



**METAL PARÇALAR ÜZERİNDE HATALI DELİKLERİN TAMİRİ İÇİN
BURÇ TASARIMI VE ANALİZLERİ**

Müge SİNCER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

NİSAN 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Müge SİNCER

27/04/2022

METAL PARÇALAR ÜZERİNDE HATALI DELİKLERİN TAMİRİ İÇİN BURÇ TASARIMI VE ANALİZLERİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Müge SİNCER

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Nisan 2022

ÖZET

Havacılık endüstrisi kullanılan malzeme ve malzemelerin işlenmesi bakımından değerlendirildiğinde dünyanın en pahalı sektörleri arasında yer alır. Bu sebeple üretim hattında oluşan hatalardan kaynaklı parçaların atılması çok ciddi maddi kayıplara sebep olur. En sık karşılaşılan üretim hatası hava araçlarının montajında kullanılan bağlayıcı deliklerinin yanlış açılmasından kaynaklanır (ör. delik merkezinin yanlış konumlanması, fazladan delik açılması vs.). Hava araçlarında yaklaşık olarak bir milyon civarı bağlayıcı kullanıldığı dikkate alınırsa, çoğu zaman kaçınılmaz olan bu tür imalat hataları sonrası parçaların hurdaya çıkma yerine tamiri bu sektörde rutin uygulama haline gelmiştir. Parçanın orijinal tasarımına bağlı olarak uygulanacak olan tamir yöntemi değişkenlik göstermekle birlikte, yanlış konumlandırılmış iki ya da daha fazla delik genişletilip sonrasında istenilen çapa getirilmesi için burç uygulaması yaygındır. Buna rağmen burç tamiri yapılmış bağlantılarının yorulma davranışlarıyla ilgili açık literatürde bir çalışma yer almamaktadır. Tez kapsamında Alüminyum 2024-T3 malzeme kullanılmış bir uçak gövde parçası için burç tamiri yapılmış deliklerin yorulma ve çekme mekanik dayanım karakterizasyonu sonlu elemanlar analiz yöntemi ve deneysel testlerle yapılmıştır. Deneysel çalışmada tamir uygulanacak bağlantı noktası kupon test boyutlarına indirgenmiş ve hem tamir uygulanmış hali hem de tamir uygulanmamış hali için statik çekme testi ve test sonucunda belirlenen mutlak kopma kuvveti % 30 -70 oranında azaltılarak yorulma testleri yapılmıştır. Deneysel testler sonucunda kopan numuneler üzerinde hasar tipi değerlendirmesi yapılmıştır ve analiz sonuçlarıyla birlikte yorumlanmıştır. Parça üzerinde çatlak oluşmadan önceki ömür değerleri ve yaklaşık olarak çatlağın oluştuğu ömür aralığı analiz sonuçları ile belirlenmiştir ve mevcut tamir yöntemiyle önerilen tamir prosedürü için karşılaştırılmalar yapılmıştır. Çatlak oluşumundan itibaren parçanın kopana kadar ki ömür değerleri analitik olarak hesaplanmış ve test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Bilim Kodu : 91406
Anahtar Kelimeler : metal tamiri, havacılık endüstrisi, burç tamiri, yorulma, çatlak, kırılma
Sayfa Adedi : 89
Danışman : Doç. Dr. Hüseyin Kürşad SEZER

BUSHING DESIGN AND ANALYZES FOR THE REPAIR OF THE DAMAGED HOLES ON THE METAL PARTS

(M. Sc. Thesis)

Müge SİNCER

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

April 2021

ABSTRACT

When the aviation industry is evaluated in terms of materials used, it is among the most expensive sectors in the world. For this reason, the discarding of parts caused by errors in the production line causes very serious financial losses. The most common manufacturing defect is due to incorrect drilling of fastener holes used in aircraft assembly (eg mislocated hole center, drilling extra holes, etc.). Considering that approximately one million fasteners are used in an aircraft, it has become a routine practice in this sector to repair parts instead of scrapping after such manufacturing errors, which are often inevitable. Although the repair method to be applied varies depending on the original design of the part, it is common to widen two or more incorrectly positioned holes and then use bushings to bring them to desired diameter. However, there is no study in open literature about the fatigue behavior of bushing repaired connections. Within the scope of the thesis, the fatigue and tensile mechanical strength characterization of the bushing repaired holes for an aircraft body part using Aluminum 2024-T3 material was made by finite element analysis method and experimental tests. In the experimental study, the connection point to be repaired was reduced to coupon test dimensions and fatigue tests were performed by reducing the ultimate tensile force, which is determined by the static tensile test, by 30 -70% for both the repaired and non-repaired versions. As a result of the experimental tests, damage type assessment was made on the samples that broke off, and they were interpreted together with the analysis results. The life values before crack initiation on the part and the life interval at which the crack occurs were determined by the results of the analysis and comparisons were made between the current repair method and the recommended repair procedure. The life values from the crack initiation until the failure of the part were calculated analytically and compared with the test results.

Science Code : 91406

Key Words : metal repair, aerospace industry, bushing repair, fatigue, crack, fracture

Page Number : 89

Supervisor : Assoc. Prof. Hüseyin Kürşad SEZER

TEŞEKKÜR

Tez çalışma süreci boyunca desteği ve rehberliği için sayın hocam Doç. Dr. Hüseyin Kürşad Sezer'e, numune üretimi ve test aşamalarında yardımını esirgemeyen değerli mühendis arkadaşlarım Üretim Mühendisi Çağlayan Duygu, Test Mühendisleri Afif Umur Limon ve Çağrı İlhan'a, değerli deneyimlerini benimle paylaşan ve bu süreçte gerekli zaman ve esnekliği sağlayan yöneticilerim PLM Süreç Uygulama ve Analiz Şefi Mehmet Ufuk Yıldır ile Mühendislik Hizmetleri Müdürü Faruk Oęuz'a teşekkürlerimi sunuyorum.

Her an desteklerini ve sevgilerini hissettiren canım ailem; Nadire Türüdü, Ali, Demir, Ayşe ve Levent Sincer'e bu çalışmayı ithaf etmek istiyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
GRAFİKLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ	1
2. HAVACILIKTA TAMİR UYGULAMALARI.....	5
2.1. Tamir Edilebilirlik.....	5
2.2. Metal Parçalarda Hasarlı Delik Tamiri	6
2.3. Metal Tamirinde Yaygın Olarak Kullanılan Malzeme ve Bağlayıcılar	7
2.4. Metal Yapılarda Hasar Oluşumuna Yorulma Etkisi ve Tarihçesi.....	8
2.5. Uçak Yapılarında Metal Yorgunluğu ve Kontrol Metodolojisi	9
3. METAL YAPILARDA ÇATLAK OLUŞUMU ÖNCESİ ÖMÜR HESABI.....	15
3.1. Lineer Elastik Malzeme Davranışı.....	15
3.2. Yükleme Yön ve Tipine Göre Değişen Gerilim Hesap Metodunun Belirlenmesi	17
3.3. Tasarım Geometrisinin Gerilim Üzerindeki Etkisi	21
3.4. Malzemede Kalıcı Deformasyon ve Akma Etkisi.....	22
3.5. Monoton Yükleme ve Tekrarlı Yükleme Karşılaştırılması.....	25
3.5.1. Monoton yükleme.....	25
3.5.2. Tekrarlı yükleme.....	27

3.6. Ortalama Gerilim Yaklaşımları (Mean Stress Theories) ve Kullanım Alanları..	30
4. METAL YAPILARDA ÇATLAK OLUŞUMU, BÜYÜMESİ VE YAPISAL KIRILMAYA BAĞLI ÖMÜR HESAPLARI.....	33
4.1. Yapısal Kırılma Biçimleri	37
5. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	41
5.1. Testin Amacı ve Test Süreci	41
5.2. Malzeme ve Bağlayıcı Seçimi.....	42
5.3. Numune Üretim Detayları.....	43
5.4. Test Cihazı	45
5.5. Test Aşaması	46
5.5.1. Statik test	47
5.5.2. Yorulma testi.....	51
6. SONLU ELEMEN ANALİZİ MODELİ VE ANALİTİK HESAP.....	55
6.1. ANSYS Analiz – Çatlak Başlangıcı.....	55
6.2. Analitik Hesaplamalar – Çatlak Yayılması.....	67
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	71
7.1. Sonuçlar ve Gelecek Çalışmalar	77
KAYNAKLAR	79
EKLER.....	83
EK-1. Plaka-1 Ölçüleri.....	84
EK-2. Plaka-2 Ölçüleri.....	85
EK-3. Plaka-3 Ölçüleri.....	86
EK-5. Bağlayıcı Mekanik Özellikleri	88
ÖZGEÇMİŞ	89

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.1. Test numune ölçü detayları.....	41
Çizelge 5.2. Çekme testi sonuçları.....	48
Çizelge 5.3. Numune a yorulma testi sonuçları	52
Çizelge 5.4. Numune b yorulma testi sonuçları.....	53
Çizelge 5.5. Numune c yorulma testi sonuçları	54
Çizelge 6.1. Malzeme özellikleri (statik).....	56
Çizelge 6.2. Malzeme özellikleri (tekrarlı yükleme)	56
Çizelge 6.3. Her numune seti için uygulanan kuvvet değerleri	57

