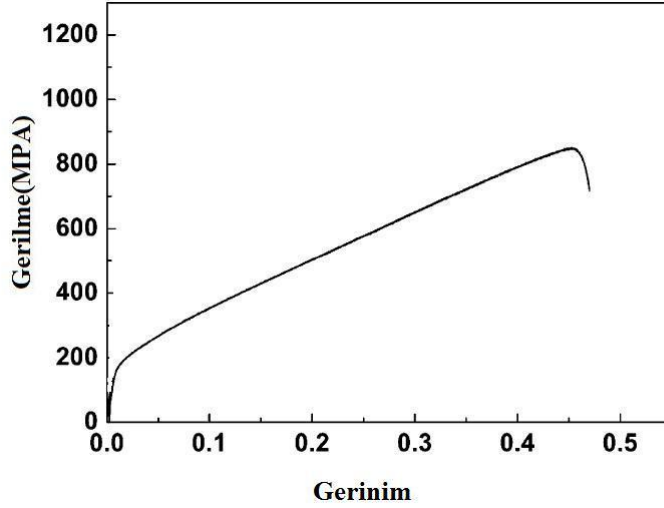
AISI 304L çelik standardında belirtildiği üzere malzemenin kimyasal bileşimi çizelge 4.1’de verilmiştir. 304L paslanmaz çeliği östenitik paslanmaz çelik olup çizelgede verilen elementsel birleşiminden de anlaşılacağı üzere yüksek korozyon direncine sahiptir [19]. Benzer şekilde 304L çeliğinin fiziksel özellikleri de çizelge 4.2 ve çekme eğrisi şekil 4.6 verilmiştir.

Çizelge 4.1: AISI 304L paslanmaz çeliğinin malzeme birleşimi [19]

Malzeme	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	N
304L	0,030	2,0	0,75	0,045	0,030	20	12	0,10

Çizelge 4.2: AISI 304L paslanmaz çeliğinin fiziksel özellikleri[19]

Malzeme	Elastisite modülü (GPa)	Akma dayanımı (MPa)	Kopma dayanımı (MPa)	Yorulma dayanımı (MPa)	Poisson oranı	Yoğunluk (g/cm ³)	Sertlik HRB
304L	200	170	485	240	0,3	7,92	92

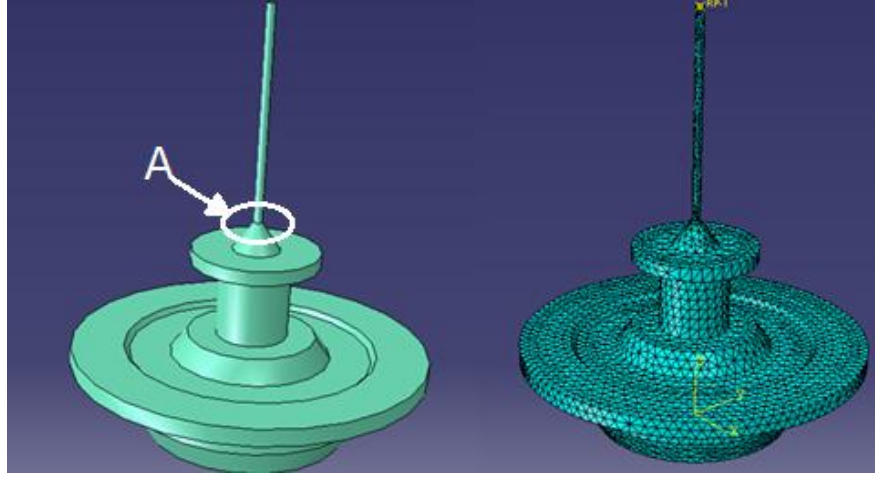


Şekil 4.6: AISI 304L çeliğinin çekme eğrisi[19]

Çalışma sıcaklığı 500 °C'ye kadar olan parçalarda kullanılabilen 304L çeliğinin sıcaklık dayanımı da oldukça yüksektir. Ayrıca kaynak edilebilirliği çok iyi olan 304L çeliği gıda sektöründe, kimyasal sektörde ve korozyonlu ortamlarda çalışan makina parçalarında kullanılmaktadır.

4.2 Yapısal Ağ (Mesh)

FEM analizlerinin gerçeğe yakın sonuçlar vermesi için en önemli unsurlardan biri olan yapısal ağın (mesh'in) doğru seçilmesi şarttır. Şekil 4.7'de gösterildiği gibi pistonu quadratic tetragonal mesh atılmıştır. Bilindiği üzere FEM analizlerinin doğruluğu ve gerçeğe yakınlığı büyük ölçüde problemin doğru tanımına, sınır koşullarına ve mesh boyutu gibi birçok parametrenin uygun seçilmesine bağlıdır. Buna göre lineer meshten daha doğru sonuçlar verdiği için quadratic mesh ve parça geometrisine uygun olarak da mesh tipi tetragonal seçilmiştir. Bilindiği gibi makina elemanlarında ani çap değişimlerinin olduğu bölgeler kritik kesitler olarak düşünülmelidir. Ayrıca pistonun analizleri sırasında uç kısmı serbest kabul edilecek ve baş kısmı ankastre olarak tanımlanacaktır. Buna göre, Pistonun şekil 4.7'de A ile gösterilen ani çap değişimini olduğu kritik kesitine daha sık mesh atılmış olup toplam 47357 adet elemandan oluşan yapısal ağ oluşturulmuştur.



Şekil 4.7 : Pistonun 3 boyutlu modeli ve yapısal ağı

4.3 Pistonun Basma Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi

Piston normal çalışma koşullarında maksimum 500 MPa basma gerilmesine maruz kalmaktadır. Bu nedenle pistonun bu gerilmeye dayanacak şekilde tasarlanmış olması gerekir.

Pistonda oluşan gerilme değerleri önce analitik olarak hesaplanacak daha sonra FEM analizleri yapılarak kritik kesitler ve bu kesitlerdeki gerilme dağılımları elde edilecektir. Bilindiği gibi bir makina elemanı ya malzemenin mukavemet değerleri baz alınarak boyutlandırılır yada boyutları belli ise bu değerlere göre kontrol hesabı yapılır. Bu çalışmada, mevcut pistonun işletme şartlarında maruz kaldığı zorlanma durumu altındaki kontrol hesapları yapılacaktır.

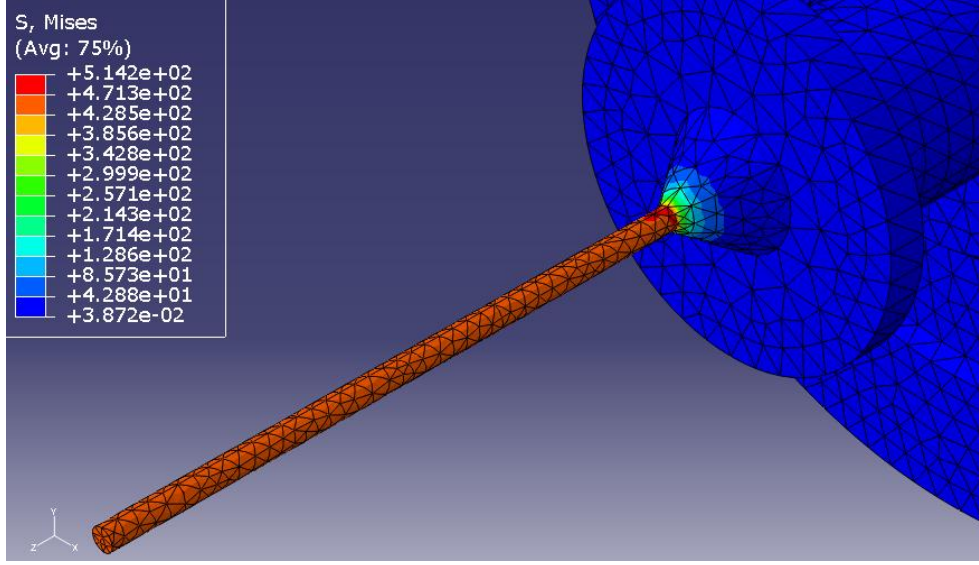
AISI 304L paslanmaz çeliğinin çizelge 4.2’de verildiği gibi akma sınırı 170 MPa dır. 1,25 kat emniyet göz önüne alındığında emniyet gerilmesi denklem 4.1’den 136 MPa olarak hesaplanmaktadır. Pistonda 500 MPa gerilmesinin oluşması için yüzeye etkimesi gereken kuvvet denklem 4.2’de hesaplanmıştır.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{170}{1,25} = 136 \text{ MPa} \quad (4.1)$$

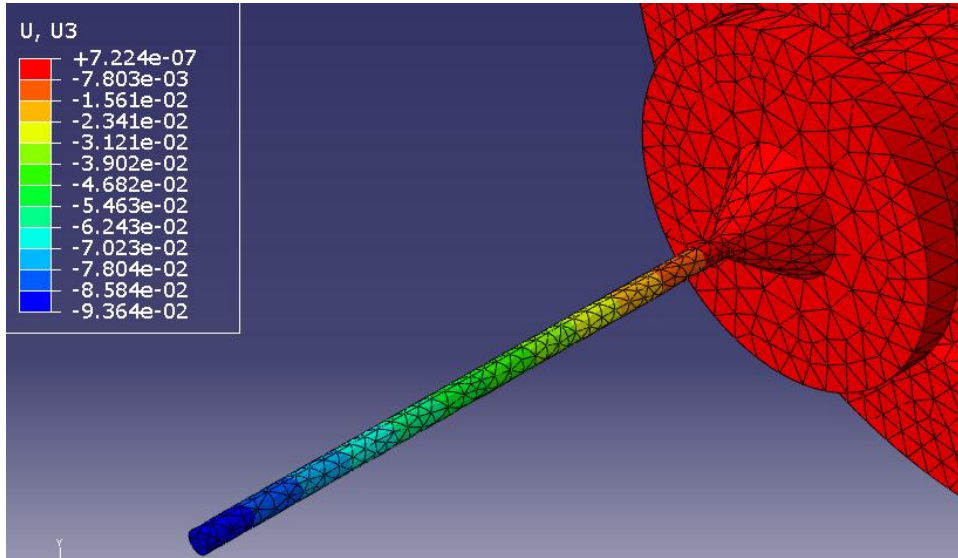
$$F = \sigma_v * A = 500 * \pi * (0,785)^2 = 967,5N \quad (4.2)$$

500 MPa basınç altında pistonda oluşan maksimum gerilme ($\sigma_v=500$ MPa) malzemenin emniyet gerilmesinden ($\sigma_{em}=136$ MPa) yüksek olduğu için piston bu zorlanma durumu için emniyetsizdir. Bu dikkate alınarak yapılan FEM analizleri de elasto-plastik durum için yapılmıştır. Yapılan analizlerde pistonun baş kısmı ankastre olarak tanımlanmış ve pistonun uç kısmından 500 MPa basınç piston yüzey alanına

etki ettirilmiştir. Yapılan analiz sonucunda pistondaki gerilme dağılımı Şekil 4.8’de ve oluşan yer değişimleri ise Şekil 4.9’da görülmektedir. Pistonda maksimum gerilmenin 514 MPa değerinde olup kritik kesitte oluştuğu ve Şekil 4.9’da gösterilen boyda kısalmanın da 0,0936 mm ve çapta değişiminin 0,028 mm olup oldukça küçük boyutlarda kaldığı görülmektedir. Şekil değişimi çok küçük kısalmalar şeklindedir ve herhangi bir fiçilaşma görülmemiştir. Analiz elasto-plastik bölgede yapıldığı için gerilme değerinde bir artış gözlenmiştir.



Şekil 4.8 : 500MPa basınç altında pistondaki gerilme dağılımı



Şekil 4.9 : 500MPa basınç altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler

4.4 Pistonun Eğilme Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi

Yapılan literatür araştırmasında tavsiye edilen emniyet katsayısı 1,1 ile 3 arasındadır. Bu zorlanma durumu için emniyet katsayısı $S=1,25$ alınarak malzemenin emniyet gerilmesi denklem 4.3'te görüldüğü gibi 136 MPa olarak hesaplanmıştır.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{170}{1,25} = 136 \text{ MPa} \quad (4.3)$$

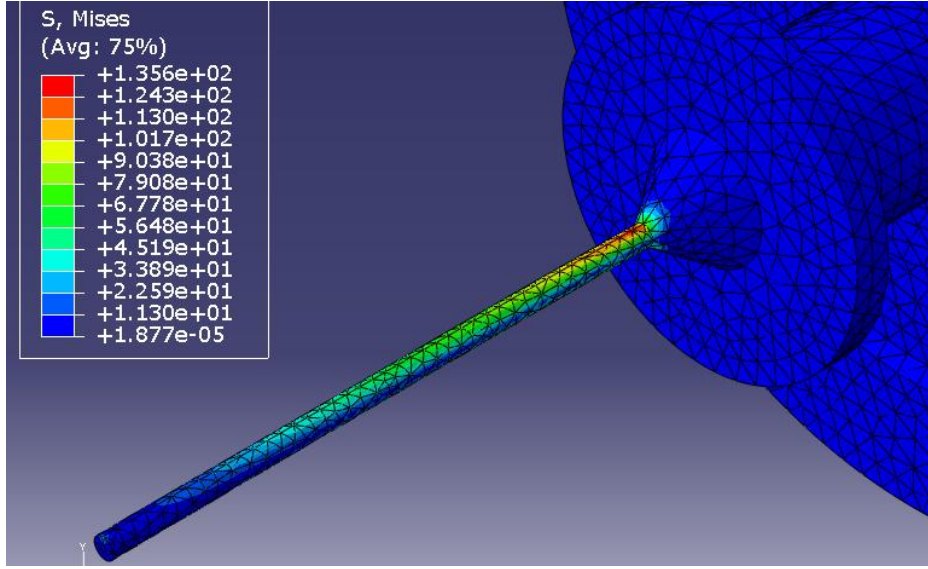
Daha sonra denklem 4.4 kullanılarak pistonun emniyet değerinin aşılmasına neden olacak kuvvet değeri

$$\sigma_{em} = \frac{M_e}{W_e} = \frac{FL}{\pi d^3 / 32} \Rightarrow F = \frac{\pi d^3 \sigma_{em}}{32L} = \frac{\pi * 1,57^3 * 136}{32 * 41,1} = 1,25 \text{ N} \quad (4.4)$$

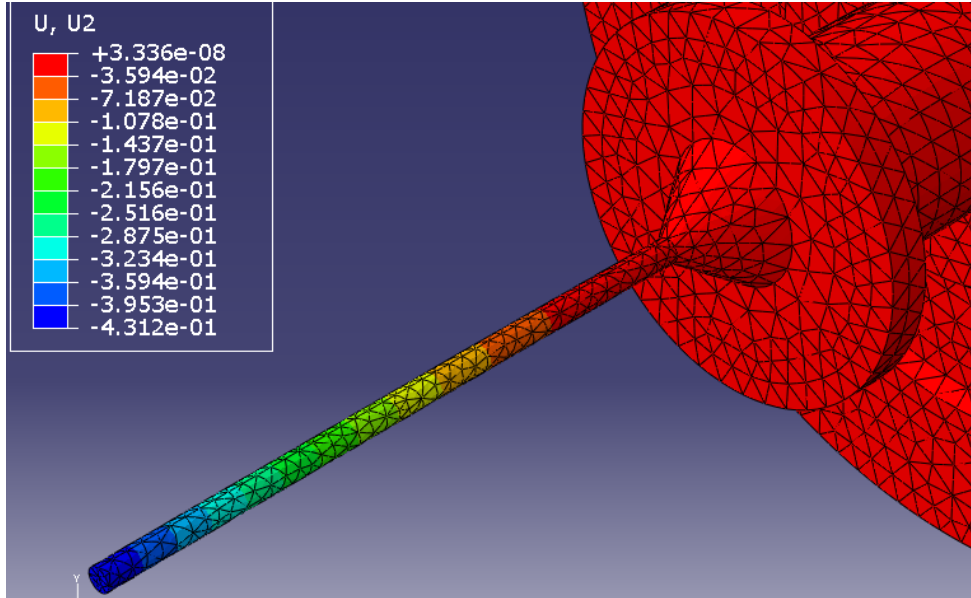
olarak hesaplanmıştır.

Benzer şekilde FEM analizlerinde pistonun uç kısmından eğilme momenti etki ettirilmiş ve piston eğilmeye zorlanarak emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan kuvvetin büyüklüğü aranmıştır. Buna göre $F=1,2$ N kuvvetle piston eğilmeye zorlandığında sınır değere ulaşıldığı hesaplanmıştır. Şekil 4.10'da bu kuvvet etkidiği zaman parçadaki gerilme dağılımı ve şekil 4.11'de oluşturduğu yer değiştirme miktarı verilmiştir. Analiz sonucunda parçada oluşan maksimum gerilmenin kritik kesitte oluştuğu ve 135,6 MPa değerine ulaştığı ve maksimum yer değiştirmenin de 0,431 mm olup beklenildiği gibi pistonun uç kısmında oluştuğu görülmektedir. FEM analizleri, analitik sonuca %4 yakınsaklıkla hesaplanmış olup, kabul edilebilir sınırlar içinde bir sonuç verdiği görülmektedir.

Eğilme zorlanmasına normal çalışma şartlarında maruz kalmayacak olan piston tahmin edilebileceği gibi çok küçük bir kuvvet etkisinde deformasyona uğramaktadır. Bu deformasyonun ani kesit değişiminin olduğu kritik kesitte meydana gelmesi de yine beklentiler doğrultusundadır.



Şekil 4.10 : 1,2N'luk eğilme zorlanması altında kritik kesitte gerilme dağılımı



Şekil 4.11 : 1,2N'luk eğilme zorlanması altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler

4.5 Pistonun Burulma Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi

Pistonda kalıcı şekil değişimlerinin oluşması istenmediğinden bu analiz için sınır değer olarak denklem 4.5'te hesabı gösterilen emniyet gerilmesi ($\tau_{em}=78,47\text{MPa}$) alınmıştır.

$$\tau_{em} = 0,577 * \sigma_{em} = 0,577 * 136 = 78,47 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

Daha sonra denklem 4.6'da gibi emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan moment aranmış ve denklem 4.7'de bu momenti oluşturan kuvvet hesaplanmıştır.

$$\tau_{em} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b}{\pi d^3 / 16} \Rightarrow M_b = \frac{\pi d^3 \tau_{em}}{16} = \frac{\pi * 1,57^3 * 78,47}{16} = 59,6 \text{ Nmm} \quad (4.6)$$

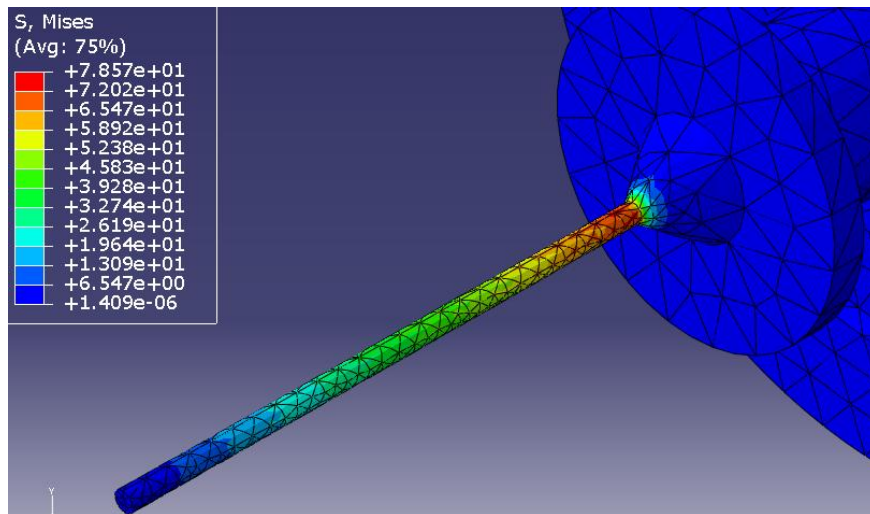
$$M_b = F * d \Rightarrow F = M_b / d = 59,6 / 1,57 = 37,96 \text{ N} \quad (4.7)$$

Ayrıca dönme açısı denklem 4.8'de $2,94^0$ olarak hesaplanmıştır.