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Tez kapsamı	4
Şekil 2.1. Hi-Lok (Hi-Lite) montaj görseli	8
Şekil 2.2. Korozyona bağlı yorulma kırılımı (ALOHA).....	9
Şekil 2.3. Sırasıyla (a) S-N eğrisi, (b) Hysteresis döngüsü.....	10
Şekil 2.4. Başlangıçta çatlak oluşumu bulunmayan bir parçanın yorulmaya bağlı çatlak oluşumu ve yayılmasına bağlı çevrim değerleri gösterimi	11
Şekil 2.5. Başlangıçta çatlak oluşumu bulunan bir parçanın çatlağın yayılmasına bağlı çevrim değerleri gösterimi.....	11
Şekil 2.6. Yorulma yükleme profili	12
Şekil 2.7. Yükleme çeşitleri	13
Şekil 3.1. Gerilim-gerinim eğrisi	17
Şekil 3.2. Eksenel uzama	18
Şekil 3.3. Bükülme (X-Yönünde)	18
Şekil 3.4. Bükülme (Y-Yönünde)	19
Şekil 3.5. Burulma (Şaft)	19
Şekil 3.6. Burulma (Köşeli Profil)	20
Şekil 3.7. Kesme (Y- Yönünde).....	20
Şekil 3.8. Kesme (X- Yönünde).....	21
Şekil 3.9. Çentik faktör – gerilme etkisi	21
Şekil 3.10. Üç yönde farklı tipte yüklere maruz kalmış yapı.....	23
Şekil 3.11. Sadece çekme testi uygulanan numune	24
Şekil 3.12. Monoton yüklemeye bağlı gerilim-gerinim davranışı	25
Şekil 3.13. Alçak ve yüksek çevrim yorulma durumları için gerinim-ömür eğrisi gösterimi	28
Şekil 3.14. Gerinim genliği – ömür eğrisi gösterimi (elastik ve plastik malzeme davranışının kesiştiği nokta geçiş ömrünün verir)	30

Şekil	Sayfa
Şekil 3.15. Ortalama gerilim yaklaşımları	31
Şekil 4.1. Çatlak oluşumu ve kırınım	33
Şekil 4.2. Çatlak oluşum aşamaları.....	34
Şekil 4.3. Çatlağa bağlı yapısal bozulma	34
Şekil 4.4. Yüksek ve alçak devir yüklemelerine bağlı hasar görüntüsü	36
Şekil 4.5. Yapısal kırılmaya bağlı şerit görüntüler	36
Şekil 4.6. Net çekme	37
Şekil 4.7. Yırtılma.....	38
Şekil 4.8. Dayanma	38
Şekil 4.9. Kesme	39
Şekil 4.10. Farklı kırılım biçimleri	39
Şekil 5.1. Test tasarımı.....	42
Şekil 5.2. Delme (a), raybalama (b) ve montaj süreçleri (c).....	43
Şekil 5.3. Tamir taslağı	44
Şekil 5.4. Burç ebatları.....	44
Şekil 5.5. Numune a test düzeneği.....	45
Şekil 5.6. Numune b ve c test düzeneği	45
Şekil 5.7. INSTRON test cihazı.....	46
Şekil 5.8. Test cihazına takılmak için hazırlanmış numune (1,2,3) numune plakaları, (4,5,6) dengeleme aparatları	47
Şekil 5.9. Test cihazından alınan verilere bağlı olarak Excel ortamında yapılan test gerilim –gerinim hesaplarına ait binlerce satır işlem den bir kesit görüntüsü	49
Şekil 5.10. Çekme testi sonrası plakaların demonte edilmiş görüntüleri.....	50
Şekil 5.11. Numune A4.....	52
Şekil 5.12. Numune (a) B2 & (b) B3	53
Şekil 5.13. Numune C3.....	54
Şekil 6.1. Analiz ve analitik yaklaşım	55

Şekil	Sayfa
Şekil 6.2. Sınır koşullar ve yükleme	57
Şekil 6.3. Mesh detayları	58
Şekil 6.4. Peterson stress concentration factors kitabı chart 4.67	59
Şekil 6.5. Numune – a için chart 4.67 deney sonuçlarına göre hesaplanan gerilim değerleri	59
Şekil 6.6. Numune – a için ansys analiz sonuçları (normal stress) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N).	60
Şekil 6.7. Numune – b için chart 4.67 deney sonuçlarına göre hesaplanan gerilim değerleri.....	60
Şekil 6.8. Numune – b için ansys analiz sonuçları (normal stress) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N).	61
Şekil 6.9. Numune – c için chart 4.67 deney sonuçlarına göre hesaplanan gerilim değerleri.....	62
Şekil 6.10. Numune – c için ANSYS analiz sonuçları (normal stress) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N)	62
Şekil 6.11. Fatigue tool detayını gösteren ANSYS görseli.....	63
Şekil 6.12. R=0 yükleme gösterimi ANSYS görseli.....	64
Şekil 6.13. Ortalama gerilim/gerinim teorisi grafiği ANSYS görseli.....	64
Şekil 6.14. Numune – a için ANSYS analiz sonuçları (fatigue modül – strain life) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N)	65
Şekil 6.15. Numune – B için ANSYS Analiz Sonuçları (Fatigue modül – Strain Life) – Sağ Altta Uygulanan Kuvvet Verilmiştir (N).....	66
Şekil 6.16. Numune – C için ANSYS Analiz Sonuçları (Fatigue modül – Strain Life) – Sağ Altta Uygulanan Kuvvet Verilmiştir (N).....	67
Şekil 6.17. Geometrik faktör– iki tarafında çatlak başlangıcı olan çekme kuvveti altındaki plaka [22]	68
Şekil 6.18. Çatlak hesabı Numune – A serisi.....	68
Şekil 6.19. Çatlak hesabı numune – b serisi	69
Şekil 6.20. Çatlak hesabı numune – c serisi.....	69
Şekil 7.1. Yorulma testi sonuçları.....	71
Şekil 7.2. Yükleme durumlarına göre kopma durumları görseli	72

Şekil	Sayfa
Şekil 7.3. İkinci plaka üzerinde ömür dağılımını gösteren ANSYS analiz görseli test ve analitik sonuçlara göre kırılma aşamaları yorumlanmıştır.....	73
Şekil 7.4. Farklı yüklemeler altında sırasıyla (a) tamirsiz plaka-2, (b) tamirli plaka-2, (c) tamir burcu ömür dağılımı görselleri.....	74
Şekil 7.5. Sırasıyla (a) yüksek kuvvet – düşük çevrim, (b) düşük kuvvet –yüksek çevrim gerilim dağılımı görseli.....	74
Şekil 7.6. Numune a seti için test sonuçları ve analiz+analitik sonuçların karşılaştırılması	75
Şekil 7.7. Numune b seti için test sonuçları ve analiz+analitik sonuçların karşılaştırılması	76
Şekil 7.8. Numune c seti için test sonuçları ve analiz+analitik sonuçların karşılaştırılması	77

GRAFİKLERİN LİSTESİ

Grafik	Sayfa
Grafik 5.1. Numune a ve b için kuvvet - deplasman grafiği.....	50
Grafik 5.2. Numune b ve c için kuvvet - deplasman grafiği.....	51



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
a	Çatlak Boyutu
A	Alan
LCF	Low cycle Fatigue – Düşük Çevrim Yorulma
HCF	High Cycle Fatigue – Yüksek Çevrim Yorulma
σ	Gerilim
σ_{vm}	von Mises Gerilim
σ_{alt}	Alternating Stress
R	Gerilim Oranı
ϵ	Gerinim
E	Elastik Modülüs
F	Kuvvet
K	Kuvvet Katsayısı
M	Moment
I	Atalet Momenti
J	Polar Atalet Momenti
mm	Milimetre
MPa	Megapascal
Pa	Pascal
kN	Kilonewton
τ	Kesme Gerilimi
Kt	Gerilme Yığılma Faktörü
N	Çevrim Sayısı
S	Gerilme

Kısaltmalar**Açıklamalar****3-D**

Üç boyutlu

FEM

Finite Element Analysis

K_I

Gerilme Yoğunluk Faktörü – Stress Intensity Factor

LEFM

Linear Elastic Fracture Mechanics

S_u

Nihai Kopma Gerilimi

β

Shape Factor



1. GİRİŞ

Yapısal parçaların birleştirilmesi için birçok farklı bağlantı elemanı kullanılmaktadır. Bu bağlantı elemanlarının kullanım yeri ve amacı bağlantı elemanı seçiminde esas kriteri oluşturur. Bağlantı elemanları en genel adları ile kaynaklı bağlantılar, perçin ve cıvata bağlantıları olarak tanımlanabilmektedir. Kaynaklı bağlantılar kalıcı bağlantılardır. Yapısal parça üzerindeki statik ve tekrarlı yükler bakım ve servis ihtiyacı doğurmaktadır. Bu gibi durumlarda perçin ve cıvata bağlantıları kullanılmaktadır [1,2]. Bu tür bağlantılar havacılık endüstrisinde en çok kullanılan mekanik montaj elemanlarıdır. Uçak gövde ve kanat bağlantıları ya da gövde içindeki yapısal elemanlar arasındaki bağlantılar bunun en belirgin örneklenildiği bölgelerdir. Cıvata bağlantılarının mekanik dayanımları üzerine birçok araştırma ve çalışma yapılmıştır. Chakherlou, cıvata bağlantılı plakalarda, cıvata sıkma kuvvetinin yorulma davranışına etkileri üzerine numerik ve test odaklı çalışmalar yapmıştır. Çalışma sonucunda cıvata sıkma kuvvetinin bağlantı noktalarında yorulma dayanımını artırdığı gözlenmiştir [3,4]. Cıvata – somun torklanması esnasında oluşan sıkma kuvvetiyle birlikte cıvata üzerinde çekme kuvveti de oluşur. Oluşan basma kuvveti cıvata deliği etrafındaki gerilme yoğunluğu düşürerek çatlak oluşumunu kapatarak yorulma ömrünü olumlu yönde etkiler [5]. Yüksek torklama kuvveti deliklerin etrafındaki gerilim yoğunluğunu azaltmakta ve genellikle bu stres azalımı bağlantı noktalarında çekme kuvvetini ve yorulma ömrünü artırmaktadır [6].