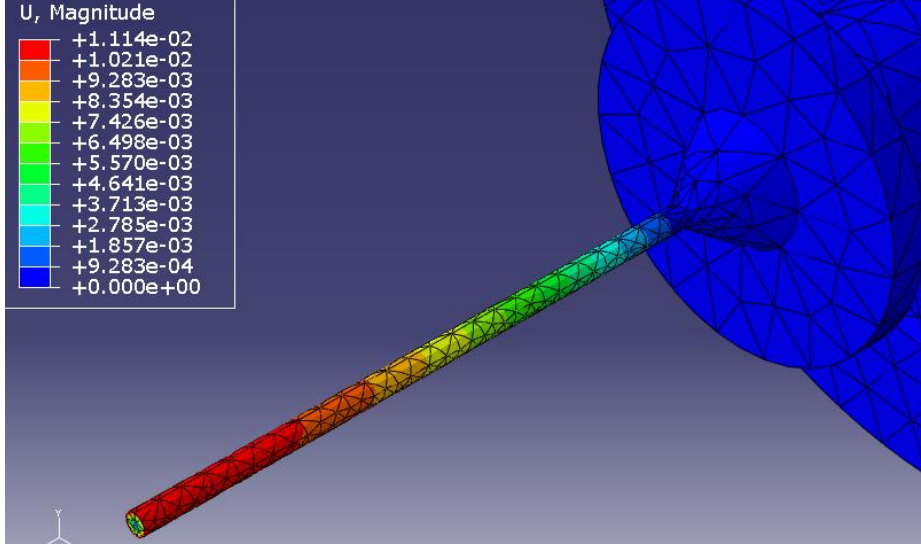
$$\varphi = \frac{M_b * L}{G * J_p} = \frac{59,6 * 41,1}{80000 * \pi \frac{(0,785)^4}{2}} = 0,051 \text{ rad} = 2,94^0 \quad (4.8)$$

Benzer şekilde FEM analizlerinde pistonun uç kısmından burulma momenti etki ettirilmiştir. Parçayı burulmaya zorlayarak emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan momentin büyüklüğü aranmıştır. Yapılan analiz sonucunda bu momentin $M_b=57,1 \text{ Nmm}$ ve bu momenti oluşturan kuvvetin $F=36,37 \text{ N}$ olduğu hesaplanmıştır. Şekil 4.12'de bu moment etkidiği zaman parçadaki gerilme dağılımı ve şekil 4.13'te oluşturduğu yer değiştirme miktarı verilmiştir. Analiz sonucunda parçada oluşan maksimum gerilmenin kritik kesitte olduğu ve $78,57 \text{ MPa}$ değerine ulaştığı ve maksimum yer değiştirmenin de $0,011 \text{ mm}$ olup pistonun uç kısmında olduğu görülmektedir. FEM analizleri, analitik sonuca %4,2 yakınsaklıkla hesaplanmış olup, kabul edilebilir sınırlar içinde bir sonuç verdiği görülmektedir.

Burulma zorlanmasına dayanacak şekilde boyutlandırılmamış olan piston yine bu zorlanma altında kritik kesite oldukça düşük bir moment etkisinde deformasyona uğramaktadır.



Şekil 4.12 : 57,1Nmm'lik burulma zorlanması altında pistonun kritik kesitinde oluşan gerilme dağılımı



Şekil 4.13 : 57,1Nmm’lik burulma zorlanması altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler

4.6 Pistonun Birleşik Eğilme ve Burulma Zorlanması Altındaki Gerilme Analizi

304L paslanmaz çelik malzemesi sünek malzeme olduğu için daha önce kırılma hipotezlerinde anlatıldığı gibi sünek malzemelerde daha büyük yaklaşıklıkla sonuç veren biçim şekil değiştirme enerjisi (Von Mises) hipotezine göre hesaplar yapılmıştır. Bu analizde de sınır değer olarak malzemenin emniyet gerilmesi ($\tau_{em}=78,47\text{MPa}$) seçilmiştir. Daha sonra denklem 4.9’da emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan fiktif moment aranmış ve denklem 4.10’da Von Mises kriterine göre bu momenti oluşturan burulma momenti ve eğilme kuvveti hesaplanmıştır. Yapılan analitik hesapta iki bilinmeyenli denklem 4.10’u çözmek için M_b burulma momenti 15 Nmm kabul edilerek pistonu eğmeye zorlayan kuvvet hesaplanmıştır.

$$\tau_{em} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f}{\pi d^3/32} \Rightarrow M_f = \frac{\pi d^3 \tau_{em}}{32} = \frac{\pi * 1,57^3 * 78,47}{32} = 29,8 \text{ Nmm} \quad (4.9)$$

Eğer biçim değiştirme enerjisi hipotezi (V.Mises) esas alınırsa;

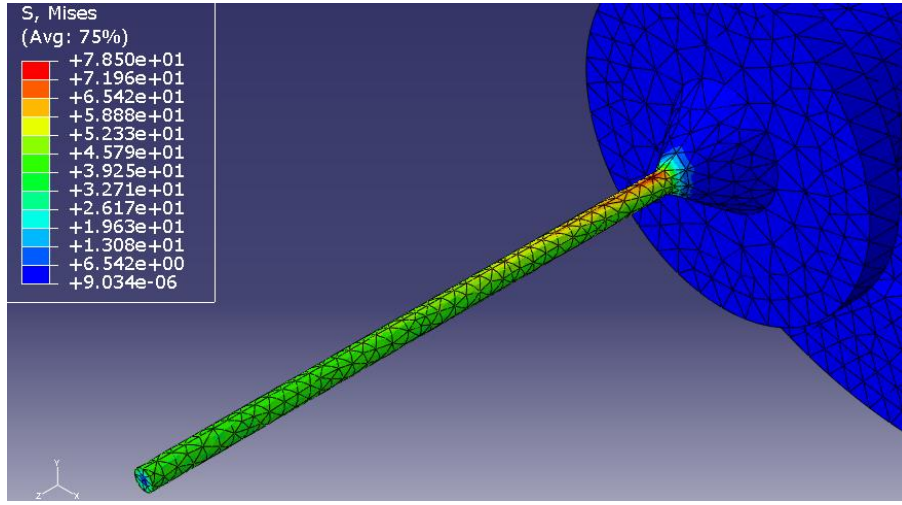
$$M_f = \sqrt{M_g^2 + 0,75M_b^2} \Rightarrow 29,8 = \sqrt{M_g^2 + 0,75M_b^2} \quad (4.10)$$

$$M_b = 15 \text{ Nmm ve } F_b = 9,55 \text{ N}$$

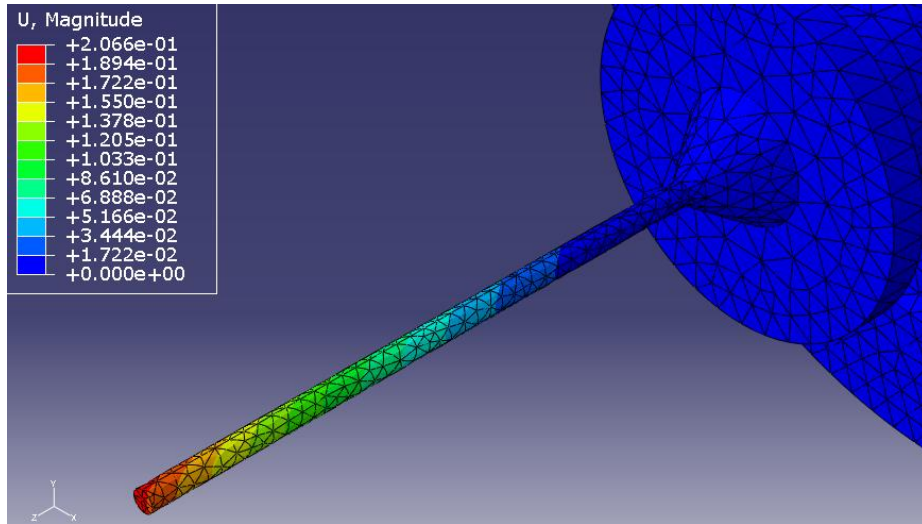
$$M_g = 26,72 \text{ Nmm ve } F_g = 0,65 \text{ N}$$

FEM analizlerinde de pistonun uç kısmından burulma ve eğilme momenti birlikte etki ettirilmiştir. Bu durumda emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan momentin

ve kuvvetin büyüklüğü aranmıştır. Yapılan analiz sonucunda sınır durum için burulma momentinin $M_b=14,3$ Nmm, bu momenti oluşturan kuvvetin $F=9,11$ N ve eğmeye zorlayan kuvvetin $F=0,61$ N olduğu hesaplanmıştır. Şekil 4.14'te bu birleşik zorlanma altında parçadaki gerilme dağılımı ve şekil 4.15'te yer değiştirme miktarı verilmiştir. Analiz sonucunda parçada oluşan maksimum gerilmenin yine beklenildiği gibi kritik kesitte oluştuğu ve 78,5 MPa değerine ulaştığı, maksimum yer değiştirmenin de 0,206 mm olup pistonun uç kısmında oluştuğu görülmektedir. FEM analizleri, analitik sonuca %4,6 yakınsaklıkla hesaplanmıştır.



Şekil 4.14 : $M_b=14,3$ Nmm ve $F=0,61$ N birleşik zorlanma altında kritik kesitte oluşan gerilme dağılımı



Şekil 4.15 : $M_b=14,3$ Nmm ve $F=0,61$ N birleşik zorlanma altında pistonun uç kısmında oluşan yer değiştirmeler

4.7 Pistonun Eğilme Yorulması

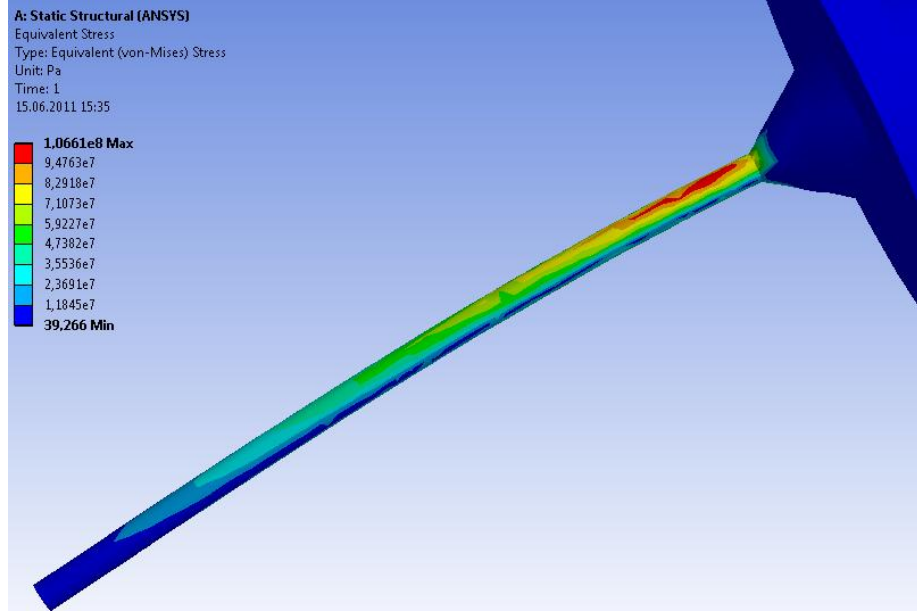
Piston malzemesinin yorulma dayanımı $\sigma_D=240$ MPa'dır. Denklem 4.12'de yapılan hesaplamalar sonucunda pistonun $F=0,91$ N değerine kadar eğilme kuvveti ile zorlandığı durumda yorulma açısından emniyetli olduğu bulunmuştur. Daha sonra pistonun eğilme yorulmasıyla ilgili bilgi vermek açısından pistonun uç kısmından $F=1$ N eğilme kuvveti etki ettirilmiştir. Bu zorlanma durumunda kesitte oluşan yorulma gerilmesi (σ_v) analitik olarak denklem 4.13'te hesaplanmıştır. Buna karşılık olarak da bölüm 2.5'te anlatıldığı gibi denklem 4.14'te parça için σ_{em} değeri hesaplanmış olup, bu iki değer karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi $\sigma_{em}<\sigma_v$ olduğu için parça emniyetsizdir, yani bu zorlanma durumunda pistonda sürekli mukavemet yoktur.

$$F = \frac{\sigma_{em} * W_g}{L} = \frac{\sigma_{em} * \pi d^3}{32L} = \frac{100,6 * \pi (1,57)^3}{32 * 41,1} = 0,91 \text{ N} \quad (4.12)$$

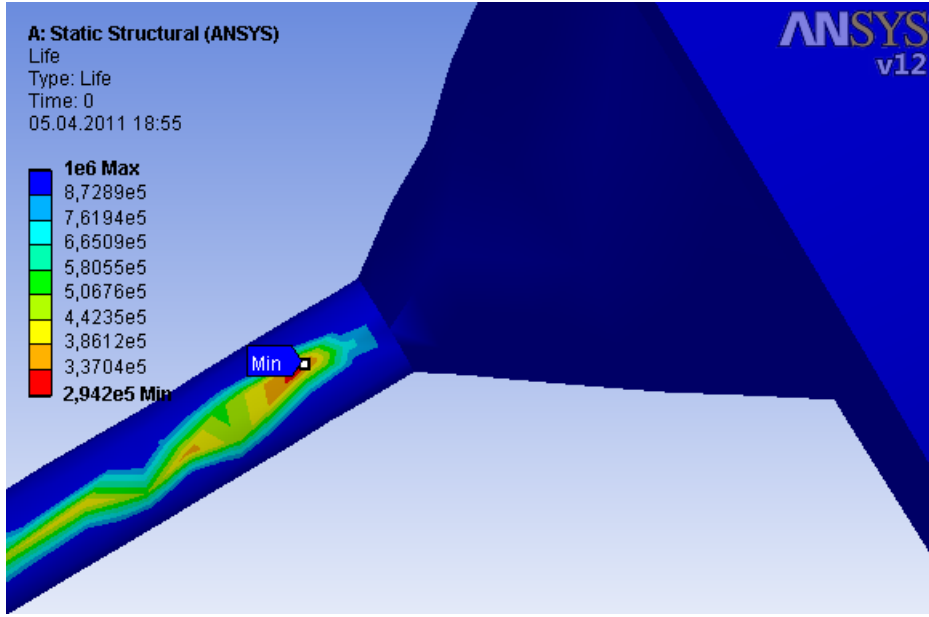
$$\sigma_v = \frac{M_g}{W_g} = \frac{FL}{\pi d^3/32} = \frac{1 * 41,1}{\pi (1,57)^3/32} = 108,2 \text{ MPa} \quad (4.13)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_D * K_b * K_y}{K_\zeta * S} = \frac{240 * 1 * 0,985}{1,88 * 1,25} = 100,6 \text{ MPa} \quad (4.14)$$

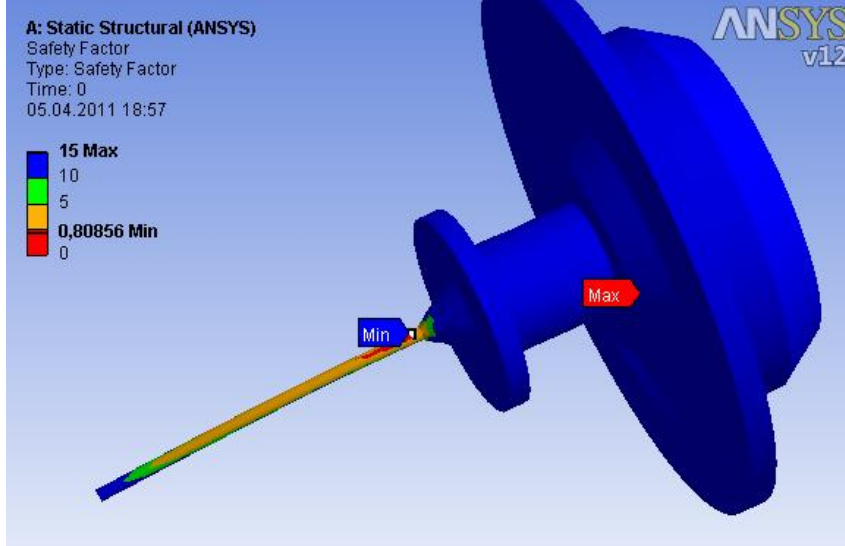
Benzer şekilde FEM analizlerinde de pistonun uç kısmından $F=1$ N değerinde tam değişken eğilme kuvveti etki ettirilmiştir. Bu zorlanma şartlarında pistonda oluşan gerilme şekil 4.16'da gösterildiği gibi 106,6 MPa değerinde hesaplanmış ve şekil 4.17'de görüldüğü gibi bu gerilme altında pistonun $2,94*10^5$ çevrim sonunda yorulma ile hasara uğradığı ve hasarın kritik kesitten biraz uzakta olduğu görülmüştür. Oysa piston gözle incelendiğinde kırılmanın tam ani çap değişiminde meydana geldiği açıkça görülmektedir. FEM sonuçları ile analitik hesaplar arasındaki fark %1,5 olup, değerlerin gerçeğe yakınlığını göstermektedir. Ayrıca şekil 4.18'de gösterilen 10^9 çevrim için pistonun emniyet faktörü de bulunmuştur.



Şekil 4.16 : $F=1$ N'luk eğilme kuvvetinin pistonda oluşturduğu gerilme dağılımı



Şekil 4.17 : $F=1$ N için pistonun yorulma ömrü (kritik kesit)



Şekil 4.18 : 10^9 çevrim için pistonun emniyet faktörü

4.8 Burkulma Analizi

Buraya kadar anlatılan analizlerde malzemenin Hooke kanununa uygun olarak elastik bölgede kadığı kabul edilmiştir. Ancak bazı durumlarda düşük yüklerde dahi elemanda kararsız şekil değişimler ve aşırı deformasyonlar oluşabilir. Buna örnek olarak burkulma verilebilir. Bir kiriş, eksenini doğrultusunda yüklendiğinde, kiriş yanal şekil değiştirmeye başlarsa bu şekil değiştirme artar ve sonuçta ciddi hasara sebebiyet verir. Burada tekrar belirtilmelidir ki piston silindir ile kılavuzlandığı için normal çalışma şartlarında burkulma zorlanmasına maruz kalması beklenmemektedir. Ancak daha önce de belirtildiği gibi pistonda meydana gelen deformasyon bu zorlanma durumunda akla getirmiş ve piston bu zorlanma durumu için de kontrol edilmiştir.

Burkulma kontrolü şekil 4.4'te gösterilen piston için ilk olarak denklem 4.15'te gösterilen narinlik hesabı yapılarak, $\lambda > \lambda_p$ olduğundan pistonun burkulma hesabının Euler bölgesinde yapılması gerektiğine karar verilmiştir. Daha sonra piston için denklem 4.17'de kritik kuvvet ve denklem 4.18'de kritik gerilme hesapları yapılmıştır. Piston bir ucundan ankastre diğer ucundan serbest bir kiriş olarak düşünüldüğünde bu malzeme için burkulmaya maruz kaldığı görülmektedir.

$$\lambda = \frac{l_{kr}}{i_{min}} = \frac{2l}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{2l}{\sqrt{\frac{(\pi r^4)/4}{\pi r^2}}} = \frac{82,2}{\sqrt{\frac{(\pi 0,785^4)/4}{\pi 0,785^2}}} = \frac{82,2}{0,3925} = 209,4 \quad (4.15)$$

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi \sqrt{\frac{2 * 10^5}{136}} = 120,47 \quad (4.16)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_{kr}^2} = \frac{\pi^2 EI}{(2L)^2} = \frac{\pi^2 2 * 10^5 * \frac{\pi}{4} (0,785)^4}{4(41,1)^2} = 87,12N \quad (4.17)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = \frac{87,12}{\pi(0,785)^2} = 45 \frac{N}{mm^2} \quad (4.18)$$

4.9 Titreşim Analizleri

Bu analiz pistonun nakledilmesi sırasında doğan titreşimlerden ötürü rezonansa girip hasara uğrama ihtimalinin varlığını kontrol etmek için yapılmıştır. Bilindiği gibi bir parçanın doğal frekansı sistemde meydana gelen titreşimlerin frekansı ile çakıştığında rezonans oluşur ve parça hasara uğrar. Buna göre kara taşıtlarında ve uçaklarda ikaz frekansları bilindiğine göre pistonun doğal frekansları elde edilerek, basınç piston standardının nakledilme esnasında rezonansa girip girmediği kontrol edilmiştir. Yapılan literatür araştırmasına göre kara taşıtlarından gelen titreşimlerin ikaz frekansı 0,5-80 Hz aralığında [22] ve hava taşıtlarında ise bu ikaz frekansının 0,4 – 400 Hz aralığında [23] olduğu belirtilmektedir. İlk önce pistonun birinci doğal frekansı denklem 4.20’de analitik olarak yapılmıştır. Daha sonra yapılan FEM analizleri sonucunda elde edilen pistonun doğal frekansları çizelge 4.3’te verilmiştir. Bu çizelge incelendiğinde kara ve hava taşıtlarının ikaz frekansı ile pistonun doğal frekansının hiçbir zaman çakışmadığı hatta yakın bir aralığa dahi düşmediği görülmüştür. Yine de böyle bir etki söz konusu olduğunda hasarın hangi bölgelerde oluştuğunun tespiti için modal analizler yapılmıştır.

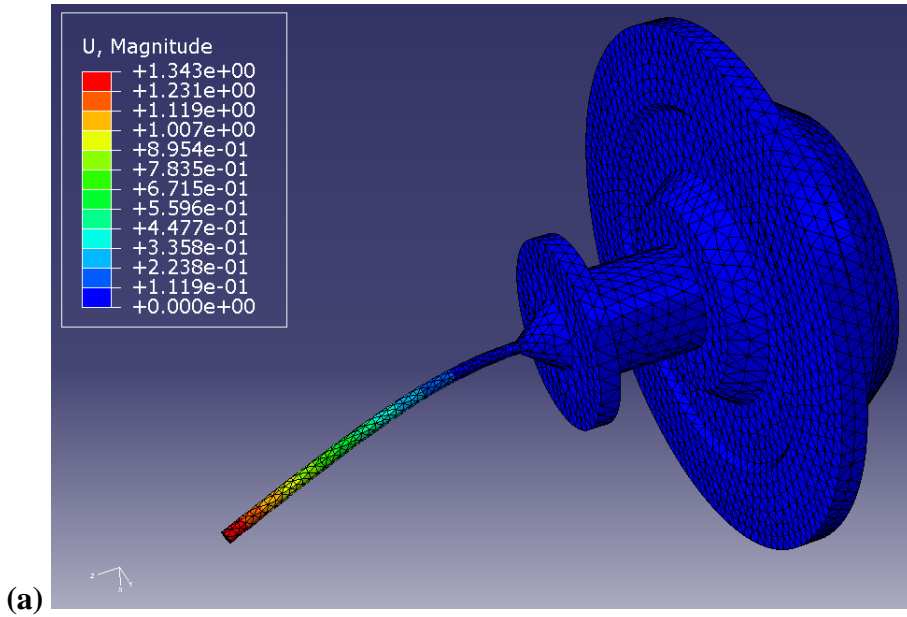
$$w = \lambda * \sqrt{\frac{EI}{A\rho}} = \lambda * \sqrt{\frac{E \frac{\pi d^4}{64}}{\rho \frac{\pi d^2}{4}}} = \lambda * \frac{d}{4} * \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.19)$$

$$w = 0,316 * \frac{1,57}{4} \sqrt{\frac{2 * 10^5}{7,92 * 10^{-3}}} = 623 \text{ rad/sn} \quad (4.20)$$

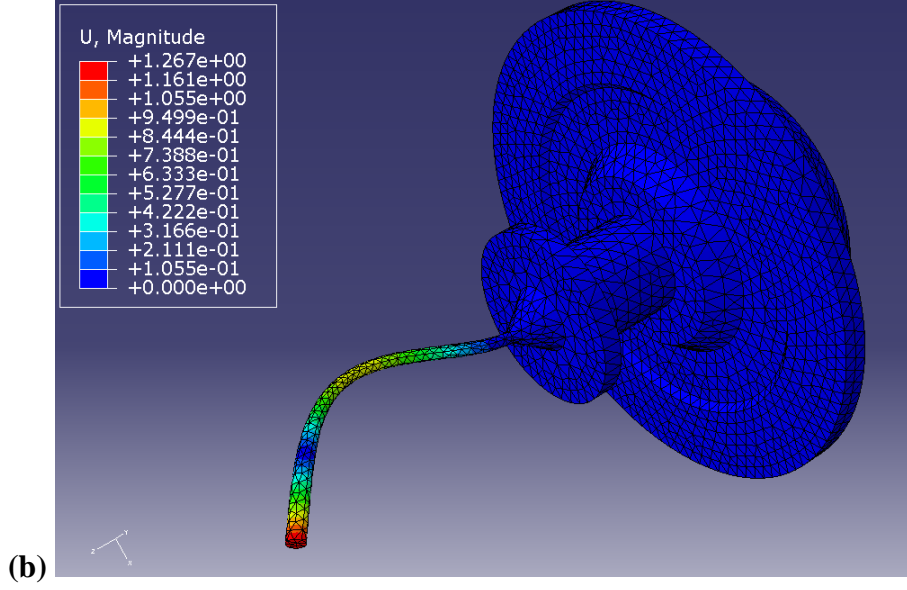
Çizelge-4.3: Pistonun doğal frekanslar tablosu

Mode	Frekans
1	620,34 Hz
2	1318,1 Hz

Daha öncede belirtildiği gibi nakledilme sırasında gelen ikaz frekansları pistonun 1. doğal frekansına bile ulaşmadığı için sadece 1. doğal frekansında oluşan rezonans durumunu incelemek yeterli olacaktır. Ancak olası hasar durumu hakkında fikir vermesi açısından pistonun diğer doğal frekanslardaki rezonans durumu da verilmiştir. Şekil 4.19'da incelendiğinde pistonun uç kısmında hasar bekleyebiliriz. Titreşim frekansı arttıkça pistonun bir kaç bölgesinden kırılması olasıdır.



Şekil 4.19 : Pistonun rezonansa girme durumu a.620,34 Hz, b. 1318,1 Hz

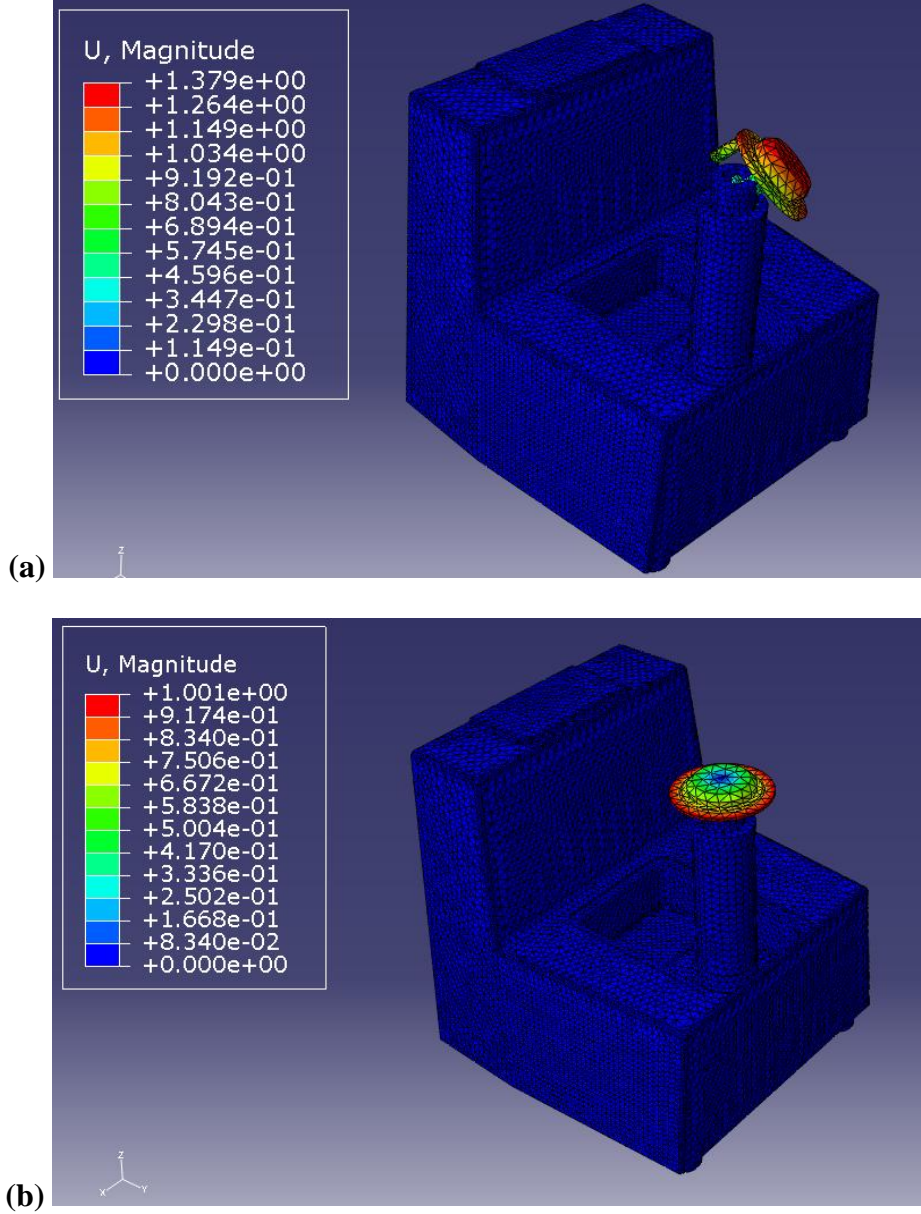


Şekil 4.19 : (devam) Pistonun rezonansa girme durumu a.620,34 Hz, b. 1318,1 Hz

Piston, silindir ünitesi üzerinde takılı halde nakledilmesi durumu için de bu titreşim analizleri montaj hali göz önüne alınarak tekrarlanmıştır. Buna göre montaj halindeki piston silindir ünitesinin doğal frekansları benzer şekilde hesaplanmış ve çizelge 4.4'te verilmiştir. Montaj durumunda çizelgeden görüldüğü gibi frekans değerleri daha da artmış ve kara ve hava taşıtlarının ikaz frekansından iyice uzaklaşmıştır. Şekil 4.20'da piston silindir ünitesinin montaj durumundaki doğal frekansları ve bu frekanslarda çalıştırıldığı zaman hasara neden olacak rezonans durumları gösterilmiştir. Bu incelemelere göre pistonun yine kritik kesitten hasara uğrayabileceği söylenebilir.

Çizelge 4.4 : Piston silindir ünitesinin montaj durumundaki doğal frekansları

Mode	Frekans
1	865,91 Hz
2	1466,1 Hz

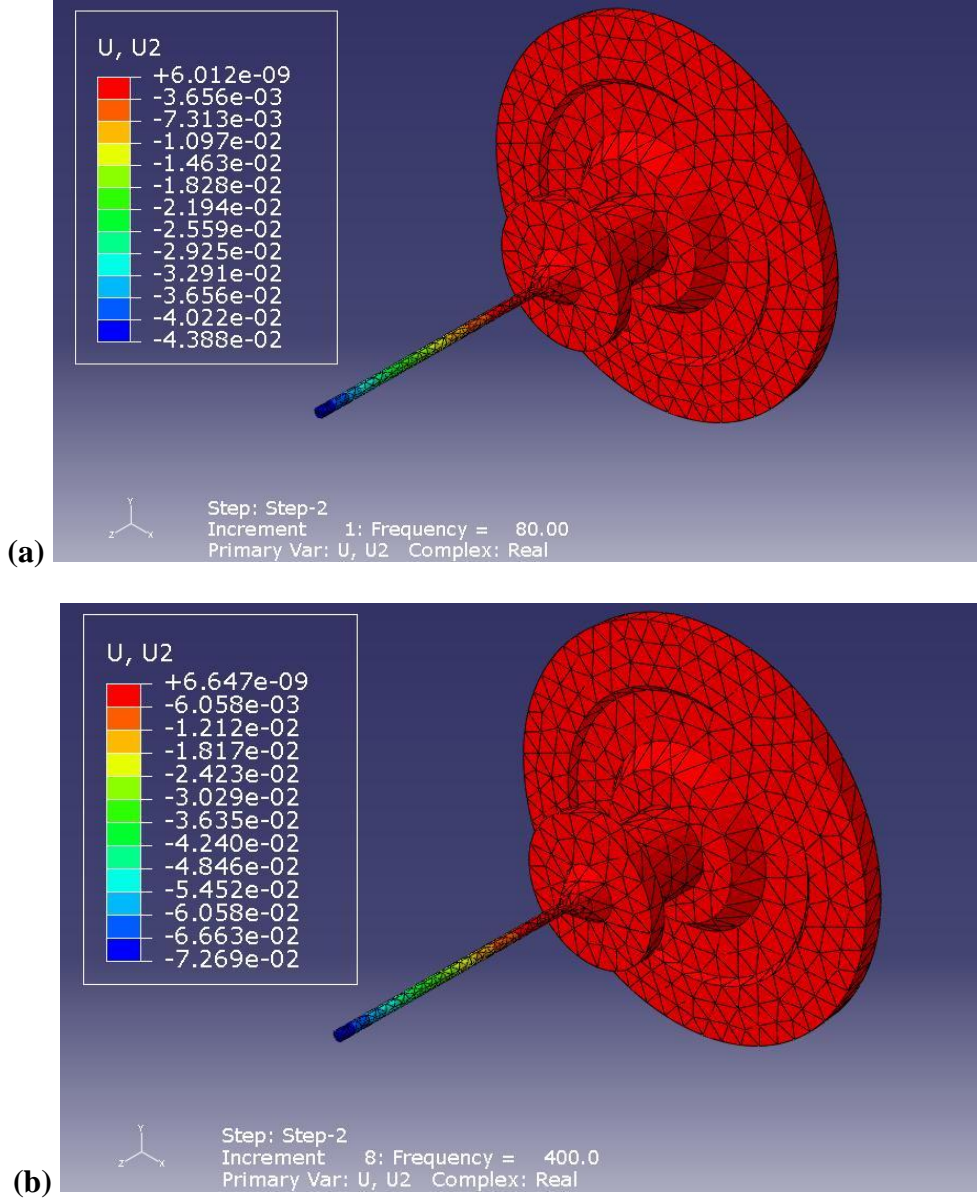


Şekil 4.20 : Piston silindir ünitesinin montaj durumundaki rezonansa girme görüntüleri a. 865,91 Hz, b. 1466,1 Hz

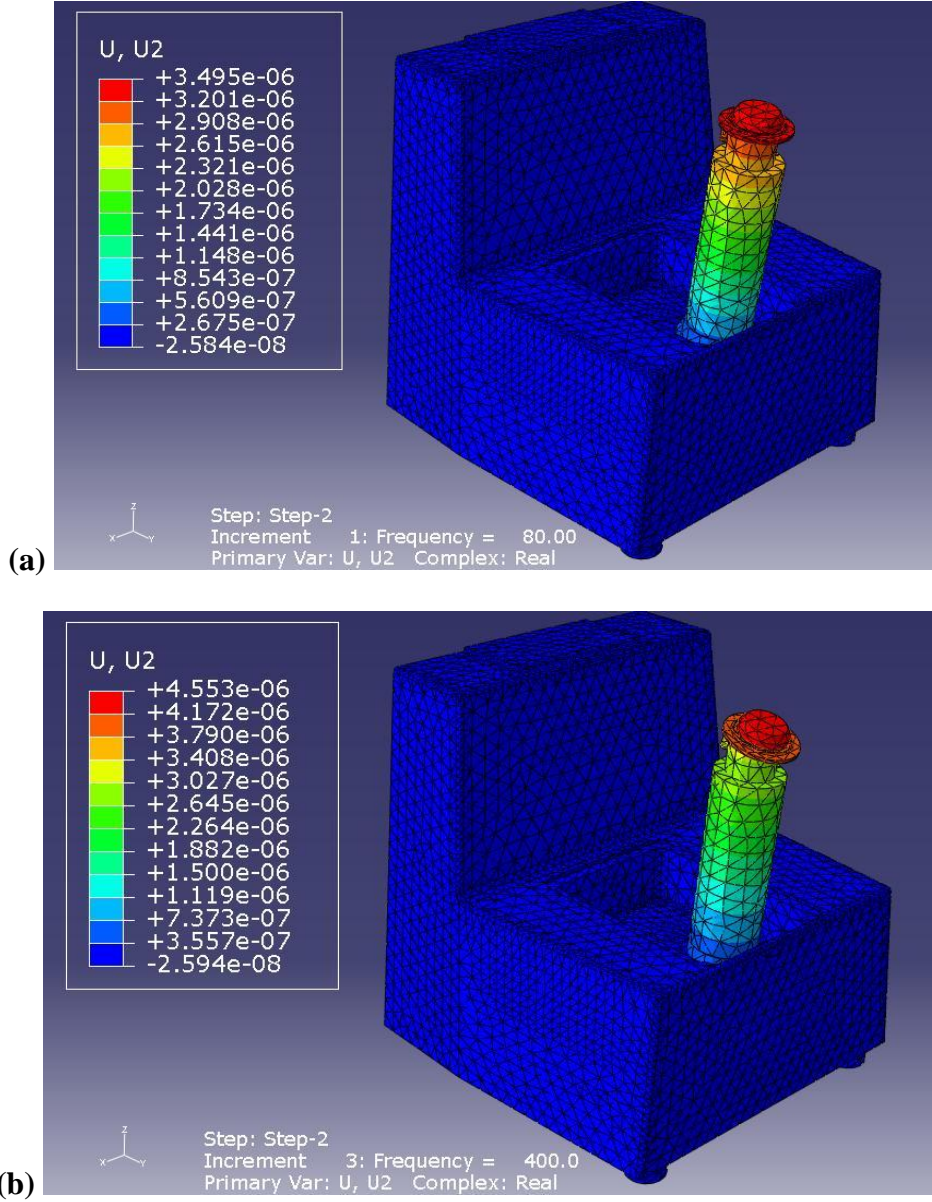
Harmonik analizde parçada çok küçük tam değişken kuvvetler altında oluşan yer değiştirmeler hesaplanır. Bu yer değiştirmelerin değerinin hasara neden olup olmayacağına karar verilir. Pistonun hem kara hem de hava taşıtı kullanılarak nakledilmesi düşünüldüğünde pistonda 80 Hz ve 400 Hz için harmonik analizler de yapılmıştır. Şekil 4.21’de piston için ve şekil 4.22’de montaj durumu için bu harmonik analizlerin sonuçları görülmektedir.

Bu analizlerin sonucunda 80 Hz frekansta pistonda oluşan yer değiştirmelerin $44 \mu\text{m}$ ve montaj halinde oluşan yer değiştirmelerin ise $0,003 \mu\text{m}$ değerlerinde olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra 400 Hz frekansta pistonda oluşan yer değiştirmelerin

73 μm ve montaj halinde oluşan yer değiştirmelerin ise 0,004 μm olduğu gorlmektedir. Sınır değerler bu boyuttaki yer değerıştirmelerin hasara yol açmayacağı bariz bellidir. Bu analizlerin sonucu olarak pistonun ve deney düzeneğinin titreşim açısından emniyetli olduğu söylenebilir.