Cıvatalı bağlantılar iki ya da daha fazla mekanik parçayı bir arada tutarak montaj formuna getirir ve iki temel özelliği içinde barındırır; ön-yükleme ve bileşim yüzeyleri arasında etkileşim [7]. Herbelot'un araştırması; iki alüminyum parçanın farklı kombinasyonlardaki cıvatalı bağlantılarının montaj bölgesinde cıvatalar üzerinde oluşan hata çeşitliliğinin cıvata sayısı ve montaj düzenine bağlı olduğunu desteklemektedir [8]. Chakherlou diğer bir çalışmada ise cıvata sıkma kuvveti ve sürtünmenin 2024-T3 alüminyum alaşımlı plakaların cıvata bağlantılarında yorulma davranışını incelemiştir. Çalışma sonucunda artan torklama kuvvetinin yorulma ömrünü olumlu yönde artırdığını fakat yük seviyesi belli bir değerin altında olduğunda sürtünme sebebiyle yorulma ömrünü desteklemediği bulunmuştur [9]. Etrafında çatlak oluşmuş bağlantı noktalarının yorulma davranışı hakkında birçok araştırma bulunmaktadır. Seo, kompozitle tamir edilmiş çatlak alüminyum plakalarda yorulmaya bağlı çatlak büyüme davranışını deneysel olarak çalışmıştır. Çatlak etrafındaki

gerilim kompozit tamir ile azalmış ve bu gerilim yoğunluk faktöründe de düşüşe sebep olmuştur [10].

Cıvata kafası ve somun birlikte sıkıldığında cıvata çekme kuvvetine maruz kalır (ön yükleme), cıvata eksenel olarak esner ve diğer mekanik elemanların sıkıştırılmasına sebep olur [11]. Cıvata delikleri stres yükseltici etkiye sahip olduğundan yük taşıma kapasitesini düşürmekle birlikte, cıvata bağlantılarında yük taşıma kapasitelerinin yüksek olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla bu bağlantılarda hasar genellikle delme operasyonu neticesinde meydana gelen yüzey pürüzlülüğü ve buna bağlı çatlak oluşumuyla ilgilidir [11-12].

Literatürde bahsedilen cıvata bağlantıları ile ilgili çok sayıda çalışma bulunmasına rağmen, burç tamiri uygulanmış durumlar için parçaların bağlantı noktalarında yorulma davranışlarını ele alan araştırma bulunmamaktadır. Bu çalışmanın amacı tekrarlı yükleme altında tamir uygulanmış ve uygulanmamış parçaların ömür değerlerinin kıyaslanması temeline dayanmaktadır. Hasar kurgusu ve buna bağlı tamir yöntemleri belirlenmiş ve yüklemeler sonucunda oluşan sonuçların avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir.

Tez çalışmasının Amaç ve Hedefleri:

Bu çalışmanın amacı burç tamiri uygulanmış havacılık parçalarında farklı yükleme, burç çapı ve delik çapının yorulma davranışlarına etkisini araştırmaktır. Sonlu elemanlar analizi ile burçlu ve iki farklı delik çapı için yorulma analizi yapılmış ve sonuçlar deneysel olarak doğrulanmıştır.

Hedefler Listesi:

- *Havacılıkta tamir uygulamaları, metal parçalarda hatalı delik tamir yöntemleri ve metal yapılar üzerinde yüklemelere bağlı olarak parça üzerinde oluşan gerilim türleri ve hesaplarının literatür bilgisi ile açıklanması:* Bu bağlamda gerilim türlerinin monoton ve tekrarlı olmasına bağlı olarak malzeme yapısındaki değişikliklerin hangi yaklaşımlar ile tanımlanabildiği tez içerisinde tartışılmıştır. Tekrarlı yükleme durumlarında yüksek kuvvet – düşük çevrim ve düşük kuvvet – yüksek çevrim yaklaşımlarına bağlı olarak ömür hesabı yaklaşımları değerlendirilmiştir. Parçaların kırıldığı durumlarda, çatlak

başlangıcından itibaren parçada kopma meydana gelene kadarki süreçte malzeme davranışına dair teorem ve yaklaşımlar incelenmiştir

- *Burç tamiri uygulanmış hi-lite bağlantılarında yorulma deneylerinin yapılması:* Bir uçak parçasının ikili kesme bağlantısı bulunan bir bölgesi DIN-EN 6072 yorulma test numune ebatlarından mini T tipi numune ölçülerine paralel olacak şekilde seçilmiştir. Numunenin ortasında bulunan plakaya iki farklı burç tamiri uygulanmıştır. Numuneler tamirsiz ve hasara bağlı olarak iki farklı tamirin uygulandığı toplamda üç farklı kurgunun karşılaştırılması temeline dayanmaktadır.
- *Sonlu elemanlar analizi ile Burç tamiri uygulanmış hi-lite bağlantılarının yorulma simülasyonu:* Literatür araştırması ve test sonuçlarına paralel şekilde yaklaşımlar değerlendirilerek numunelerin tekrarlı yükleme altında üzerinde çatlak oluşumundan yapının tamamen kopmasına kadar ki zamanda toplam ömür değerleri hesaplanmıştır.

Bu tezin ikinci bölümünde, havacılıkta tamir edilebilirlik yaklaşımı, hasarlı deliklere tamir uygulamaları hakkında bilgi verilmiştir. Tamir uygulamalarında kullanılan metaller ve bağlayıcıların özelliklerine değinilerek, tarihte metal yorgunluğunun yapılardaki hasarlanmadaki rolleri ve metal yorgunluğu metodolojisi hakkındaki temel bilgiler verilmiştir.

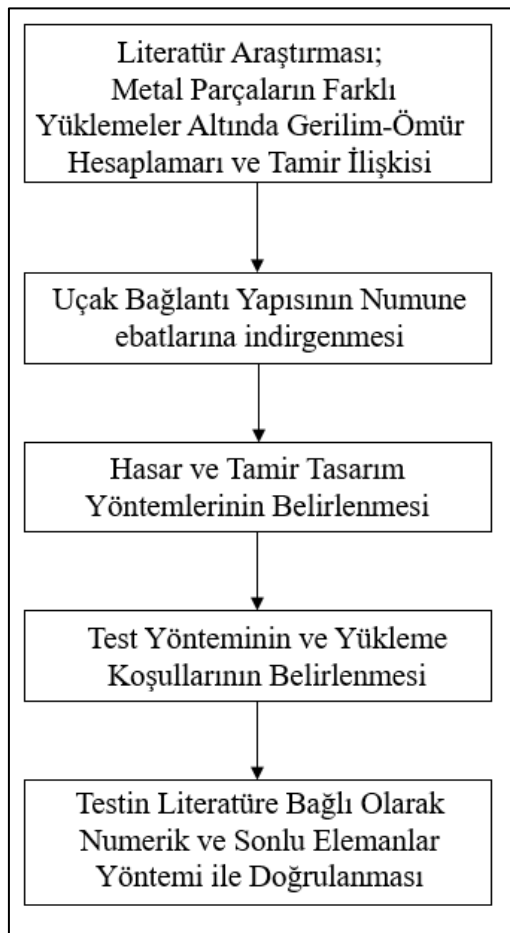
Üçüncü bölümde, metal yapılardaki çatlak oluşumu öncesinde yapılan ömür hesaplarının bağlı olduğu parametreler hakkında bilgiler verilmiştir. Bu parametreler malzemenin lineer olup olmadığı, yapılar üzerine uygulanan yüklemenin tipi ve yönü, yapının geometrik süreksizliğinin ömre etkisinden bahsedilerek, yükleme türleri ve gerilim yaklaşımları hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

Dördüncü bölümde Metal yapılarda çatlak oluşumu ve sonrasında parçanın kırılmasına kadarki zamanda yapıların ömür hesaplarının nasıl yapıldığı, kırılma sonrasında yapıda meydana gelen hasar tiplerinin neler olduğu hakkında araştırmalar yapılmıştır.

Beşinci bölümde, metal bir parça üzerinde delik hasarı kurgusu yapılarak alternatif iki tane burç tamiri yöntemi tasarlandı. Tasarlanan kurgu üretilerek, sabit ve tekrarlı yüklemeler altındaki davranışları deneysel olarak gözlemlendi.