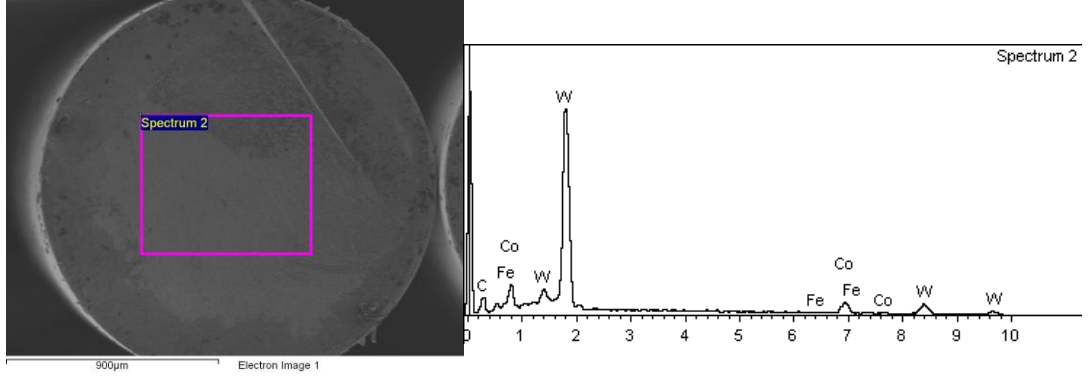
şekil 4.21 : Pistonun harmonik analiz sonucu: a. 80 Hz, b. 400 Hz



Şekil 4.22 : Piston silindir ünitesinin montaj durumunda harmonik analiz sonuçları: a. 80 Hz, b. 400 Hz

4.10 Malzeme Analizleri

Hasar analizi bölümünde açıklandığı üzere kırılmış bir yüzey incelenirken öncelikle parçanın belirtilen malzemeden imal edilip edilmediği araştırılmalıdır. Bu maksatla kırılan pistonun kataloğunda belirtilen malzemeden imal edilip edilmediği JEOL/JSM-6335F-INCA/EDS Taramalı Elektron Mikroskobu (SEM) ve Yarı Kantitatif Elementsel Analiz Sistemi kullanılarak incelenmiştir. Analiz sonucu şekil 4.23'te ve çizelge 4.5'te gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde piston malzemesinin eğilme ve darbe mukavemeti düşük olan Tungsten-Karbür-Kobalt (WC-Co) olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.23 : Kırılan pistonun malzeme analizi

Çizelge 4.5 : Kırılan pistonun malzeme bileşimi

Element	Ağırlığı(%)
C	10,50
Fe	0,80
Co	12,60
W	76,10
Toplam	100,00

Malzemenin sertlik ölçümleri Shimadzu HMV-2L 98.07 mN-1961N cihazında gerçekleştirilmiştir. Bu sertlik ölçme cihazı ile malzemeye ait Vickers sertlik değeri elde edilmektedir. Bilindiği gibi Vickers sertlik ölçme yöntemi, sertliği ölçülecek malzeme parçasının yüzeyine, tepe açısı 136^0 ve tabanı kare olan piramit şeklindeki bir ucun belirli bir yük altında daldırılması ve yük kaldırıldıktan sonra meydana gelen izin köşegenlerinin ölçülmesinden ibarettir. Buna göre piston malzemesinin sertlik ölçümleri yapılarak şekil 4.24'te gösterilen sertlik ölçümü sonucunda malzemenin 1460 HV sertliğine sahip olduğu belirlenmiştir. Tungsten-Karbür-Kobalt için %Co oranı ile sertlik değişiminin gösterildiği şekil 4.29'da %12,6 Co oranı için sertlik değeri 1400 HV civarlarındadır [21]. EDS analiz sonucuna paralel olarak malzemenin sertlik değeri de Tungsten-Karbür-Kobalt'ın mekanik özellikleri ile örtüşmektedir.

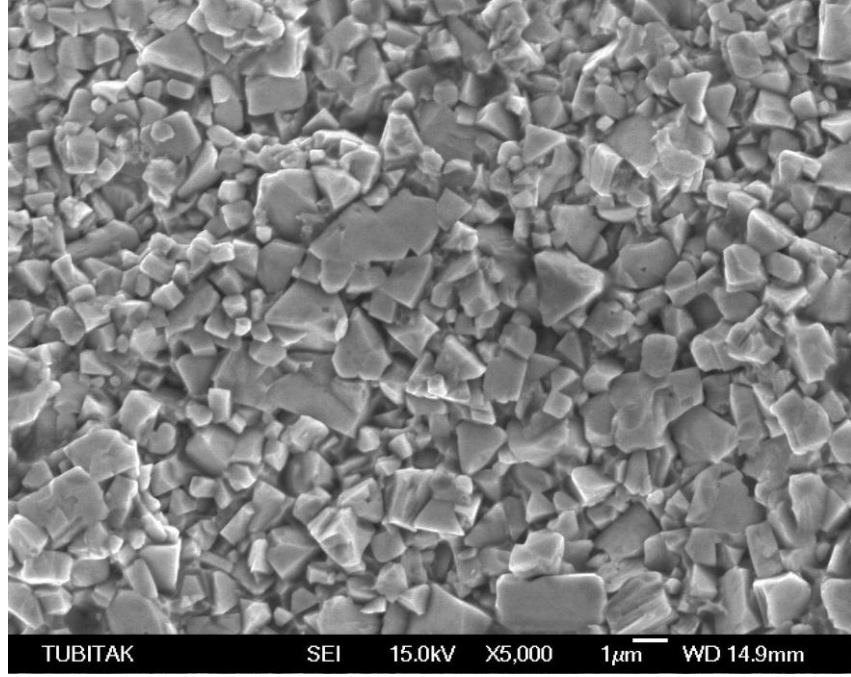


Şekil 4.24: Piston malzemesinin sertlik ölçümü

Cihazın kataloğunda piston malzemesi AISI 304L paslanmaz çeliği olduğu belirtilmektedir [18]. Yapılan malzeme analizleri sonucunda ise kırılan piston malzemesinin Tungsten-Karbür-Kobalt (WC-Co) olduğu bulunmuştur. Çizelge 4.6’da AISI 304L ve Tungsten- Karbür-Kobalt (WC-Co)’ın mekanik özellikleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Çizelgeden görüldüğü üzere Tungsten-Karbür-Kobalt(WC-Co)’ın aşınma mukavemeti ve mekanik özellikleri daha iyi olduğu söylenebilir. Buna karşılık AISI 304L paslanmaz çeliğinden daha gevrek bir yapıya sahiptir. Şekil 4.25’te yapılan SEM analizi sonucundaki piston malzemesinin içyapısı görülmektedir. Şekilde görülen koyu gri faz, bağlayıcı Kobalt fazı ve açık gri taneler, Tungsten tanelerini göstermektedir.

Çizelge 4.6 : AISI 304L ve WC-Co malzemelerinin mekanik özellikleri[24]

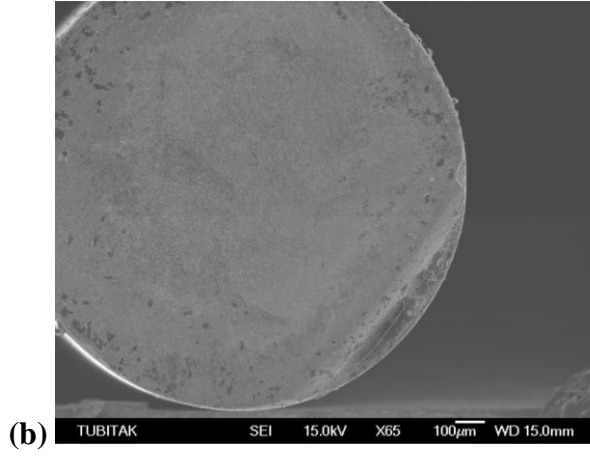
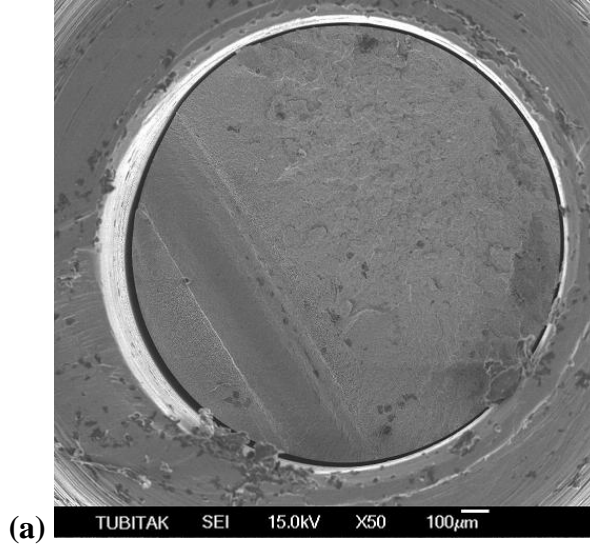
Malzeme	Tungsten-Karbür-Kobalt esaslı semente karbür (WC-Co)	AISI 304L paslanmaz çelik
Elastisite modülü	$E=500 \text{ GPa}$ ($E_{\text{basma}}=510 \text{ GPa}$)	200 GPa
Poisson oranı	0,23	0,3
Akma dayanımı	2390 MPa	170 MPa
Yoğunluğu	14,86 g/cm ³	7,92 g/cm ³



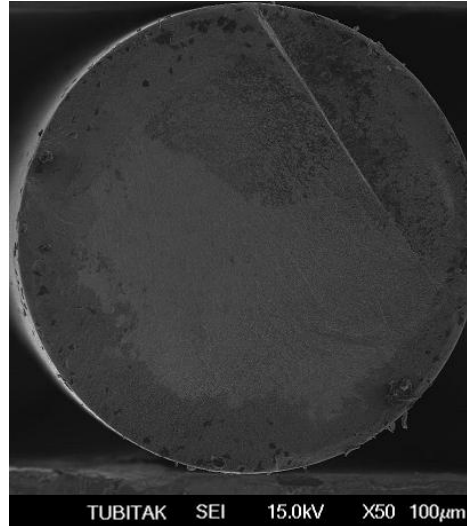
Şekil 4.25 : WC-Co malzemesinin içyapısı

4.11 Yüzey Analizleri

Şekil 4.5'te görüldüğü gibi piston kritik kesitinden ve uç kısmından olmak üzere iki noktadan kırıldığı görülmektedir. Kırılan pistonun boyutları tekrar ölçülerek çapının yine 1,57 mm olduğu ancak boyunun 30,6 mm olarak hem ani çap değişimin olduğu kısımdan hem de uç kısmından olamak üzere iki noktadan kırıldığı belirlenmiştir. Yüzey analizi için yapılan SEM incelemesi hem piston başındaki kırılma yüzeyi hem de pistonun her iki tabanındaki kırılma yüzeyinde yapılmıştır. Şekil 4.26'da piston başının kırılma yüzeyinin görüntüsü ve 1,57 mm çapında olan pistonun kırılma yüzeyi verilmiştir. Her iki şekilde de sünek kırılmayı çağrıştıracak çukurcuklar (dimples) görülmemektedir. Bu malzemenin gevrek yapısıyla da uyumludur. Ayrıca, kırılma yüzeyleri parlak ve taneli şeklinde ve önemsiz miktarda plastik şekil değişim izlerinin olduğu görülmektedir. Gevrek kırılmanın etkisi olan düz kırılma (cleavage) düzlemleri çoğunluktadır. Bunlara dayanarak kırılmanın gevrek şekilde gerçekleştiği söylenebilir. Bunun yanı sıra yüzeylerde görülen kayma bantları da kırılmanın burulma zorlanması sonucunda oluştuğuna işaret etmektedir.



Şekil 4.26 : Kritik kesitte a. piston başı tarafında olan kırılma yüzeyinin görüntüsü b.1,57mm çapında olan kırılma yüzeyinin görüntüsü



Şekil 4.27 : Pistonun diğer kırılma yüzeyi

Pistonun diğ er yüzeyine ait SEM görüntüsü Ş ekil 4.27’de verilmiştir. Bu kırılma yüzeyinde de benzer mekanizmaların baskın oldu ğ u sö ylenebilir. Pistonun daha önce de belirtildi ğ i gibi üretici firmadan meydana gelen eğ ilme deformasyonu nedeniyle bakım yapılması istenmiştir. Bu bakım iş lemi sırasında pistonun baş kısmı sabit tutularak uç kısmından bir kuvvet uygulanmış olması muhtemeldir. Yapılan SEM analizleri pistonun uç kısmından ve kritik kesitinde burulma zorlanmasına iş aret eden kayma bantları görö lmektedir. Yapılan FEM analizleri de bu sonucu desteklemektedirler.

4.12 WC-Co Malzemesi İ çin Pistonun FEM Analizleri

Yapılan malzeme analizi sonucunda pistonun sertifikasında belirtilen malzemed en farklı olarak %12,60 Co iç eren Tungsten – Karbür – Kobalt(WC-Co) malzemesinden imal edildi ğ i analizler sonucunda belirlenmiştir ve bu malzeme değ erlerine göre hem analitik hesaplar hem de FEM analizleri tekrarlanmıştır. Malzemenin standartlarında belirtildi ğ i üzere WC-Co’nun malzeme bileş imi çizelge 4.7’de verilmiştir. Yapılan malzeme analizleride malzemenin standardı ile uyuş maktadır.

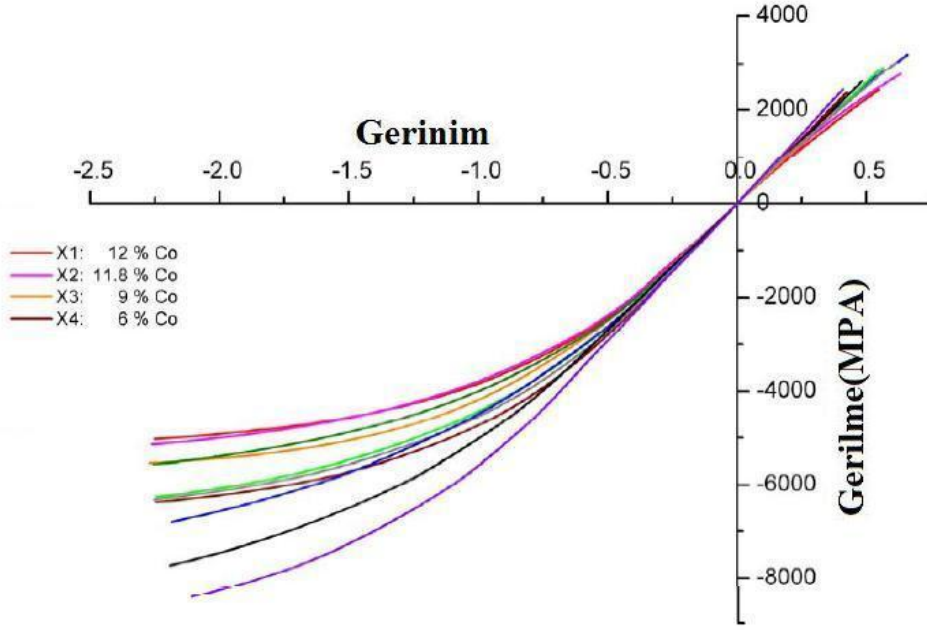
Ç izelge 4.7: Tungsten-Karbür-Kobalt’ın malzeme birleş imi [19]

Malzeme	C	Fe	Co	W
WC-Co	10,50	0,80	12,60	76,10

Sert metal olarak da bilinen Tungsten-Karbür-Kobalt’ın fiziksel özellikleri çizelge 4.8’de verilmiştir. Görö ldü ğ ü gibi 304L paslanmaz ç eliğ e nazaran oldukça yüksek bir dayanıma sahiptir.

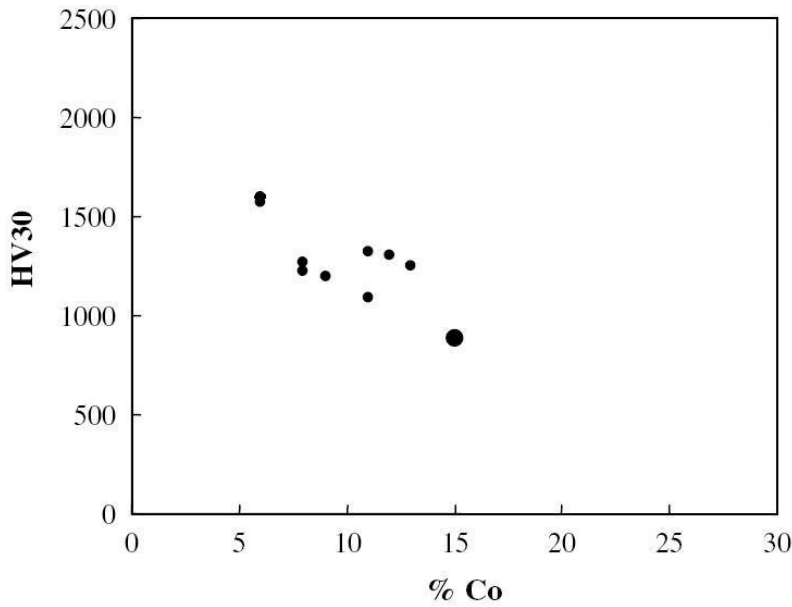
Ç izelge 4.8: Tungsten-Karbür-Kobalt’ın fiziksel özellikleri [19]

Malzeme	Elastisite modö lü(GPa)	Akma dayanımı(MPa)	Poisson oranı	Yorulma dayanımı(MPA)	Yoğ unluk (g/cm ³)	Sertlik HV
WC-Co	500	2390	0,23	1400	14,86	1380



Şekil 4.28: Tungsten-Karbür-Kobalt'ın çekme eğrisi [21]

Şekil 4.28'de gösterilen değişik kobalt oranlarına göre WC-Co malzemesinin çekme eğrileri verilmiştir. Pistonun malzemesine en yakın olan malzemesinin çekme eğrisi şekilde X1 ile gösterilen kırmızı eğridir. Bu eğri %12 Kobalt içeren WC-Co malzemesine aittir. Ayrıca şekil 4.29'da Tungsten-Karbür-kobalt malzemesinin %Co oranıyla sertlik değişimi verilmiştir. Beklenildiği gibi malzemede Co oranı arttıkça sertlik düşmektedir, bu da Kobalt'ın yumuşak fazı oluşturmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.29: WC-Co için %Co ile sertlik ilişkisi

Bu malzemenin mekanik ve fiziksel özellikleri incelendiğinde çok yüksek dayanım ve sertlik değerlerine sahip olmasına karşın gevrek bir yapıda olduğu söylenebilir. Yüksek dayanımından ötürü bu malzeme metal işleme sektöründe, yüksek aşınmanın olduğu uygulamalarda, ve son zamanlarda da yorulmaya çalışan takımlarda kullanılmaktadır.

4.12.1 Basma zorlanması altındaki gerilme analizi

Piston normal çalışma koşullarında maksimum 500 MPa basma gerilmesine maruz kalmaktadır. Bu nedenle pistonun bu gerilmeye dayanacak şekilde tasarlanmış olması gerekir.

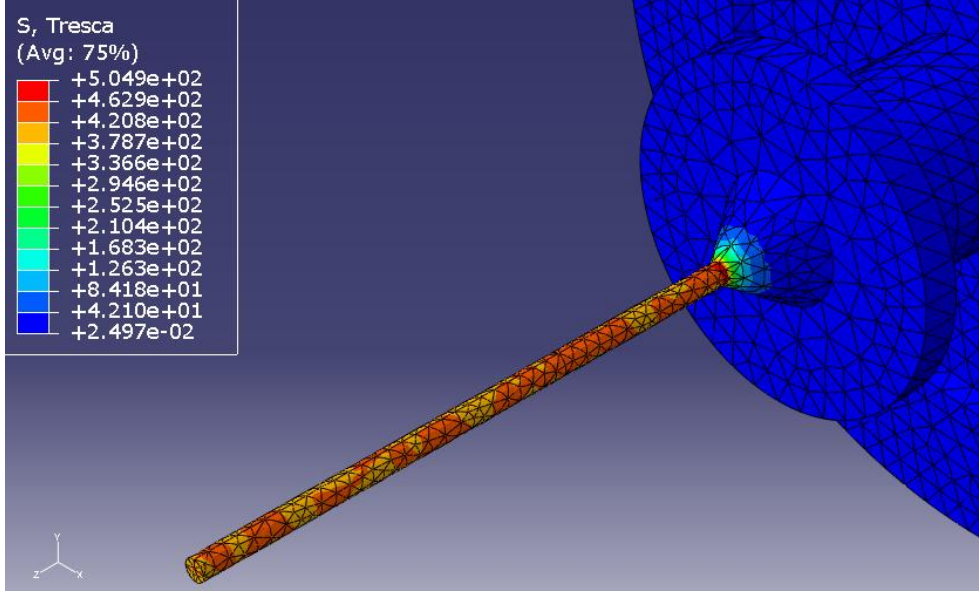
304L paslanmaz çeliği için yapılan analitik hesaplara benzer şekilde emniyet katsayısı 1,25 alınarak WC-Co için emniyet gerilmesi denklem 4.21'de 1912 MPa olarak hesaplanmıştır. Pistonda 500 MPa gerilmeyi oluşturacak kuvvet denklem 4.22'de görüldüğü gibi 967,5 N olarak hesaplanmıştır.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{2390}{1,25} = 1912 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

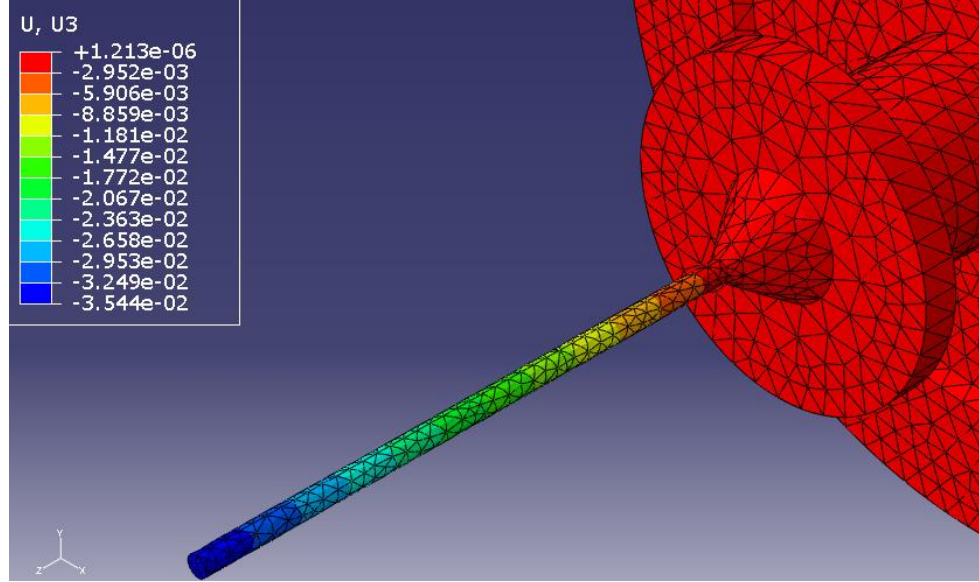
$$F = \sigma_v * A = 500 * \pi * (0,785)^2 = 967,5 \text{ N} \quad (4.22)$$

Bu durumda 500 MPa basınç altında pistonda oluşan maksimum gerilme ($\sigma_v=500\text{MPa}$) malzemenin emniyet gerilmesinden ($\sigma_{em}=1912 \text{ MPa}$) düşük olduğu için piston emniyetlidir. Daha önce de belirtildiği gibi işletme şartlarında basma gerilmesine maruz kalacak olan pistonun bu malzeme için uygun şekilde boyutlandırılmış olduğu söylenebilir.

Benzer şekilde FEM analizlerinde de pistonun uç kısmından 500 MPa basınç piston yüzey alanına etki ettirilmiş ve bu zorlanma için pistonda oluşan maksimum gerilme şekil 4.30'da gösterildiği gibi kritik kesitte oluşup 504,9 MPa değerindedir. Maksimum yer değiştirme de 0,0354 mm olup pistonun uç kısmında oluştuğu görülmektedir (şekil 4.31). FEM analizleri, analitik sonuca %1 yakınsaklıkla hesaplanmıştır.



Şekil 4.30 : 500MPa basınç altında pistondaki gerilme dağılımı



Şekil 4.31 : 500MPa basınç altında pistonda oluşan yer değiştirmeler

4.12.2 Eğilme zorlanması altındaki gerilme analizi

Pistonda kalıcı şekil değişimlerinin oluşması istenmediğinden bu analiz için sınır değer olarak denklem 4.23'te hesabı gösterilen emniyet gerilme değeri kullanılmıştır ($\sigma_{em}=1912\text{MPa}$).

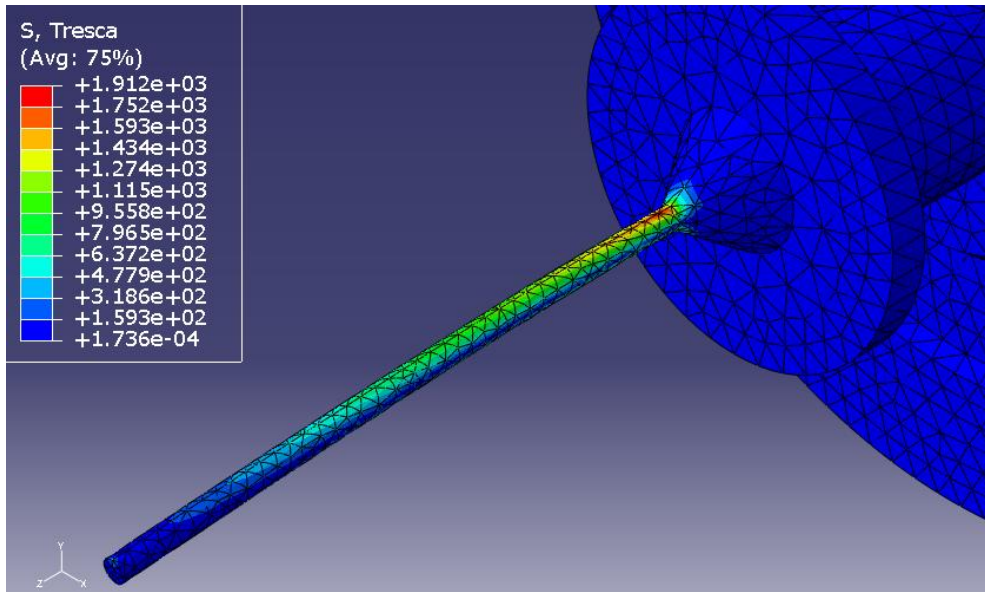
$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{2390}{1,25} = 1912 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

Daha sonra denklem 4.24'te bölüm 2.2'de anlatıldığı gibi emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan kuvvet aranmıştır.

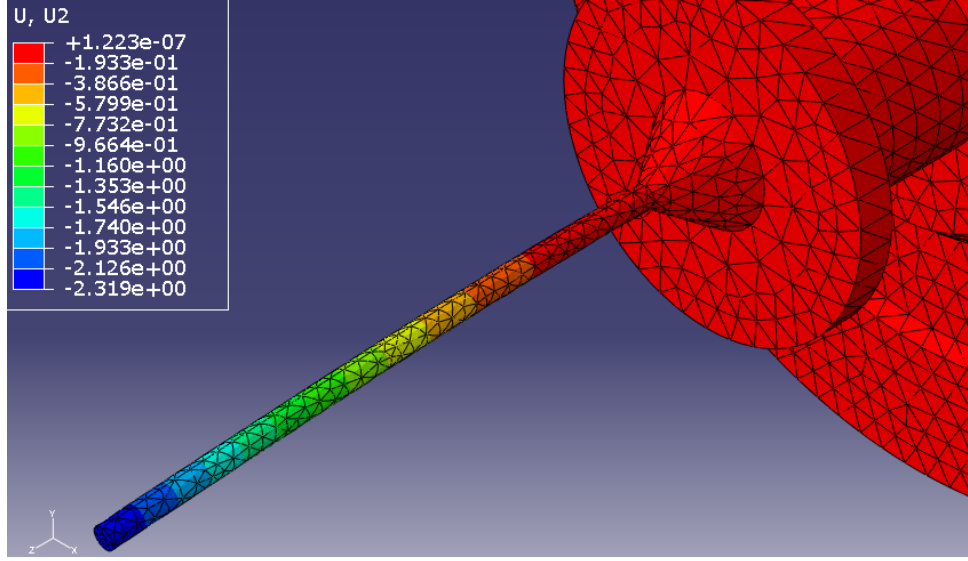
$$\sigma = \frac{M_e}{W_e} = \frac{FL}{\pi d^3 / 32} \Rightarrow F = \frac{\pi d^3 \sigma_{em}}{32L} = \frac{\pi * 1,57^3 * 1912}{32 * 41,1} = 17,67 \text{ N} \quad (4.24)$$

Malzeme özelliklerinin iyileşmiş olması zorlanmalar açısından da beklenildiği üzere olumlu etki yapmaktadır.

Yapılan FEM analizi sonucunda emniyet gerilmesinin aşılmasına sebep olan kuvvetin $F=16,8 \text{ N}$ olduğu hesaplanmıştır. Şekil 4.32’de bu kuvvet etkidiği zaman parçadaki gerilme dağılımı ($\sigma_{\max}=1912 \text{ MPa}$) ve şekil 4.33’te oluşturduğu yer değiştirme miktarı (2.32mm) hesaplanmıştır. FEM analizleri, analitik sonuca %4,9 yakınsaklıkla hesaplanmış olup, kabul edilebilir sınırlar içinde bir sonuç verdiği görülmektedir.



Şekil 4.32 : 16,8N’luk eğilme zorlanması altında pistondaki gerilme dağılımı



Şekil 4.33 : 16,8N'luk eğilme zorlanması altında pistonda oluşan yer değiştirmeler

4.12.3 Burulma zorlanması altındaki gerilme analizi

Bu analizde sınır değer olarak denklem 4.25'te hesabı gösterilen emniyet gerilmesi seçilmiştir ($\tau_{em}=956$ MPa). WC-Co malzemesi gevrek malzeme olduğu için kırılma hipotezlerinde anlatıldığı gibi hesaplar maksimum kayma gerilmesi (Tresca) hipotezine göre yapılmıştır.

$$\tau_{em} = 0,5 * \sigma_{em} = 0,5 * 1912 = 956 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

Daha sonra denklem 4.26'da emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan moment aranmış ve denklem 4.27'de bu momenti oluşturan kuvvet hesaplanmıştır.

$$\tau = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b}{\pi d^3 / 16} \Rightarrow M_b = \frac{\pi d^3 \tau_{em}}{16} = \frac{\pi * 1,57^3 * 956}{16} = 726,4 \text{ Nmm} \quad (4.26)$$

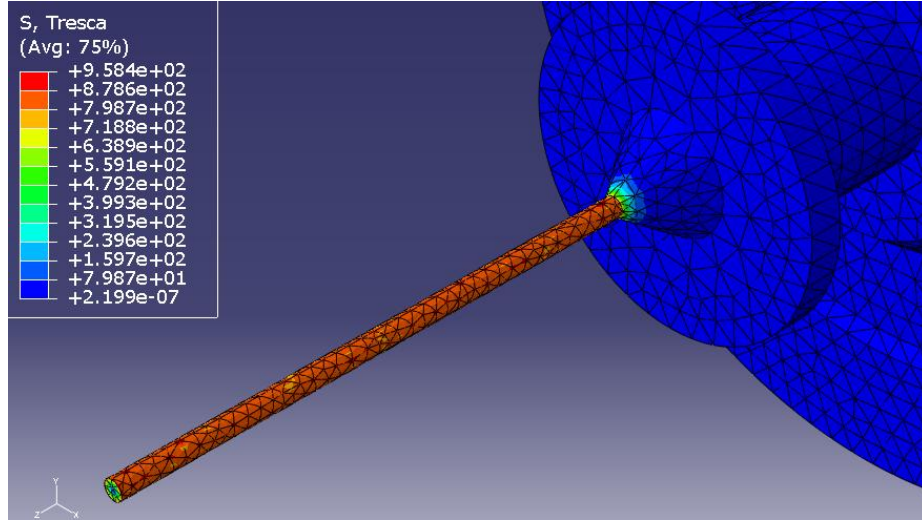
$$M_b = F * d \Rightarrow F = M_b / d = 726,4 / 1,57 = 462,6 \text{ N} \quad (4.27)$$

Ayrıca dönme açısı denklem 4.28'de 14° olarak hesaplanmıştır.

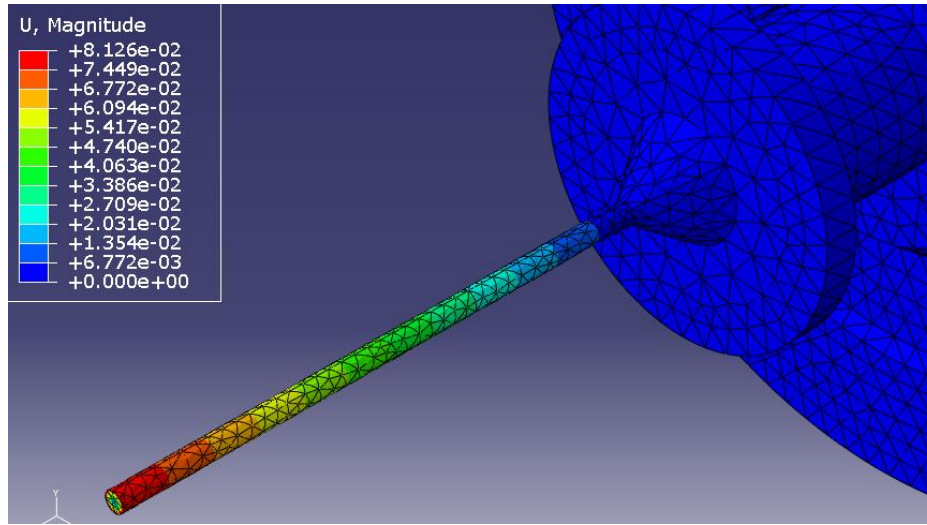
$$\varphi = \frac{M_b * L}{G * J_p} = \frac{726,4 * 41,1}{205000 * \pi \frac{(0,785)^4}{2}} = 0,245 \text{ rad} = 14^\circ \quad (4.28)$$

Yapılan FEM analizi sonucunda emniyet gerilmesinin aşılmasına sebep olan burulma momentinin $M_b=692,1$ Nmm ve bu momenti oluşturan kuvvetin $F=440,8$ N olduğu hesaplanmıştır. Şekil 4.34'te bu momentin etki ettirildiği zaman parçadaki gerilme dağılımı ($\sigma_{max}=958$ MPa) ve şekil 4.35'te oluşturduğu yer değiştirme miktarı

(0,081mm) hesaplanmıştır. FEM analizleri ile elde edilen gerilme değerleri, analitik hesaplara %4,7 yakınsaklıkla hesaplanmıştır. Daha önceki analiz sonuçlarına benzer şekilde maksimum gerilme değeri kritik kesitte hesaplanmıştır.



Şekil 4.34 : 692,1Nmm’lik burulma zorlanması altında pistondaki gerilme dağılımı



Şekil 4.35 : 692,1Nmm’lik burulma zorlanması altında pistonda oluşan yer değiştirmeler

4.12.4 Birleşik Eğilme ve burulma zorlanması altındaki gerilme analizi

Bu analizde de sınır değer olarak emniyet gerilmesi seçilmiştir ($\tau_{em}=956$ MPa). Denklem 4.29’da emniyet gerilmesinin aşılmasına neden olan fiktif moment aranmış ve denklem 4.30’da malzemenin gevrek olmasından dolayı Tresca kriterine göre bu momenti oluşturan burulma momenti ve eğilme kuvveti hesaplanmıştır.

$$\tau_{em} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f}{\pi d^3 / 32} \Rightarrow M_f = \frac{\pi d^3 \tau_{em}}{32} = \frac{\pi * 1,57^3 * 956}{32} = 363,2 \text{ Nmm} \quad (4.29)$$

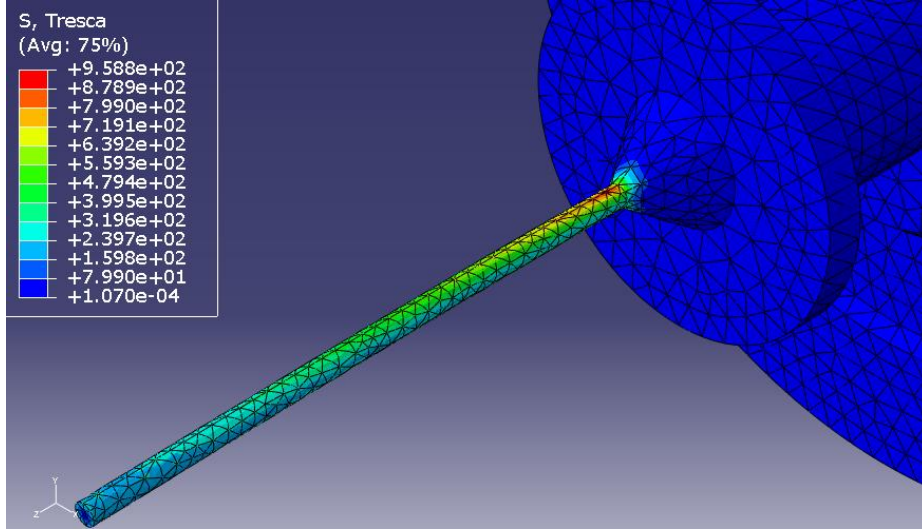
Eğer en büyük kayma gerilmesi hipotezi esas alınırsa;

$$M_f = \sqrt{M_e^2 + M_b^2} \Rightarrow 363,2 = \sqrt{M_e^2 + M_b^2} \quad (4.30)$$

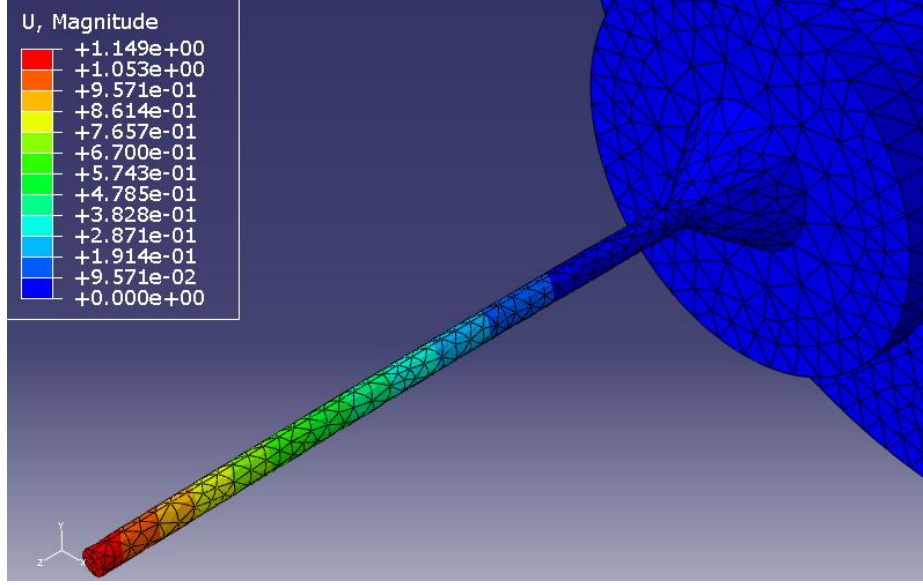
$$M_b = 126 \text{ Nmm ve } F_b = 80,25 \text{ N}$$

$$M_e = 341,13 \text{ Nmm ve } F_e = 8,3 \text{ N}$$

Yapılan analitik hesapta iki bilinmeyenli denklem 4.30'u çözmek için M_b burulma momenti 126 Nmm kabul edilerek pistonu eğmeye zorlayan kuvvet hesaplanmıştır. Yapılan analiz sonucunda emniyet gerilmesinin aşılmasına sebep olan kuvvet ve momentinin $F=8,04 \text{ N}$ ve $M_b=120,8 \text{ Nmm}$ olduğu ve burulma momentini oluşturan kuvvetin $F=76,9 \text{ N}$ olduğu hesaplanmıştır. Şekil 4.36'da bu zorlanma altında parçadaki gerilme dağılımı ($\sigma_{max}=958,8 \text{ MPa}$) ve şekil 4.37'de oluşturduğu yer değiştirme miktarı (1,149cmm) hesaplanmıştır. Bu zorlanma durumu için FEM analizleri sonuçları, analitik hesaplarla %4,1 yakınsaklıkla hesaplanmıştır.