Altıncı bölümde numuneler üzerinde çatlak oluşana kadarki ömür değerleri ANSYS programı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiştir. Bunun yanında bir çatlak oluşumu varsayımı yapılarak, bu çatlağın büyümesine bağlı geçen zamanda parçanın yaklaşık kaç çevrim daha dayandığı analitik yöntemlerle hesaplanmıştır.

Yedinci bölümde deneysel çalışma, analitik hesaplar ve analiz çapraz olarak doğrulanmaya çalışılmış ve oluşturulan üç farklı tip numunenin birbirlerine avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir.



Şekil 1.1. Tez kapsamı

2. HAVACILIKTA TAMİR UYGULAMALARI

2.1. Tamir Edilebilirlik

Hava araçları üretim hattından itibaren ömür döngülerini tamamlayıp hurdaya ayrıldığı zamana kadar birçok hasara maruz kalmaktadır. Bu hasarlar üretim ya da montaj hattından kaynaklı olabildiği gibi uçuş periyodu boyunca maruz kaldığı yüklerden kaynaklı da olabilmektedir. Uçak parçalarının üretim zorluğu ve yüklü maliyet gereklilikleri nedeniyle hasarlı parçanın tamir metotları uygulanarak kullanılmaya devam edilmesi tercih edilen yöntemdir. Parça tamir edilemeyecek kadar hasar aldığı anda ise yenisi ile değiştirilmesi uygundur [10-12].

Hasarlı parça için tamir uygulanmadan önce metot belirlenmesi gerekir. Metot belirlemek için; “hasar nasıl meydana geldi, parça hangi malzemeden üretilmiştir, hasar uçağın hangi bölgesinde oluşmuştur, parçanın etkileşimde bulunduğu çevre geometri nedir ve bu parçalar hasardan etkilenmiş midir?” sorularına cevap aranır ve bu soruların cevabı doğrultusunda tamir edilebilirlik ile ilgili ilk filtreleme yapılır.

İkinci kısımda amaç parçanın orijinal tasarımı ve hasar oluşan hali arasındaki farkları net olarak belirlemektir. Hasar bölgesini en dar haliyle içine alacak iki boyutlu bir şablon oluşturularak, bölgenin sayısal olarak ne kadarlık bir alanı etkilediği belirlenir ve alan içindeki hasarı detaylandırmak için, “Parça kalınlığı orijinal tasarıma oranla ne kadar azalmıştır, bölgede kaplama var mıdır ve kaplama kalınlığında değişiklik var mıdır?” sorularına ek olarak; yanlış delinen delikler için, delik konum ve çapında oluşan farklılıklar nelerdir, delik merkezinden parça kenarına olan mesafe değişmiş midir, hasarlı deliğin yakınında bulunan delikler ile arasındaki mesafe nedir?” sorularına cevap aranır. Bunun yanında eğer hasarlı parça kompozit bir malzemeden yapılmış ise “hangi ply’lar hasarlanmıştır, gözlenen hasar tipi nedir?” sorusu da önem kazanmaktadır. Bu soruların cevapları doğrultusunda ikinci aşama tamir edilebilirlik filtrelemesi yapılır.

Üçüncü aşama ise farklı muayene yöntemleri ile parça iç yapısındaki değişimleri tespit edilmesidir, bu kısımda parça üzerinde çatlak oluşumu olup olmadığı kesinlikle belirlenmelidir[12-14].

Yukarıdaki sorularla tespit edilen hasarların sayısal karşılığı alınarak, tamir edilebilirlik analizi tamamlanır. Parçanın kurtarılabilir olduğu kararı alındıktan sonra. Tamir metodu kararlaştırılarak, tamir tasarım aşamasına geçilir.

Tamir tasarım aşamasında temel amaç parçayı orijinal tasarımına en yakın hale getirmektir. Bu sebeple her hasar durumu birbirinden tamamen farklı olduğu için tamir yöntemi de tamamen başkalaşmaktadır.

Tamir uygulanan bölgeler gerilim açısından çok kritik bölgelerdir bu sebeple eğer hava aracı için ağırlık açısından bir sorun yaratmayacaksa mümkün olduğunca büyük güvenlik faktörü kullanılarak tamir yapılır. Pratikte tamirlerin belirlenen güvenlik faktörüne bağlı olarak parça üzerindeki tüm yükleri taşıyabiliyor olması beklenir fakat çok fazla yük taşınması demek aynı zamanda üzerine fazla yük çekerek gerilim artırıcı bir etkiye sebep olabilir ve bu durumda tamir üzerine çekilen fazla yük etkileşimde olduğu diğer parçalarda çatlak meydana gelmesine sebep olabilir [30-14]

2.2. Metal Parçalarda Hasarlı Delik Tamiri

Uçak parçaları metal malzemenin yoğun olduğu tasarım parçalarından oluşmaktadır ve bu parçalar bağlayıcılar aracılığı ile birbirlerine montaj edilirler. 10 binlerce bağlayıcının bir araya gelerek oluşturduğu hava araçlarında bu sayıdan çok daha fazla delik bulunmaktadır. Bu deliklerde üretim esnasında hasarlar ya da hatalar meydana gelmektedir. Delik hataları temel olarak üç başlık altında incelenebilir;

Delik merkezinin yanlış konumlanması (Merkezi kaçıklık)

Deliklerin çiftlemesi (Double drill)

Parça üzerine fazladan delik açılması

Delik hasarları üretimde oluşan insan kaynaklı hatalardır. Teknik resim, isterlerine aykırı lokasyonda açılan delikleri tanımlamak için kullanılır. Bu hata tiplerinde yanlış delik konumu ve delik çapı ile istenilen delik konumu ve çapı arasındaki aykırılıklar değerlendirilir, delik merkezinin gereken koordinatlardan ne kadar saptığı belirlenir. Delik olması gereken konumdan çok fazla uzaklaşmışsa bu durumu merkezi kaçıklık değil

fazladan delik başlığı altında incelemek daha doğrudur. Fazladan delik açılan durumlarda kullanılan en yaygın yöntem perçin gövdesinin kesilerek deliğin doldurulmasıdır. Buna ek olarak istenilirse deliği dolduracak bir burç tasarlanabilir [13-14].

2.3. Metal Tamirinde Yaygın Olarak Kullanılan Malzeme ve Bağlayıcılar

Uçaklarda kullanılan malzemelerin yaklaşık olarak %80'i alüminyum alaşımıdır. Alüminyumlar; çelik ve titanyum alaşımlara göre çok daha kolay işlenirler aynı zamanda hafif ve dayanıklı olmaları da çok fazla tercih edilmelerinin sebebidir. Alüminyumlar ısıtılarak işlem görerek istenilen özellikleri gösterirler. Isıl işlem malzeme sonuna eklenen TXX kısaltması ile adlandırılır. Uçak yapısında en çok alüminyum 2000 ve 7000 serisi alaşımlar kullanılır. Havacılık sektöründe en çok kullanılan alüminyum serileri sırasıyla 2024 ve 7075 'tir. Alüminyum 2024 malzemeler: bakır- magnezyum karışımı bir alaşımdır, daha çok T3 ve T4 şeklinde oda sıcaklığında elde edilen haliyle kullanılır, yorulma özellikleri çok iyi olduğundan çekme yüklerinin ağırlıkta olduğu kanat alt kabuğu gibi bölgelerde kullanılır, sünekler [25-26]. Alüminyum 7075 malzemeler: bakır- magnezyum-çinko karışımı bir alaşımdır, daha çok T6 ya da yaşlandırılmış haliyle kullanılır, yüksek sertlik ve mukavemet değerlerine sahiptir, ısıtılarak uygulandığında çelikle kıyaslanabilen mukavemet değerlerine ulaşabilir, yüksek sertlik ve mukavemet değerlerine rağmen hafif oluşu havacılık endüstrisi için tercih sebebi olmaktadır [27]. Alüminyum alaşımlarda alaşımın tipi kadar (2024, 7075 vb.) maruz bırakılan ısıtılma işlemi de önemlidir. –TXX şeklinde gösterilen işlemler şu şekildedir: O (annealed): Doku dönüşüm ısıya kadar ısıtılarak yeniden kristalleşme sağlanmıştır. Küçük çaplarda büküm için en uygun formdur. W (quenched) : Malzeme belirli bir sıcaklığa çıkarıldıktan sonra bir solüsyona batırılarak hızla soğutulmuştur. Kararsız bir haldir. T3: Solüsyona batırıldıktan sonra (W hali) germe işlemi yapılır ve doğal olarak oda sıcaklığında bekletilir (yaşlandırılır). T6: Solüsyona batırıldıktan sonra suni yaşlandırmaya uğratılır (oda sıcaklığının üzerinde bir sıcaklığa çıkarılır).

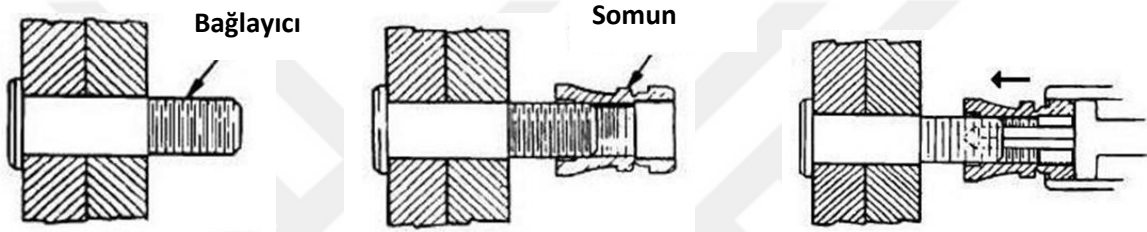
Bağlayıcı, iki ya da daha çok yapıyı bir arada tutan mekanik yapısal elemana verilen addır. Bağlayıcılar yapılar arasında yük transferini gerçekleştirmek amacıyla kullanılır. Mekanik bağlantıların yanında kimyasal olarak (yapıştırma, kaynak) da bağlantı sağlanabilir. Bağlayıcıları iki ana başlığa ayırabiliriz:

Kalıcı : Perçin (rivet), hi-lok vb. Söküldüğünde yeniden kullanılmazlar.

Kalıcı olmayan: Cıvata (bolt), vida (screw) vb. Sökülüp yeniden kullanılabilirler.

Bağlayıcılar seçilirken aşağıdaki kriterler göz önünde bulundurulur: kuvvet, çevresel uyumluluk, sökülebilirlik ve yeniden kullanılabilirlik, montaj, konfigürasyon, iletkenlik, ortam sıcaklığı.

Hi-Lok (Hi Lite) : Havşa başlı (countersink) ve bombe başlı (protruding) olmak üzere iki ana tiptir. Cıvata ve somun gibi iki parçadan oluşur. Dişli bir yapıya sahiptir. Montaj için iki tarafa erişim gerekir. Montaj sırasında şişmezler. Kesme ve çekme kuvvetlerini iletmek için kullanılırlar.



Şekil 2.1. Hi-Lok (Hi-Lite) montaj görseli

Çelik, titanyum ve inconel gibi alüminyuma göre çok daha dayanıklı malzemelerden üretilirler. Gösterimleri perçinler gibidir. Ek olarak collar (somun) da belirtilir.

2.4. Metal Yapılarda Hasar Oluşumuna Yorulma Etkisi ve Tarihçesi

Metallerde yorgunluk davranışı çok uzun yıllar boyunca bilinmezliğini korumuştur. Bu bilinmezlikten kaynaklı kazalar birçok can kaybına sebep olmuştur. Wilhelm Albert 1838 yılında metallerde yorulma ile ilgili ilk çalışmayı yapmıştır. Çalışmasında uygulanan yükler ve dayanım arasındaki ilişkiye değinmiştir. 1939 yılında ise yorulma kelimesini resmi olarak ilk kullanan Jean-Victor Poncelet olmuştur. Fransız mühendis ve matematikçi Poncelet yorulmayı yüklemeye bağlı malzeme aşınması olarak tanımlamıştır. Metal yorgunluğunun literatüre girmesi ile birlikte konu hakkında yapılan çalışmalar çeşitlenmiştir. 1942 yılında William John Macquorn Rankine gerilim yoğunluğunun demir yolu aks kırılmalarında ne kadar önemli olduğunu fark etmiştir. 1960 yılında ilk detaylı yorulma analizi ve testini Agust Wöhler yapmıştır. Wöhler döner-bükülür yorulma testini ve yorulma limiti konseptini geliştirmiştir aynı zamanda yorulma için tasarım stratejileri geliştirmeyi başlatmış ve tekrarlı yükleme ile ortalama gerilmenin önemini tanımlamıştır. Bugün hala kullanılan Wöhler

eğrileri olarakta bilinen S-N eğrileri Agust Wöhler'in çalışmaları sonucunda çıkmıştır. R. W. Landgraf düşük çevrim yorulma davranışları üzerinde çalışmıştır, çalışmalarında metallerin farklı çevrim değerlerinde gerilim – gerinim eğrilerini çıkarmıştır [22]. Gerber ve Goodman (1874) ortalama gerilme kavramının geliştirilmesi ve geçmiş çalışmaları sadeleştirme çalışmaları yapmıştır. 20. Yüzyılın başlarında birçok yorulma hasarı kaynaklı havacılık kazaları kaydedilmiştir. 1954 Comet I ve 1988 Aloha Airlines Flight 243 en bilinen katastrofik uçak kazalarıdır[16].

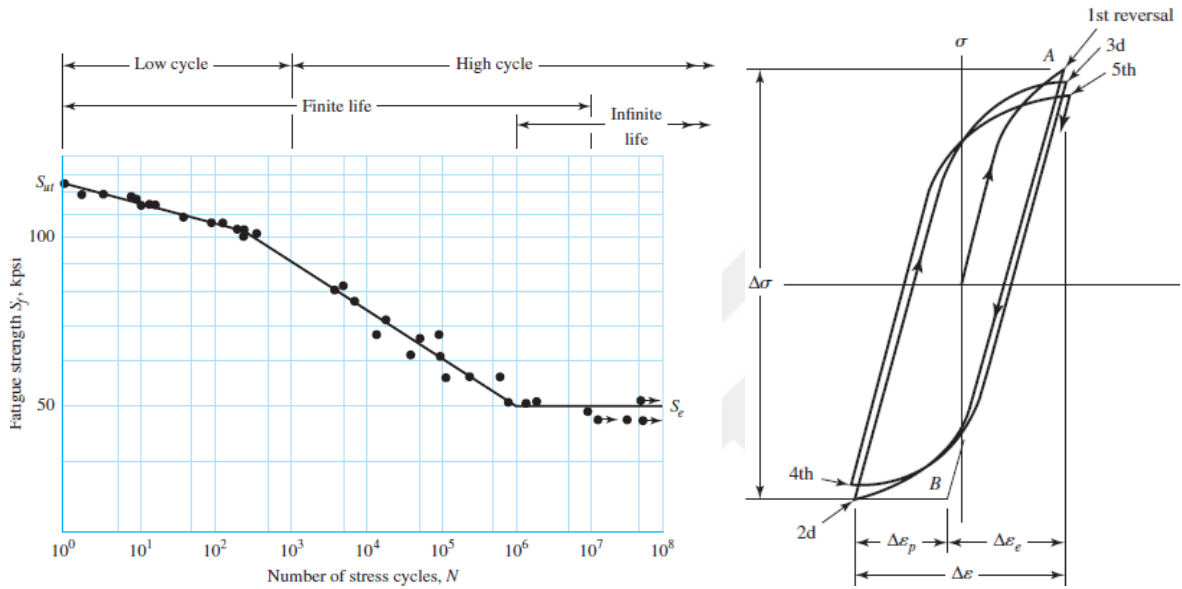


Şekil 2.2. Korozyona bağlı yorulma kırılımı (ALOHA) [16]

2.5. Uçak Yapılarında Metal Yorgunluğu ve Kontrol Metodolojisi

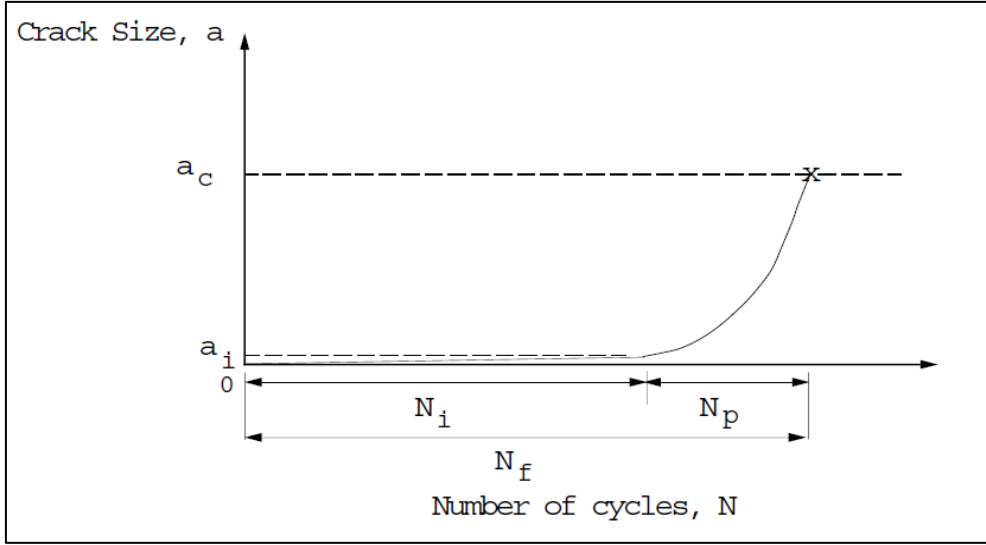
Yapısal metal parçaların tekrarlı yükler altında kırılmaya uğraması metal yorgunluğu olarak tanımlanmaktadır. Diğer bir ifade ile statik olarak uygulandığında sorun çıkarmayacak kadar küçük yüklerin, tekrarlı olarak uygulandığında malzemenin kırılmasına sebep olmasına yorulma denir. Yorulmaya karşı direnç göstermesi yapının dayanıklılığı ile doğrudan ilgilidir. Bu dayanıklılık ise uçağın ömrünü belirleyen en önemli faktörlerdendir. Dayanımı etkileyen birçok faktör bulunmaktadır; yapı üzerindeki delikler, bağlantı elemanlarının kontak tipi, geometrik süreklilik vb. durumlar en kritiklerine örnek oluştururlar[1-2]. Yorulma direnci malzeme seçimi ve gerilme takibi ile kontrol edilebilir. Yapıya tekrarlı olarak uygulanan yükün değeri ne kadar yüksek olursa yapı kırılmaya uğramadan önce yaptığı devir sayısı o kadar az olur, düşük yük değerlerinde ise devir sayısı fazladır. Devir sayısının fazla olduğu durumlarda gerilme ve devir arasındaki ilişki S-N eğrileri ile

gösterilir. Bu eğriler ve yapıların yorulma karakteristiği küçük numunelerden alınan dataların yapıya uygun şekilde uygulanması ya da yapının tamamen yorulma testlerine sokulması ile belirlenir. Burada belirlenen özellikler yorulma analizlerinde durum benzerliğine göre referans alınır [37]. Devir sayısının az olduğu durumlarda ise gerçek gerilim ve gerinim (true stress – true strain) değerlerine dayalı bir gösterim olan histerezis (hysteresis) döngüleri kullanılır [22].