Şekil 4.36 : $M_b=120,8 \text{ mm}$ ve $F=8,04 \text{ N}$ birleşik zorlanma altında pistondaki gerilme dağılımı



Şekil 4.37 : $M_b=120,8$ Nmm ve $F=8,04$ N birleşik zorlanma altında pistonu oluşturan yer değiştirmeler

4.12.5 Pistonun eğilme yorulması

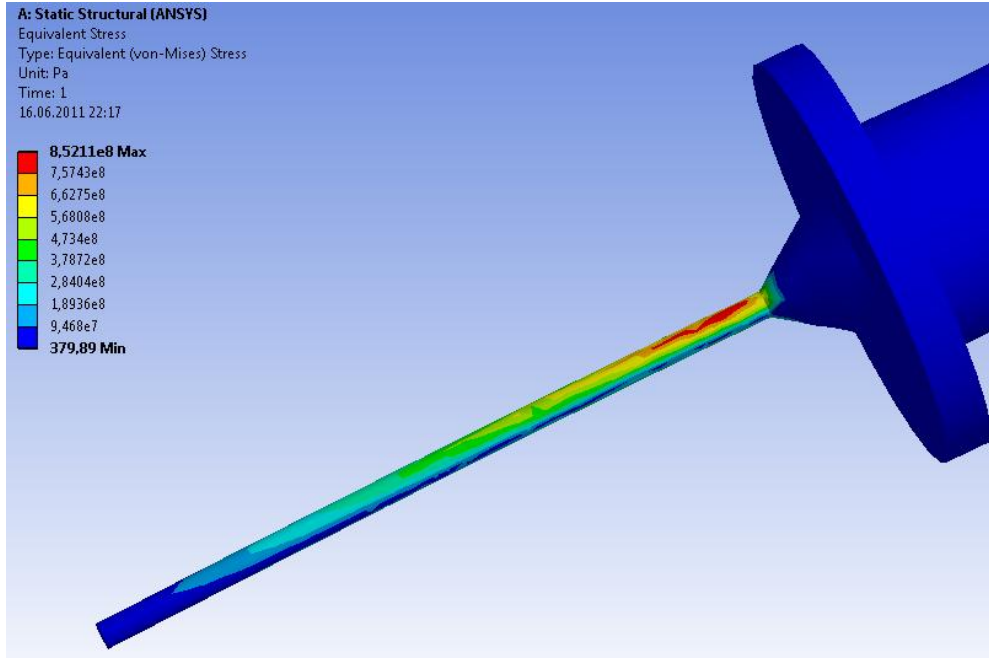
Piston malzemesinin yorulma dayanımı $\sigma_D=1400$ MPa'dır. Denklem 4.31'de yapılan hesaplamalar sonucunda pistonun $F=5,42$ N değerine kadar eğilme kuvveti ile zorlandığı durumda yorulma açısından emniyetli olduğu bulunmuştur. Daha sonra pistonun yorulması ile ilgili bilgi vermek açısından pistonun uç kısmından $F=8$ N değerinde tam değişken eğilme kuvveti etki ettirilmiştir. Bu zorlanma durumu için kesitte oluşan yorulma gerilmesi (σ_v) analitik olarak denklem 4.32'de hesaplanmıştır. Buna karşılık olarak da bölüm 2.5'te anlatıldığı gibi denklem 4.33'te parça için σ_{em} değeri hesaplanmış olup, bu iki değer karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi $\sigma_{em} < \sigma_v$ olduğu için parça emniyetsizdir, yani bu zorlanma durumunda pistonu sürekli mukavemet yoktur.

$$F = \frac{\sigma_{em} * W_e}{L} = \frac{\sigma_{em} * \pi d^3}{32L} = \frac{586,8 * \pi (1,57)^3}{32 * 41,1} = 5,42 \text{ N} \quad (4.31)$$

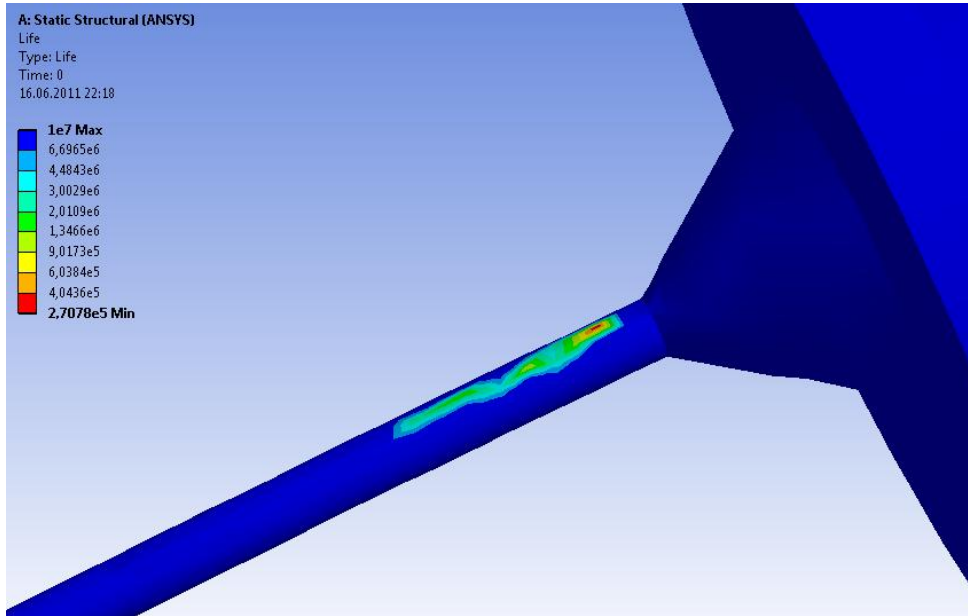
$$\sigma_v = \frac{M_e}{W_e} = \frac{FL}{\pi d^3 / 32} = \frac{8 * 41,1}{\pi (1,57)^3 / 32} = 865,4 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_D * K_b * K_y}{K_\zeta * S} = \frac{1400 * 1 * 0,985}{1,88 * 1,25} = 586,8 \text{ MPa} \quad (4.33)$$

Benzer şekilde FEM analizlerinde de pistonun uç kısmından $F=8$ N değerinde tam değişken eğilme kuvveti etki ettirilmiştir. Bu zorlanma şartlarında pistonda oluşan gerilme şekil 4.38’de gösterildiği gibi 852,1 MPa değerinde hesaplanmış ve şekil 4.39’da görüldüğü gibi bu gerilme altında pistonun $2,71 \cdot 10^5$ çevrim sonunda yorulma ile hasara uğradığı ve hasarın kritik kesitten biraz uzakta oluştuğu görülmüştür. FEM sonuçları, analitik hesaplara %1,51 yakınsaklıkla hesaplanmıştır.



Şekil 4.38 : $F=8$ N’luk eğilme kuvvetinin pistonda oluşturduğu gerilme dağılımı



Şekil 4.39 : $F=8$ N için pistonun yorulma ömrü (kritik kesit)

4.12.6 Burkulma analizi

Burkulma kontrülü için ilk olarak şekil 4.4'te gösterilen silindir tarafından kılavuzlanmamış piston için yapılmıştır. Denklem 4.34'te gösterilen narinlik hesabı yapılarak, $\lambda > \lambda_p$ olduğundan pistonun burkulma hesabının Euler bölgesinde yapılması gerektiğine karar verilmiştir. Daha sonra piston için denklem 4.36'da gösterilen kritik kuvvet ve denklem 4.37'de gösterilen kritik gerilme hesapları yapılmıştır. Piston bir ucundan ankastre diğer ucundan serbest bir kiriş olarak düşünüldüğünde bu durum için burkulmaya maruz kaldığı görülmektedir.

$$\lambda = \frac{l_{kr}}{i_{min}} = \frac{2l}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{2l}{\sqrt{\frac{(\pi r^4)/4}{\pi r^2}}} = \frac{82,2}{\sqrt{\frac{(\pi 0,785^4)/4}{\pi 0,785^2}}} = \frac{82,2}{0,3925} = 209,4 \quad (4.34)$$

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi \sqrt{\frac{5 * 10^5}{1500}} = 57,4 \quad (4.35)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_{kr}^2} = \frac{\pi^2 EI}{(2L)^2} = \frac{\pi^2 5 * 10^5 * \frac{\pi}{4} (0,785)^4}{4(41,1)^2} = 217,8N \quad (4.36)$$

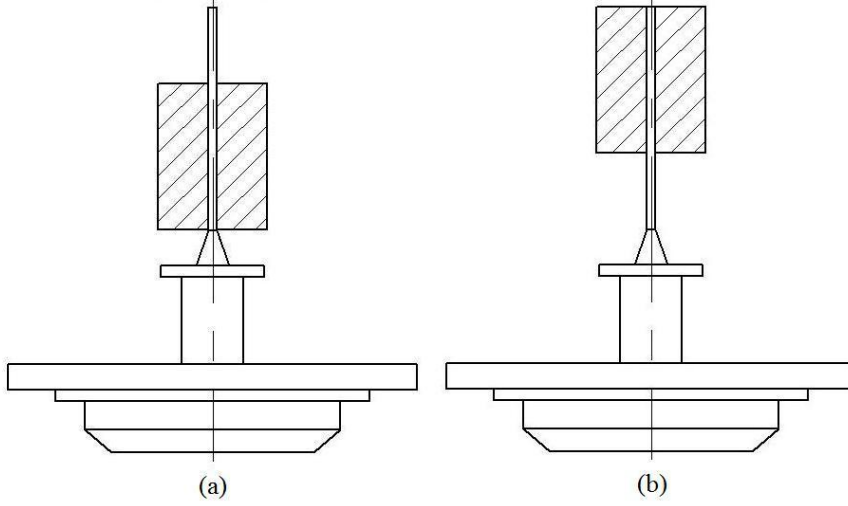
$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = \frac{217,8}{\pi(0,785)^2} = 112,5 \frac{N}{mm^2} \quad (4.37)$$

İşletme şartlarında ise piston silindir içerisinde kılavuzlanmaktadır. Bu durumu göz önüne alacak şekilde oluşturulacak model çalışma durumunu daha iyi açıklayacaktır. Buna göre, piston-silindir ünitesi için şekil 4.40a'da ve şekil 4.40b'de gösterilen pistonun silindiri içindeki iki kritik konumu için burkulma hesabı yapılmıştır. İki durum için de piston boyu 14,1 mm'ye kadar kısalmıştır. Şekil4.40a daki durum için bir ucundan ankastre diğer ucundan serbest kiriş olarak problem ele alınmıştır. Şekil4.40b de ise problem her iki ucundan ankastre kiriş olarak düşünülmüştür. Denklem 4.38 ve denklem 4.39'da sırası ile bir ucunda ankastre kiriş ve iki ucundan ankastre kiriş için narinlik hesabı verilmiştir. İlk durum için de $\lambda > \lambda_p$ olduğundan burkulma hesapları Euler bölgesinde yapılmıştır.

$$\lambda = \frac{l_{kr}}{i_{min}} = \frac{2l}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{2l}{\sqrt{\frac{(\pi r^4)/4}{\pi r^2}}} = \frac{28,2}{\sqrt{\frac{(\pi 0,785^4)/4}{\pi 0,785^2}}} = \frac{28,2}{0,3925} = 71,84 \quad (4.38)$$

$$\lambda = \frac{l_{kr}}{i_{min}} = \frac{0,5 * l}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{0,5 * l}{\sqrt{\frac{(\pi r^4)/4}{\pi r^2}}} = \frac{7,05}{\sqrt{\frac{(\pi 0,785^4)/4}{\pi 0,785^2}}} = \frac{7,05}{0,3925} = 17,96 \quad (4.39)$$

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi \sqrt{\frac{5 * 10^5}{1500}} = 57,4 \quad (4.40)$$



Şekil 4.40 : Burkulma için iki kritik durum

Daha sonra şekil 4.40a'da gösterilen birinci kritik durum için denklem 4.41'de kritik kuvvet ve denklem 4.42'de kritik gerilme hesapları verilmiştir.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_{kr}^2} = \frac{\pi^2 EI}{(2L)^2} = \frac{\pi^2 5 * 10^5 * \frac{\pi}{4} (0,785)^4}{4(14,1)^2} = 1850,7N \quad (4.41)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = \frac{1850,7}{\pi(0,785)^2} = 955,9 \frac{N}{mm^2} \quad (4.42)$$

Bu durumda silindir tarafından kılavuzlanan piston burkulma zorlanmasına karşı emniyetli olduğundan, ikinci kritik durum için de ilk duruma nazaran en az 4 kat daha emniyetli olacaktır. Beklenildiği gibi piston silindir tarafından kılavuzlandığı zaman pistonda herhangi bir burkulma oluşmadığı görülmektedir.

4.12.7 Titreşim analizleri

AISI 304L paslanmaz çelik piston için yapılan analizler burada da tekrarlanmıştır. Bu analizlerin gerçekleştirilebilmesi için daha önceki bölümde belirtildiği gibi pistonun doğal frekanslarının hesaplanmasına ihtiyaç vardır. Bu hesaplar ilk olarak denklem 4.46'te gösterildiği gibi analitik yapılmıştır. Daha sonra FEM analizleri

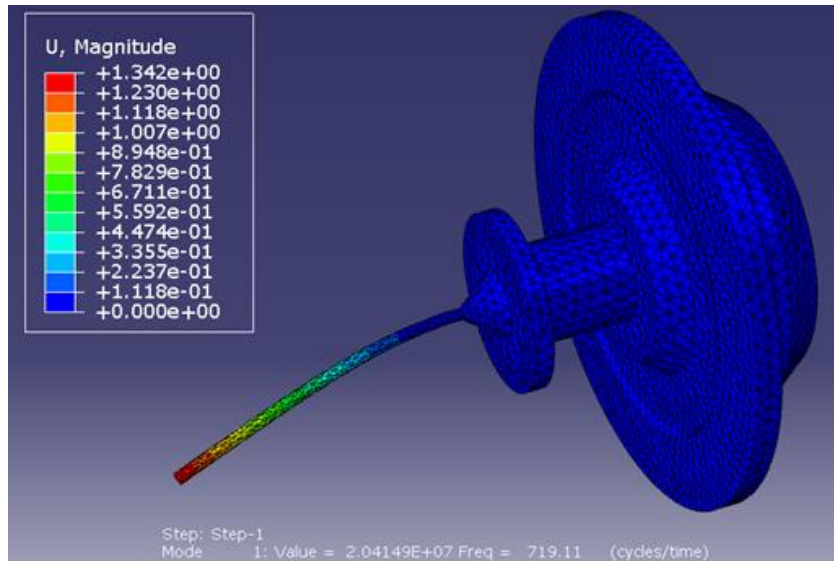
sonucunda, malzeme farklılığından, çizelge 4.9’da görüldüğü gibi doğal frekans değerleri bir miktar yukarıya doğru ötelenmiştir. Benzer şekilde piston silindir ünitesinin nakledilme sırasında ikaz frekansları nedeni ile rezonansa girme tehlikesinin olmadığı söylenebilir. Bu nedenle bu bölümde sadece pistonun 1. doğal frekansındaki titreşim analizleri verilmiştir (şekil 4.41).

$$w = \lambda * \sqrt{\frac{EI}{A\rho}} = \lambda * \sqrt{\frac{E \frac{\pi d^4}{64}}{\rho \frac{\pi d^2}{4}}} = \lambda * \frac{d}{4} * \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.43)$$

$$w = 0,316 * \frac{1,57}{4} \sqrt{\frac{5 * 10^5}{14,86 * 10^{-3}}} = 719 \text{ rad/sn} \quad (4.46)$$

Çizelge 4.9 : Pistonun doğal frekansları

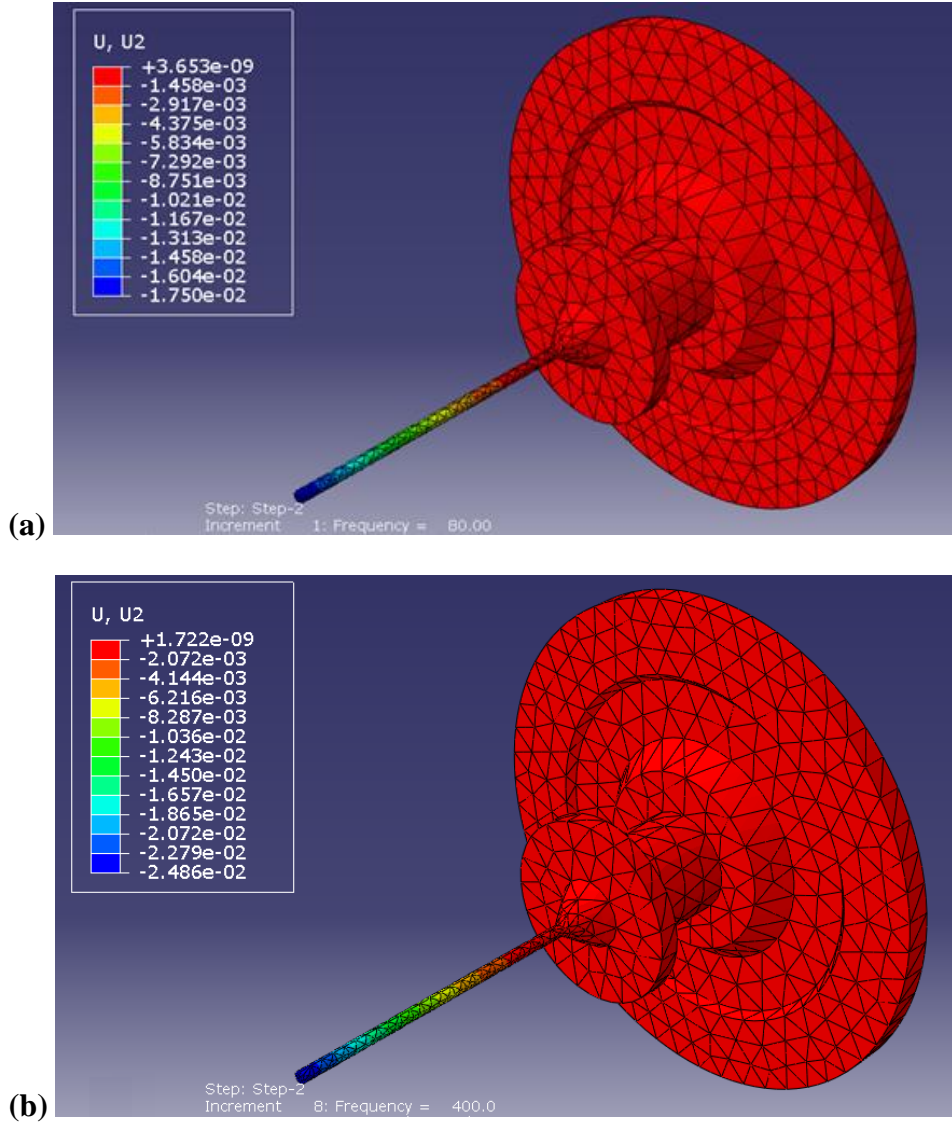
Mode	Frekans
1	719,11 Hz
2	1725,9 Hz



Şekil 4.41 : 719,11 Hz frekansta pistondaki rezonans

Yeni malzeme özelliklerine göre pistonun 80 Hz ve 400 Hz frekanslarda, yukarıda tanımı yapılmış olan harmonik analizleri yapılmıştır. Bu analiz sonucunda pistonda oluşan salınımların çok küçük olduğu ve hasara sebep olamayacağı görülmüştür. Şekil 4.42’de 80 Hz frekansta pistonda oluşan yer değiştirmelerin 17,5 µm ve 400 Hz

frekansta oluşan yer değiştirmelerin 24,9 μm olduğu gösterilmiştir. Bu analizlerin sonucunda pistonun titreşim açısından emniyetli olduğu söylenebilir.