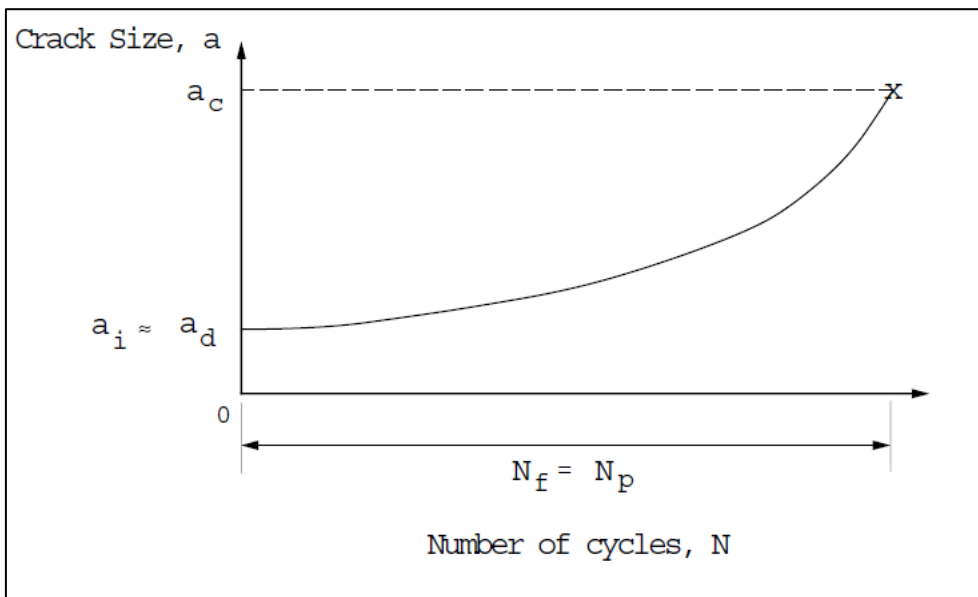
Şekil 2.3. Sırasıyla (a) S-N eğrisi, (b) Histerezis döngüsü [22]

Yorulma hesapları en temelde iki prensip altında gruplandırılabilir. Bunlardan birincisi hatasız parça (defect free) yaklaşımı, diğeri ise kusurlu parça (defect tolerant) yaklaşımıdır. Hatasız parça yaklaşımı yüklemeye maruz kalmış parçada herhangi bir çatlak, kusur olmadığı varsayımını kabul eder. Küçük komponentler için kullanılır, emniyet açısından kritik olan parçalarda bu yaklaşım kullanılmaz. Başlangıçta bir çatlak oluşumu olmadığı ve parçanın hasarsız olduğu temeline dayanır. Çevrim hesaplamaları yapılırken çatlak oluşumu öncesi parçanın maruz kaldığı çevrim sayısı ve çatlak oluşumu gözlemlendikten parça kopana kadar ki zamanda parçanın maruz kaldığı çevrim sayılarının toplamı parçanın toplam ömür değerini verir. Hatasız parça (defect free) yaklaşımı yüksek çevrim yorulması (high cycle fatigue) ve düşük çevrim yorulması (low cycle fatigue) olarak ikiye ayrılır [11-35].



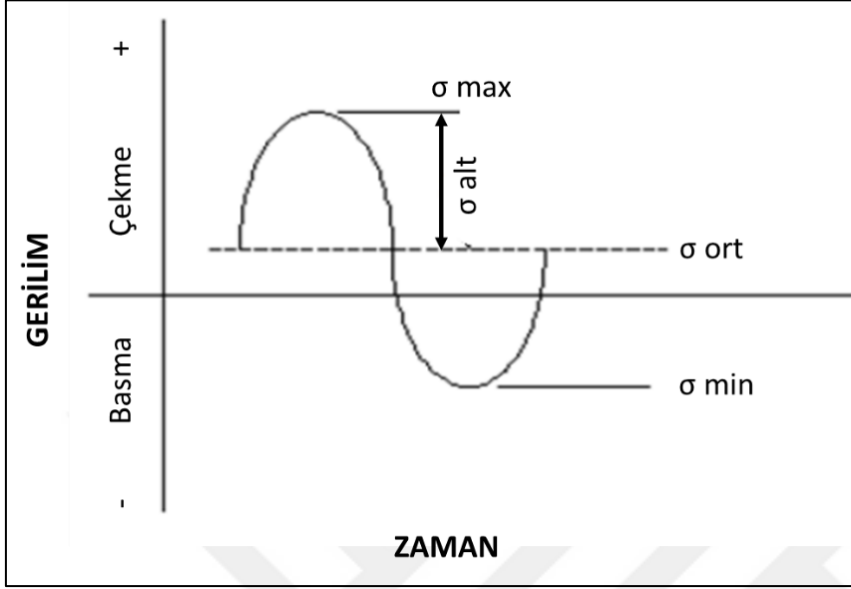
Şekil 2.4. Başlangıçta çatlak oluşumu bulunmayan bir parçanın yorulmaya bağlı çatlak oluşumu ve yayılmasına bağlı çevrim değerleri gösterimi [35]

Diğer yaklaşım ise daha tutucu (garantici) bir yaklaşım olan parçanın yükleme öncesinde zaten çatlak başlangıcına sahip olduğunu varsayan kusurlu parça yaklaşımıdır. Bu yaklaşım başlangıçta zaten bir çatlak oluşumu olduğunu ve bu çatlak oluşumunun NDT muayene teknikleri ile ölçülemediğini varsayar. Burada başlangıç çatlak boyutu muayene yöntemleri ile tespit edilebilen en küçük çatlak boyutu olarak belirlenir ve bu sebeple ömür hesaplamaları yapılırken var olan bir çatlağın sadece yayılma esnasında yaptığı çevrim sayısı parçanın ömrünü verir [11-35].



Şekil 2.5. Başlangıçta çatlak oluşumu bulunan bir parçanın çatlağın yayılmasına bağlı çevrim değerleri gösterimi [35]

Çatlağın tespit edilebileceği büyüklüğe ulaşana kadarki süreç için servis ve bakım planlamaları yapılarak kontrol edilir.



Şekil 2.6. Yorulma yükleme profili

Yaygın olarak kullanılan tekrarlı yüklemeye bağlı yorulma profili *şekil.2.6.* 'da gösterilmiştir. Aşağıda yorulma hesaplamalarında kullanılan genel formüller yer almaktadır.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.1)$$

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.2)$$

$$\sigma_{ort} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.3)$$

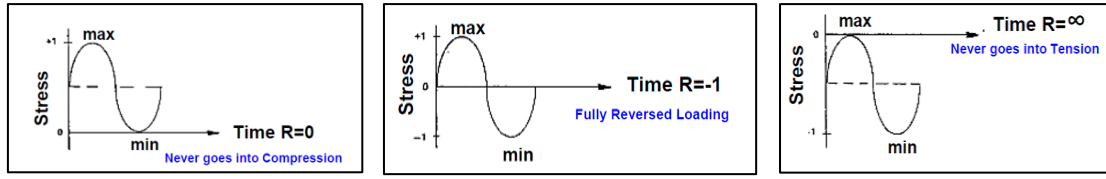
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.4)$$

Gerilim oran, sabit genlikte yükleme altında (amplitude stress cycle) parça üzerinde oluşan en düşük gerilim değerinin en yüksek gerilim değerine oranıdır, R ile gösterilir [6-9].

$R=0 \rightarrow$ pozitif sabit yükleme

$R= -1 \rightarrow$ sıfır sabit yükleme

$R=\infty \rightarrow$ negatif sabit yükleme



Şekil 2.7. Yükleme çeşitleri

R değeri basma yükünün baskın olduğu durumlarda negatif, çekme yükünün baskın olduğu durumlarda pozitif, parçanın kuvvet sonunda orijinal konumuna döndüğü durumlarda ise sifıra eşit olur. Bazı metal parçalar yaşam döngüsü boyunca çok yüksek devirleri tecrübe ederken bazı metal parçalarsa çok daha düşük devirlerde bozulmaya uğramaktadır. Değişken yüklemeler altında bir metal parça farklı gerilim değerleri tecrübe edebilir, bazı gerilim değerleri yorulma gerilim değerinin altında ve bazıları ise üzerindedir. Yorulma gerilim değerinin altında gözlenen değerlerde parça üzerinde hasar oluşmayacak demek yanlış bir ifade olur. Yorulma gerilim değerinin altında parçada çatlak oluşumu gözlenmiş ise çatlağın büyümesine bağlı olarak yorulma gerilme değerinin çok altında kırılma durumu gözlenebilir [17-28].



3. METAL YAPILARDA ÇATLAK OLUŞUMU ÖNCESİ ÖMÜR HESABI

Metal yapıların ömür hesaplamaları ve davranış şekilleri maruz kaldıkları yük ve görev tanımlarına göre değişkenlik göstermektedir. Görev tanımlarına bağlı farklı senaryolar oluşturularak tasarlanan yapının hangi senaryoda ne kadar yüke dayanabileceği hesaplanır. Ömür hesapları yapılırken iki yöntem esas alınır; birincisi gerilim ömür (stress life) yaklaşımıdır diğeri ise gerinim ömür (strain life) hesabıdır. Gerilim ömür yaklaşımı düşük kuvvet yüksek çevrim durumlarında kullanılan bir yöntemdir. Gerinim ömür hesabı ise yapının yüksek kuvvet altında pekleşmeye (strain hardening) bağlı olarak plastik davranışın baskın olarak görülmeye başladığı durumlarda yaygın olarak kullanılır. Tasarım doğrultusunda yapının mekanik davranışındaki değişim, malzeme özellikleri kadar yapısal geometriye de bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Yapısal geometrideki süreksizlik durumları yapıyı daha kırılgan hale getirmekte ve gerilim yükseltici etkide bulunmaktadır. Uçak tasarımlarında parçanın ömür değerleri belirlenirken hesaplanan bu değerler doğrultusunda kontrol eşikleri belirlenir bu kontrol eşiklerinde parçalar muayene işleminden geçer ve tahmin edilemeyen herhangi bir hasar oluşmuş mu gözlenir. Bu durum herhangi öngörülemez bir yük ya da durum karşısında fazladan önlem alarak duruma erken müdahale etmek için uygulanır [22-24].

3.1. Lineer Elastik Malzeme Davranışı

Bütün metaller sünek yapılarından dolayı farklı derecelerde deforme olurlar. Bu deformasyon malzemeye uygulanan kuvvet ve buna bağlı oluşan gerilim ile doğru orantılıdır. Gerilim parça üzerinde birim alana düşen kuvvet oranı ile hesaplanır. σ ‘sigma’ ile gösterilir. Gerinim ise çekme ya da basma kuvvetlerine karşı malzemede meydana gelen deformasyon miktarını ifade eder ve toplam uzama farkının parçanın ilk boyuna oranı ile hesaplanır. ϵ ‘epsilon’ ile gösterilir.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.1)$$

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (3.2)$$

Gerilim, malzeme ve yapıların maruz kaldığı kuvvet ya da yüklere karşı verdiği tepkidir.

Mekanik yapıların maruz kaldığı yükleri en genel hattıyla statik (static) ve tekrarlı (cyclic) olmak üzere ikiye ayırabiliriz. Statik yükleme sonucunda parça üzerinde meydana gelen gerilim ve gerinim değerleri incelenir. Tekrarlı yükleme durumunda ise sistemin maruz kaldığı gerilim değerine bağlı olarak ömür aralığı incelenir. Ömür değerleri çevrim ve devir olarak da adlandırılır [22-24]. Metalik malzemelerin mekanik davranışları incelenirken, malzeme yapısındaki bozulma miktarına bağlı olarak elastik davranış için Hooke Yasası, plastik davranış için ise Ludwik – Hollomon denklemleri kullanılır.

Hooke yasası

Hooke yasası bir maddenin bozulmasına kadar maruz kaldığı kuvvet ile doğru orantılı olarak uzadığını savunur ve bu kurala uyan malzemeleri lineer elastik malzemeler olarak adlandırır. Hooke yasası sistemleri yay ve yayın maruz kaldığı kuvvet üzerinden tanımlar.

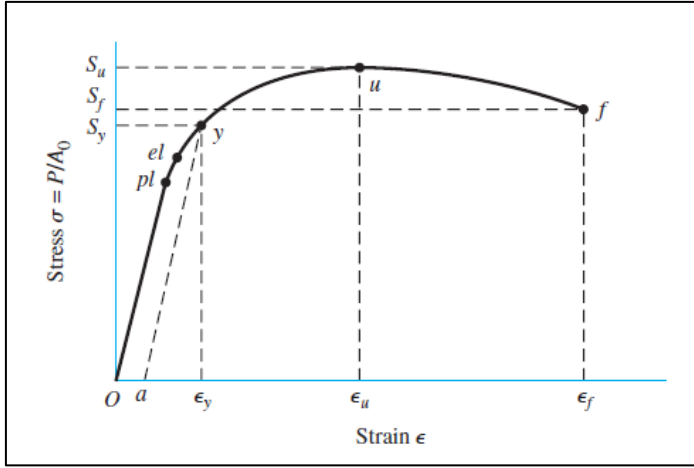
$$F = -kx \quad (3.3)$$

Eksi (-) kuvvetin yönünü, k kuvvet (yay) sabitini, x çekilen durum ile denge durumu arasındaki fark, F ise kuvveti göstermektedir.

Lineer elastik malzemelerin davranış özellikleri Hooke yasası temel alınarak açıklanmaktadır. Lineer elastik malzemelerin maruz kaldığı kuvvet kaldırıldıktan sonra malzeme iç yapısındaki değişikliğe bağlı olarak elastik ve plastik olmak üzere iki tip davranış göstermektedir. Elastik davranış için,

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3.4)$$

(3.4) Hooke yasası modifikasyonu kullanılmaktadır. E elastik modülü, σ gerilim, ε gerinim değerlerini göstermektedir. Elastik bölge; elastik davranış gösterir. Statik yükleme altında ideal olarak tüm tasarımların bu davranışı göstermesi istenir. Bu bölgede kalıcı deformasyon olmaz. Statik yükleme altında akma oluşmaz. Eğer akma oluşursa da yapıyı fonksiyonel olarak bozacak kadar tehlikeli bir durum oluşmaz.



Şekil 3.1. Gerilim-gerinim eğrisi [22]

Plastik davranışın gözlemlendiği bölgede ise, sünekliğin (ductility) azalması ve artan pekleşme (hardening) mekanizması malzemenin lineer olarak açıklanmasını imkânsız kılmaktadır.

Ludwik - Hollomon Denklemi

Plastik bölgede malzeme davranışını incelemek için Hooke yasasını temel alan ve logaritmik bir yaklaşım olan Ludwik – Hollomon denklemleri kullanılmaktadır.

$$\sigma = K \epsilon^n \quad (3.5)$$

σ gerçek gerilim (true stress), ϵ gerçek gerinim (true strain), K kuvvet katsayısı (strength coefficient) ve n gerinim pekleşme katsayısı (strain hardening exponent) değerlerini göstermektedir.

Akma mukavemetinin üzerinde yüklenmeye maruz kalan yapılar plastik davranış göstermeye başlar. Yüklenme durumları tek tip olabildiği gibi kombine halde de olabilir. Bu durumlarda önemli olan yapının hangi kuvvet karşılığında ilk olarak deformasyona uğrayacağıdır [22-24].

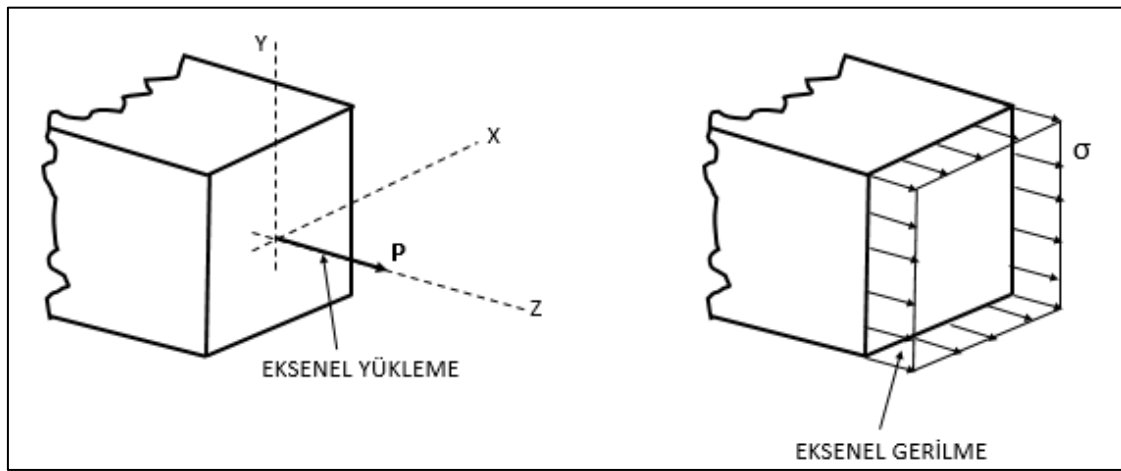
3.2. Yükleme Yön ve Tipine Göre Değişen Gerilim Hesap Metodunun Belirlenmesi

Burada bazı temel gerilme formüllerinden bahsedilecektir. Bu formüllerin bir kısmı direkt statik gerilme değerlerinin hesaplanması için kullanılırken, yorulma ömrü hesaplarını da dolaylı olarak etkilemektedir. Yapıların kullanım ömrü boyunca farklı yükleme biçimleri

karşısında vereceği tepkiler direkt olarak yapı içinde oluşan gerilmeler ile bağlantılıdır. Yapının davranışı yüklemenin matematiksel yön ve etkisine göre dört başlıkta gruplandırılabilir: eksenel (uzama, kısalma), bükülme, burulma ve kesme yüküne karşı tepki davranışı.