şekil 4.42 : Pistonun harmonik analiz sonucu: a. 80 Hz, b. 400 Hz

5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Primer seviyede kullanılan piston-silindir ünitesine ait pistonun mukavemet analizleri yapılmış ve kritik kesitler ile sınır zorlanma durumları belirlenmiştir. Piston silindir ünitesinin çalışma prensibi incelendiğinde piston normal çalışma koşullarında sadece basma zorlanmalarına maruz kalmaktadır. Ancak herhangi bir dış kuvvet etkisiyle oluşabilecek gerilme durumları hem analitik hem de FEM analizleri ile hesaplanmıştır. Buna göre böyle bir piston silindir ünitesinde oluşabilecek bir hasarın nedenleri açıklanmaya çalışılmıştır. Ayrıca SEM analizleri ile hem malzemenin tane yapısı ve içeriği hem de hasara uğramış piston yüzeyi incelenerek kırılma mekanizması araştırılmıştır. İlk hesaplar pistonun kataloğunda belirtilen AISI 304L malzeme özellikleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sonlu eleman analizleri için Abaqus 6.9 ve Ansys 12 yazılımları kullanılmıştır. Analitik hesaplar ile FEM analizleri sonucunda elde edilen değerler yaklaşık %4 civarında birbirine yakınsamıştır. İlk olarak yapılan analizde 500 MPa basınç altında pistonun basma dayanımı kontrol edilmiştir. AISI 304L paslanmaz çeliğinin akma dayanımı 170 MPa olduğu için bu zorlanma için uygun bir malzeme olmadığı ilk bakışta söylenebilmektedir. Ayrıca pistonun normal çalışma esnasında karşılaşamayacağı, yalnız dışarıdan etki ettirilerek kırılmasına sebep olabilecek eğilme, burulma, birleşik eğilme-burulma ve burkulma zorlanmaları altında pistonun dayanımı kontrol edilmiştir. Bu analizlerin sonucunda pistonun uç kısmından etki ettirilen $F=1,2$ N gibi küçük bir eğilme kuvvetiyle, ya da $M_b=57,1$ Nmm burulma momentiyle veya $F=0,61$ N ve $M_b=14,3$ Nmm birleşik zorlanma ile pistonun sınır gerilmesinin aşılabileceği görülmüştür.

Pistonda hasara neden olabilecek başka bir zorlanma türü de eğilme yorulmasıdır. Yapılan hesaplamalar sonucunda pistonun $F=0,91$ N değerine kadar eğilme kuvveti ile zorlandığı durumda yorulma açısından emniyetli olduğu bulunmuştur. Daha sonra pistonun uç kısmından $F=1$ N tam değişken kuvvet etki ettirilmiş ve yorulma açısından davranışı incelenmiştir. Yapılan bu analiz sonucunda pistonun $2,94 \cdot 10^5$ çevrim sonunda yorulmuş hasara uğradığı görülmüştür. Yorulma sonucunda hasara

uğramış bir makina elemanının kırılma yzeyinin en tipik zelliği çatlak başlangıcı, çatlağın ilerlemesi ve ani kırılma bzlgesinden oluşmasıdır. Ancak yapılan SEM analizlerinde pistonun bu nedenle hasara uğramış olabileceğine dair bir kırılma yzeyi gzlzlenmemiştir.

Pistonun herhangi bir nedenle nakledilmesi gerektiğinde, kara ve hava taşıtlarından gelebilecek ikaz frekansları ile rezonansa girme ihtimalini kontrol etmek amacıyla pistonun ve piston silindir zitesinin montaj durumunda iken titreşim analizleri yapılmıştır. Ayrıca pistonun literatürde verilen kara ve hava taşıtlarına özđü 80 Hz ve 400 Hz frekanslarında harmonik analizi yapılmıştır. Yapılan bu analizler, taşıtlardan gelen ikaz frekanslarının pistonun birinci doğal frekansına bile ulaşmadığını, bzylece hem pistonun hem de montaj halindeyken piston-silindir zitesinin titreşim açısından emniyetli olduğunu gstermiştir.

Taramalı Elektron Mikroskobu ve Yarı Kantitatif Elementsel Analiz Sistemi kullanılarak yapılan malzeme analizlerinin sonucunda pistonun katalogda belirtilen malzemeden imal edilmediği, daha mukavim ancak gevrek yapıda olan Tungsten-Karbür- Kobalt(WC-Co) malzemeden imal edildiği belirlenmiştir. Bu nedenle AISI 304L paslanmaz elik malzemenin kullanılması durumu için yapılan mukavemet kontrolleri WC-Co için tekrarlanmıştır. Dayanım değerleri oldukça yzsek olan bu malzemenin basma zorlanmasına maruz kalacak piston için uygun malzeme olduğu ve oluşan maksimum gerilmelerin emniyet gerilmesinin çok altında kaldığı gzlzlmüştür. Diğer zorlanma durumları için de beklenildiği gibi hasarın oluşabileceği sınır değerler biraz daha yzselmiştir. Buna gbre pistona etki ettirilen $F=16,8$ N bir eğilme kuvvetiyle, ya da $M_b=692,1$ Nmm burulma momentiyle veya $F=8,04$ N ve $M_b=120,8$ Nmm birleşik zorlanma ile pistonun sınır gerilmesinin aşılabileceği gzlzlmüştür. Yorulma zorlanmasında ise WC-Co malzemesinden imal edilmiş pistonun $F=5,42$ N değerine kadar eğilme kuvveti ile zorlandığı durumda yorulma açısından emniyetli olduğu bulunmuş ve daha sonra kuvvet $F=8$ N değerine kadar arttırılarak yorulma hasarının $2,71 \cdot 10^5$ çevrim sonunda oluştuğu hesaplanmıştır.

Piston çapının uzunluğuna oranla çok kzyk olması ve işletme şartlarında pistonun basma zorlanmasına maruz kalması burkulma zorlanması olasığını da dzyşdurmektedir. Ancak pistonun silindir tarafından kılavuzlanması ve çok dar toleransla işlenmiş olmaları nedeni ile bir burkulma beklenmemektedir. Szy konusu

piston işletme şartlarında maksimum 500 MPa basınç'a kadar zorlanmaktadır. Bu sınır durum için pistonu eksen doğrultusunda 967,5 N luk bir kuvvet etki etmektedir. Piston silindir ile kılavuzlanmadığı durumda yapılan analitik sonuçlar katalogda verilen AISI 304L malzemesinden imal edilen piston 87,12 N yüke maruz kaldığı zaman, WC-Co malzemesinden imal edilen piston ise 217,8 N yüke maruz kaldığı zaman burkulmaktadır. Ancak silindir ile dar bir tolerans bandında çalışmakta olan pistonun bu çalışma koşulları göz önüne alınarak incelendiğinde beklenildiği gibi burkulma açısından bir tehlike olmadığı görülmüştür.

Pistonun gözle incelenmesi sonucunda kırılmanın ani çap değişimi olan kritik kesitte ve pistonun uç kısmı olmak üzere iki kesitte meydana geldiği görülmüştür. SEM analizinde kırılma yüzeylerinin burulma sonucunda gevrek kırılma yüzeyi ile benzer karakteristiklere sahip olduğu ve burulma kırılmasına özgü kayma bantlarını bulundurduğu görülmüştür. Bu incelemelere dayanarak kırılmaya neden olan zorlanmanın burulma olduğu sonucuna varılmıştır. Bu sonucu yapılan FEM analizleri ile de desteklemektedir.

Bu değerlendirmeler sonucunda pistonun çalışma şartlarına uygun olarak boyutlandırıldığı ve malzeme seçiminin de buna paralel şekilde yapıldığı söylenebilir. Kırılmanın nakledilme sırasında oluşabilecek titreşimlerden veya dış ikazlardan meydana gelemeyeceği sonucuna varılmıştır. SEM analizlerinde kırılma yüzeyinde görülen kayma bantları burulma gerilmesine işaret etmektedir. Buna göre kırılmanın normal çalışma şartlarında oluşması mümkün olmayan ancak bir dış etki ile oluşabilecek burulma sonucunda meydana geldiği söylenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Hani M.Tawancy, Anwar Ul-Hamid**, Practical engineering failure analysis. 2004.
- [2] **Khelefe A. Esaklul**, Handbook of case histories in fracture analysis. 2008. ASM.
- [3] **Charlie R. Breeks, Ashek Choudhury**, Failure analysis of engineering materials. 2002. McGraw-Hill. USA.
- [4] **C.R.F. Azevedo, D. Magarotto**, Bending fatigue of stainless steel shear pin belonging to a hydroelectric plant. In Engineering Failure Analysis'2008. University of Sao Paulo, Brazil.
- [5] **Tarun Goswami**, Conjoint bending torsion fatigue - fractography. In Materials&Design'2001. Arkansas Tech. University, USA.
- [6] **D. Statharas**, Microscopic examination of the fracture surfaces of a cold working die due to premature failure. In Engineering Failure Analysis'2011. Technological Institute of Piraeus, Greece.
- [7] **Y.J. Li, W.F. Zhang**, Fracture analysis of castellated shaft. In Engineering Failure Analysis'2006. Failure analysis center of AVIC, China.
- [8] **Chun-Feng Tseng, Wei-Shin Lin**, The processing and fracture analysis on transmission shafts of a peanut harvester. In journal of materials processing technology'2007. National Formosa University, Taiwan.
- [9] **S. Sankar, M. Nataraj**, Failure analysis of shear pins in wind turbine generator. In Engineering Failure Analysis'2010. Anna University, India.
- [10] **S. Sivaprasad, N. Narasaiah**, Investigation on the failure of air compressor. In Engineering Failure Analysis'2009. National metallurgical laboratory, India.
- [11] **A. Göksenli, I.B. Eryürek**, Failure analysis of an elevator drive shaft. In Engineering Failure Analysis'2008. Istanbul Technical University, Turkey.
- [12] **Alaaddin Arpacı, Mustafa Savcı**, Mukavemet. Teorik esaslar. Çözümlü problemler. 2010. İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye.
- [13] **Mustafa İnan**, Cisimlerin mukavemeti. 1996. İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye.
- [14] **S. Timoshenko**, Strength of materials. 1940. Russia.
- [15] **N.M. Belyaev**, Strength of materials. 1979. Russia.
- [16] **Mehmet Demirkol**, Malzemelerin mekanik davranışı. İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye.

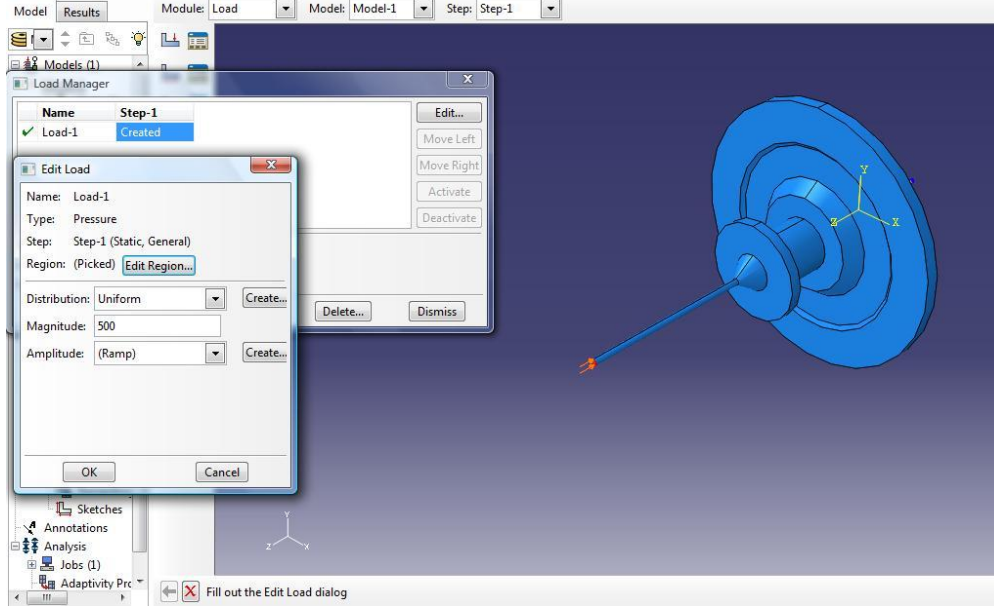
- [17] **Manufacturer**, Type 5000 gas and oil pressure balances for gauge and differential pressures from 4 to 50000 psi and 0.02 to 500 MPa.
- [18] **Desgranges et Huot**, Certificat d'etalonnage(calibration certificate) Serial number 7002, Date of emission: 14.05.1996, France.
- [19] **ASM handbook 20**, Materials science and design'1996, USA.
- [20] **Sandmeyer steel company**, Specifications for 304 Chromium-Nickel. USA.
- [21] **Thomas Klünsner**, Effect of microstructure on fatigue properties of WC-Co hard metals. In Procedia engineering'2010. Materials Center Leoben Forschung, Austria.
- [22] **Hassan Nahvi**, Evaluation of whole-body vibration and ride comfort in a passenger car. In International journal of acoustics and vibration'2009. University Kebangsaan, Malaysia.
- [23] **Lage Burström, Lennart Lindberg**, Cabin attendants' exposure to vibration and shocks during landing. In Journal of sound and vibration'2006. National institute for working live, Sweden.
- [24] **Tübitak MAM**, B.02.1.TBT.5.01.09.00-181.06.03. no'lu SEM-EDS inceleme raporu'2011. Türkiye.
- [25] **G.T. Murray**, Handbook of materials selection for engineering applications'1997. California State University, USA.
- [26] **Chang-Soo Kim**, Microstructural-mechanical property relationships in WC-Co composites. PhD dissertation. Carnegie Mellon University, USA.
- [27] **Y.Torres, M. Anglada**, Fatigue mechanics of WC-Co cemented carbides. In Refractory metals & hard materials'2001. Catalonia University, Spain.
- [28] **M. Smith, F. Fisher**, On the redesign of a shear pin under cyclic bending loads. In Engineering Failure Analysis'2006. Loyola Marymount University, USA.
- [29] **Ricardo A. Martinez**, Fracture surfaces and the associated failure mechanisms in ductile iron with different matrices and load bearings. In Engineering Fracture Mechanics'2010. Argentina.
- [30] **M. Fonte, L. Reis**, The effect of steady torsion on fatigue crack growth in shafts. In International journal of fatigue'2005. Portugal.
- [31] **A. Orduna, B.P. Lourenço**, Three-dimensional limit analysis of rigid blocks assemblages. In Solids and structure'2005. University of Minho, Portugal.
- [32] **Kyungsik Kim, Chai H. Yoo**, Ultimate strength of rectangular box beams subjected to combined action of bending and torsion. In Engineering structures'2007. Korea.
- [33] **J. Vogwell**, Analysis of vehicle wheel shaft failure. In Engineering Failure Analysis'1998. University of Bath, U.K.

EKLER

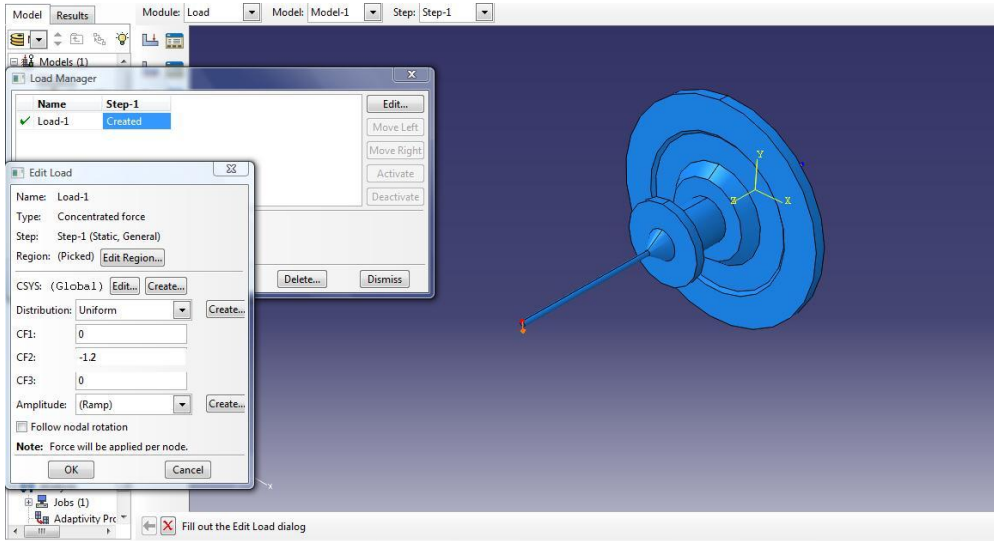
EK A.1 : Yapılan analizler için yükleme durumları

EK A.2 : Pistonun 7002 seri numaralı katalogu

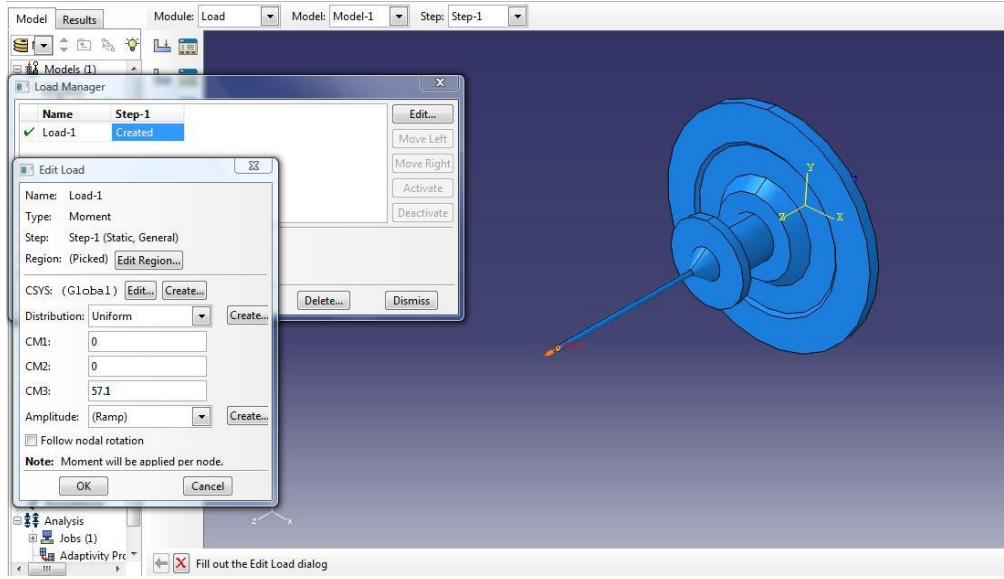
EK A.1



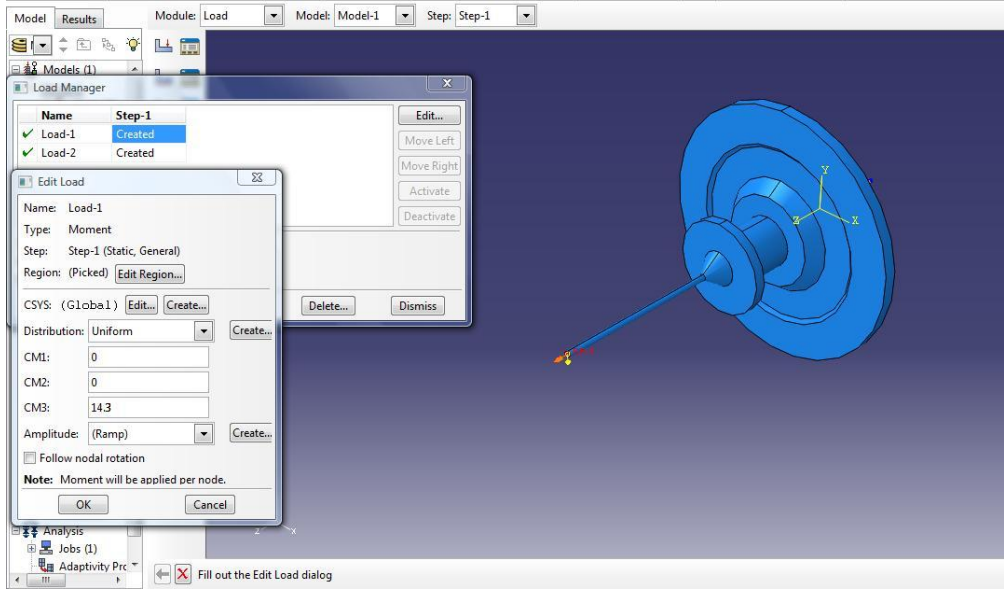
Şekil A.1 : Bölüm 4.3'teki pistonun basma zorlanması altındaki yükleme



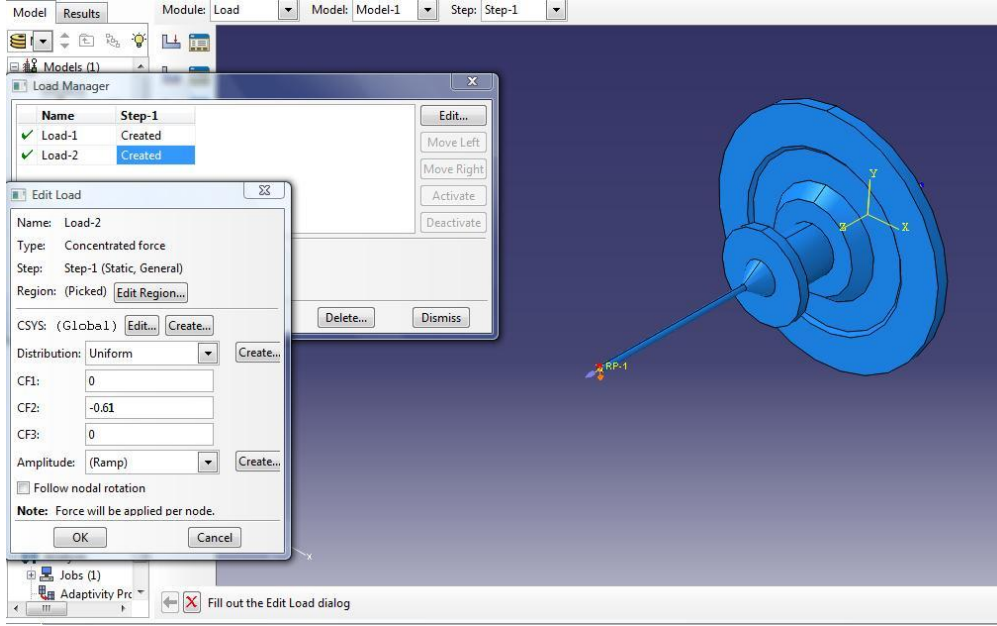
Şekil A.2 : Bölüm 4.4'teki pistonun eğilme zorlanması altındaki yükleme



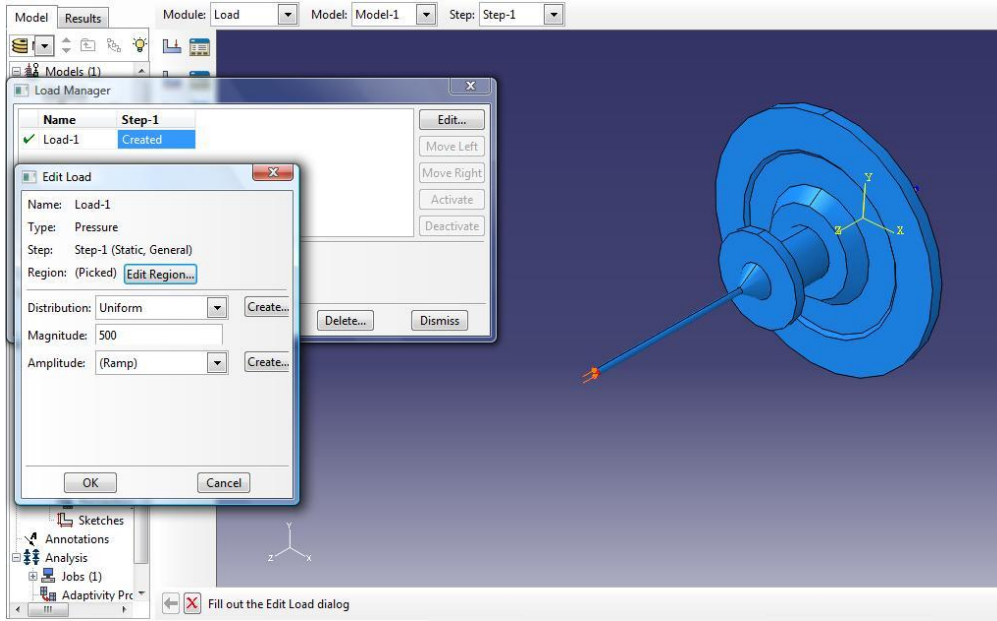
Şekil A.3 : Bölüm 4.5'teki pistonun burulma zorlanması altındaki yükleme



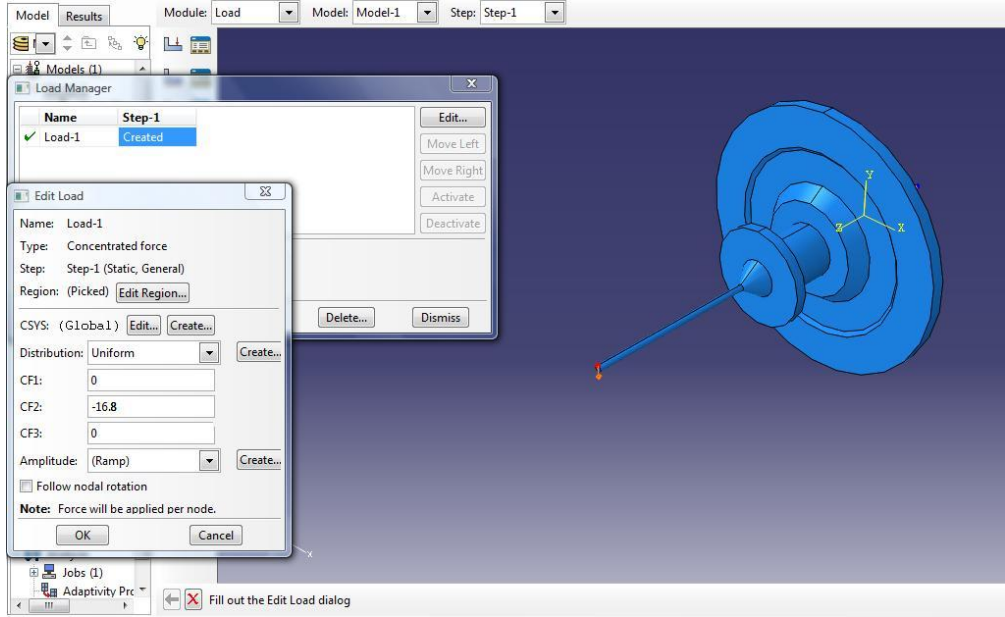
Şekil A.4 : Bölüm 4.6'daki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin burulma bileşeni



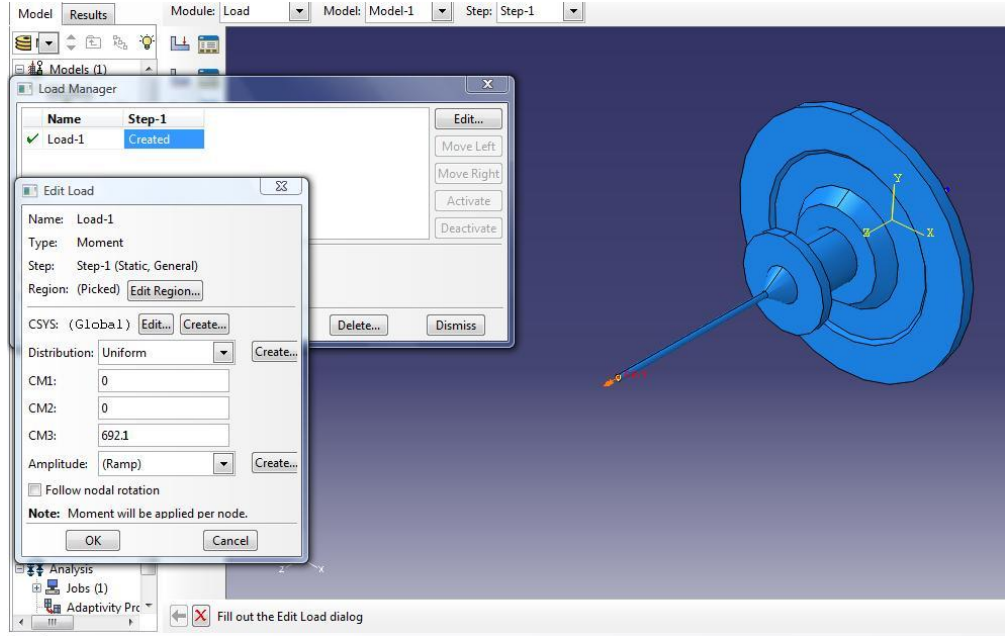
Şekil A.5 : Bölüm 4.6'daki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin eğilme bileşeni



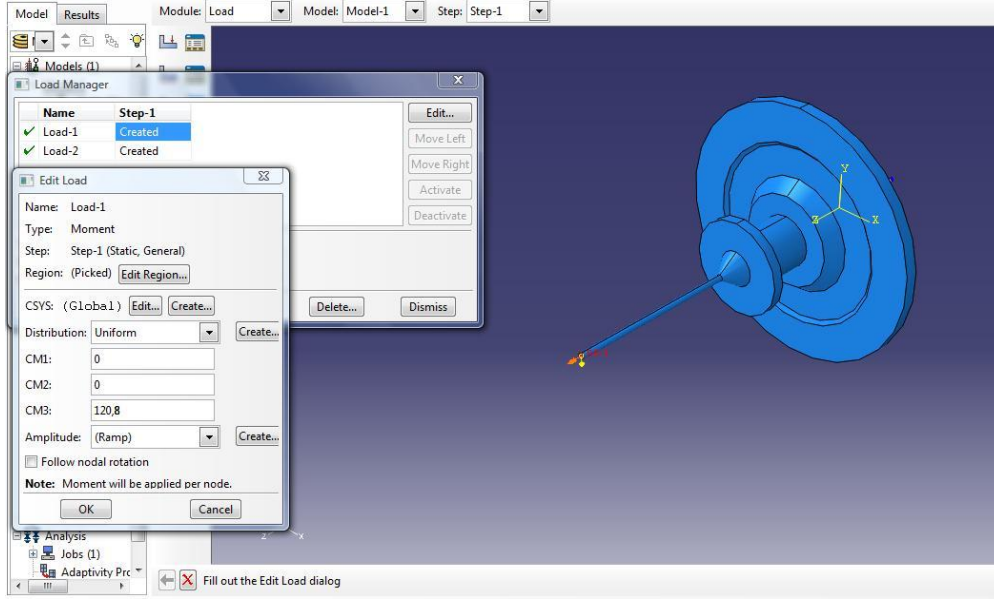
Şekil A.6 : Bölüm 4.12.1'deki pistonun basma zorlanması altındaki yükleme



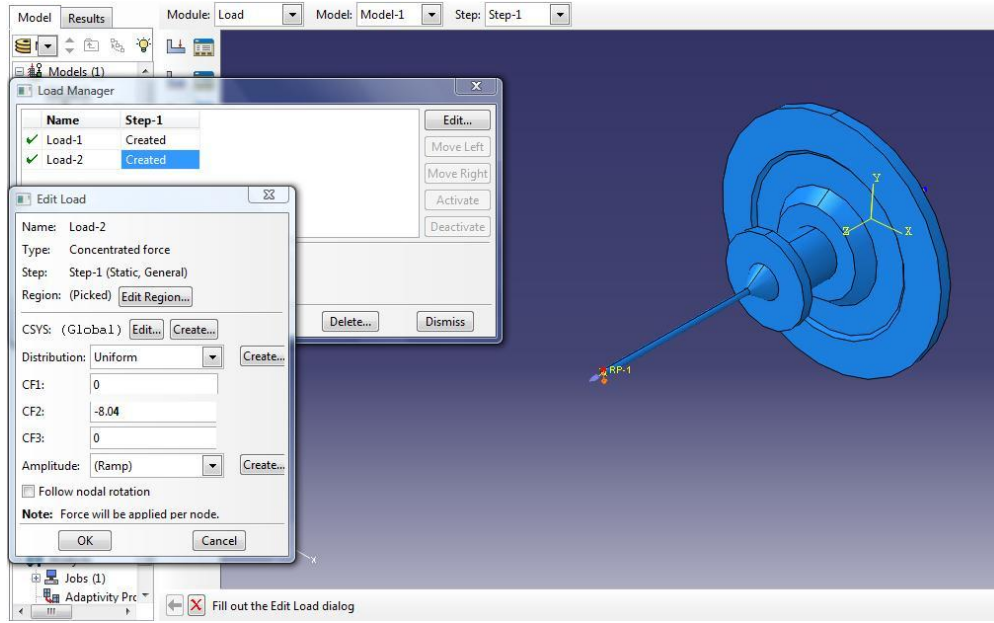
Şekil A.7 : Bölüm 4.12.2'deki pistonun eğilme zorlanması altındaki yükleme



Şekil A.8 : Bölüm 4.12.3'teki pistonun burulma zorlanması altındaki yükleme



Şekil A.9 : Bölüm 4.12.4'teki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin burulma bileşeni



Şekil A.10 : Bölüm 4.12.4'teki pistonun birleşik eğilme ve burulma zorlanması altındaki yüklemenin eğilme bileşeni

EK A.2

DESRANGES & HUOT 

56, rue des Ecoles - B.P. 125 - 93303 AUBERVILLIERS Cedex France
Tel : 33 (1) 48 33 91 02 - Fax : 33 (1) 48 33 85 90

CHAÎNE NATIONALE D'ETALONNAGE BNM-COFRAC
Pression
Habilitation N° 2-1033
Accreditation

CERTIFICAT D'ETALONNAGE
CALIBRATION CERTIFICATE

N° 8633

Ce certificat comporte une partie vérification
This certificate includes a verification part

DELIVRE A : MARMARA RESEARCH CENTRE
ISSUED FOR

INSTRUMENT ETALONNE
CALIBRATED INSTRUMENT

Désignation : Ensemble piston-cylindre pour BALANCE MANOMETRIQUE
Kn = 5.00 MPa/kg, Classe de précision S'
Matériel neuf, étalonnage initial
Description : Piston-cylinder for DEAD WEIGHT TESTER
Kn = 5.00 MPa/kg, Accuracy class S'
New equipment, initial calibration

Constructeur : DESGRANGES ET HUOT
Manufacturer

Type : Huile
Type : Oil

N° de série : 7002
Serial number

Ce certificat comprend 9 pages
This certificate includes 9 pages

Date d'émission : 22/04/1996
Date of issue

LE RESPONSABLE DU SMH
THE HEAD OF THE LABORATORY

LE DIRECTEUR GENERAL ADJOINT
THE EXECUTIVE GENERAL MANAGER


Philippe HUGOT




Pascal LAIZET



LA REPRODUCTION DE CE CERTIFICAT N'EST AUTORISEE QUE
SOUS LA FORME DE FAC-SIMILE PHOTOGRAPHIQUE INTEGRAL.

Şekil A.11 : Pistonun 7002 seri numaralı katalogu

Partie 1 : ETALONNAGE
Part 1 CALIBRATION

La délivrance d'un certificat d'étalonnage BNM-COFRAC garantit la traçabilité des résultats d'étalonnage aux étalons nationaux.
The issuing of BNM-COFRAC calibration certificate insures the traceability of calibration results to national standards.

Les incertitudes mentionnées sont celles correspondant à 2 écarts-types. Les écarts-types ont été calculés en tenant compte des différentes sources d'incertitudes, étalons de référence, moyen d'étalonnage, conditions d'environnement, contributions de l'instrument étalonné, répétabilité.
The mentioned uncertainties correspond to 2 standard deviations. The calculated standard deviations include different uncertainties origins, reference standards, means of calibration, environment conditions, tested instrument contribution, repeatability.

IDENTIFICATION
DESIGNATION

Les caractéristiques de l'ensemble piston-cylindre à étalonner sont les suivantes :
Specifications of the calibrated piston-cylinder assembly are as follow

Coefficient de conversion :	5.00	(MPa/kg)
<i>Nominal conversion coefficient</i>		
Etendue de mesure :	5.00 - 500.00	(MPa)
<i>Range</i>		
Type :	Huile	
<i>Type</i>	<i>Oil</i>	
Matériaux :	Piston: acier, cylindre: carbure de tungstène	
<i>Material</i>	<i>Piston: steel, cylinder: tungsten carbide</i>	
Type de montage :	Libre déformation	
<i>Mounting system</i>	<i>Free deformation</i>	
Jeu de masse :	LABO	
<i>Mass set used</i>		
Sonde de température :	197	
<i>Temperature probe</i>		
Balance manométrique :	RH04	
<i>Pressure balance</i>		

Şekil A.11: (devam) Pistonun 7002 seri numaralı katalogu

TECHNICAL DATA

PISTON-CYLINDER FOR S ACCURACY CLASS PRESSURE STANDARD

0.2 KILOGRAMMES PISTON-CYLINDER

Serial number : 7002-
Date of emission : 14/05/1996

Total mass : 0.2 kg

Adjusting tolerance : $\pm 2 \cdot 10^{-5} \cdot M$

Labelling : Serial number, nominal value.

Material :
- definition : non magnetic stainless steel AISI 304 L
- density : 7920 kg/m³

Piston-cylinder for S accuracy class pressure standard is adjusted within $\pm 2 \cdot 10^{-5} \cdot M$ of its nominal value (see chart below). This adjustment is made by comparison with the master standards of the Metrology Service. The double weighting method is used. The tolerance above includes the uncertainty on the master and the uncertainty on the controlled piston-cylinder.

Masses	Nominal value (g)	Adjustment tolerance (mg)
Piston	200	± 4.0

Şekil A.11: (devam) Pistonun 7002 seri numaralı katalogu

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ali MAMEDOV

Doğum Yeri ve Tarihi: Türkmenistan, 11.05.1989

Lisans Üniversitesi: Yıldız Teknik Üniversitesi, 2010