Eksenel (uzama, kısalma)

$$\sigma_{\text{eksenel}} = \frac{P}{A} \quad (3.6)$$

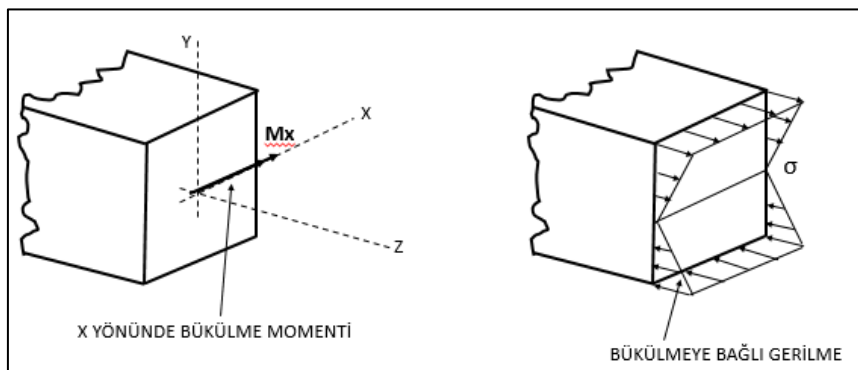


Şekil 3.2. Eksenel uzama

Bükülme

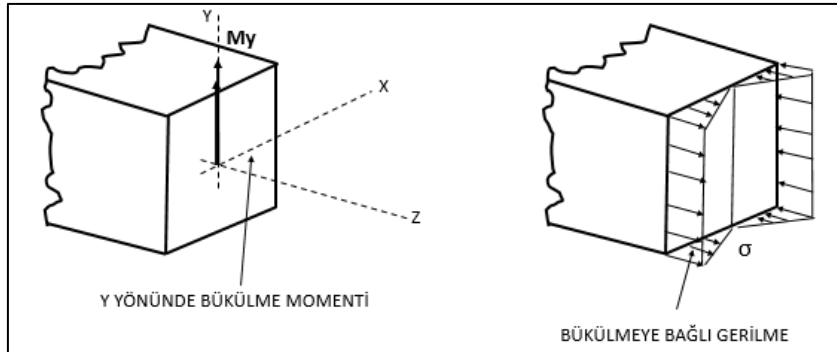
$$\sigma_{\text{bükülme}} = \frac{M.c}{I} \quad (3.7)$$

$$\sigma_{\text{bükülme}} = \frac{Mx.y}{I_x} \quad (3.8)$$



Şekil 3.3. Bükülme (X-Yönünde)

$$\sigma_{bükölme} = \frac{My.x}{I_y} \quad (3.9)$$



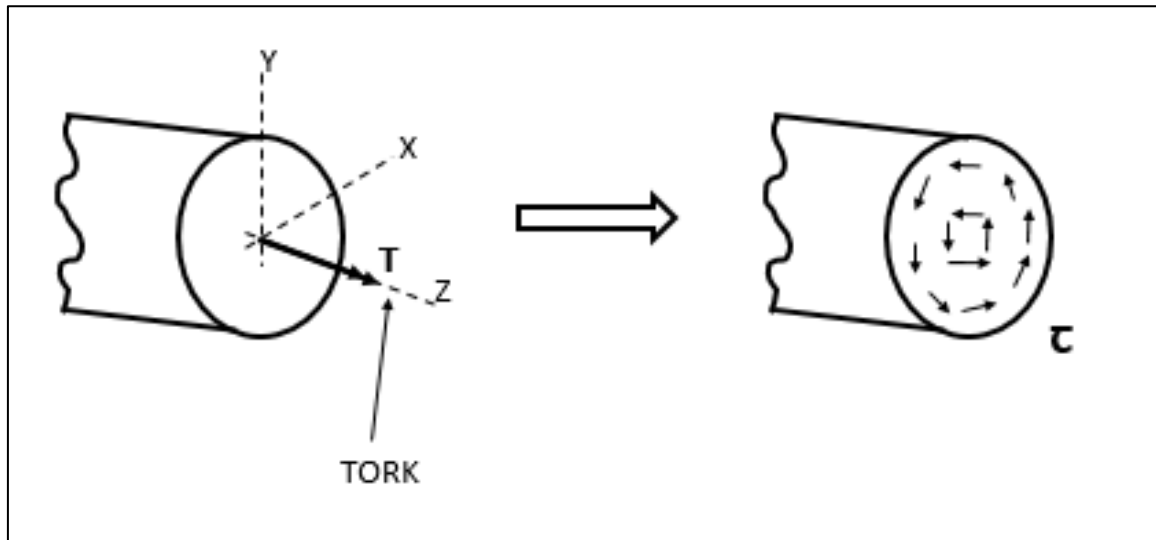
Şekil 3.4. Bükölme (Y-Yönünde)

Burulma

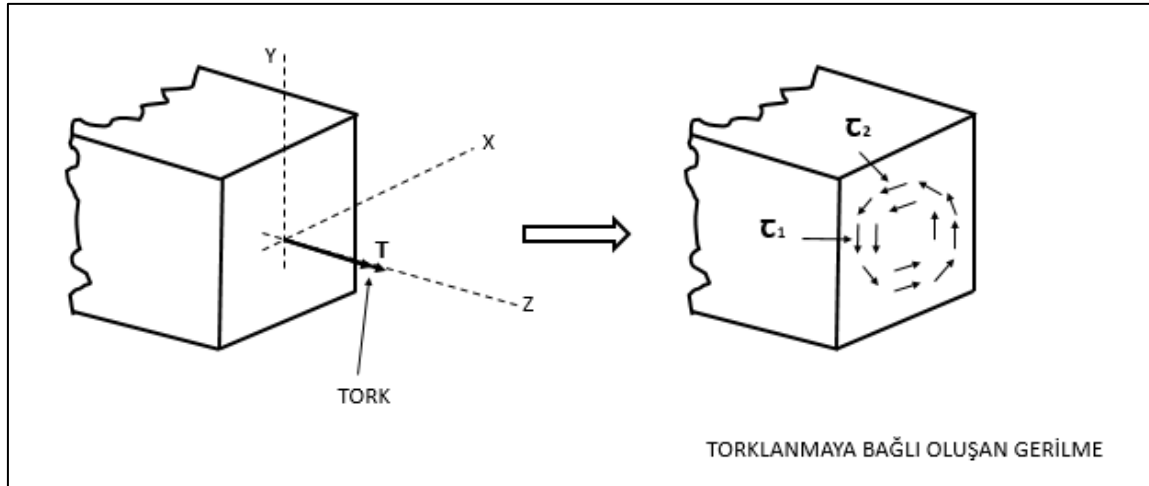
Dairesel şaft için kullanılan genel formüller:

$$\tau = \frac{T x r}{J} \quad (3.10)$$

$$\tau_{max} = \frac{T x r}{J} \quad (3.11)$$



Şekil 3.5. Burulma (Şaft)



Şekil 3.6. Burulma (Köşeli Profil)

İçi dolu ve boş dairesel şaft için polar atalet momenti(polar moment of inertia) formülleri:

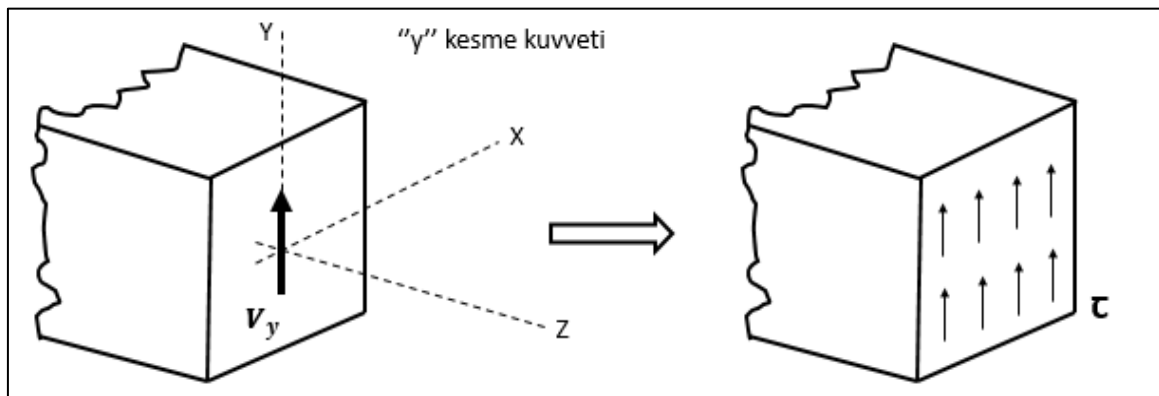
İçi dolu şaft:

$$J = \frac{\pi}{2} c^4 \quad (3.12)$$

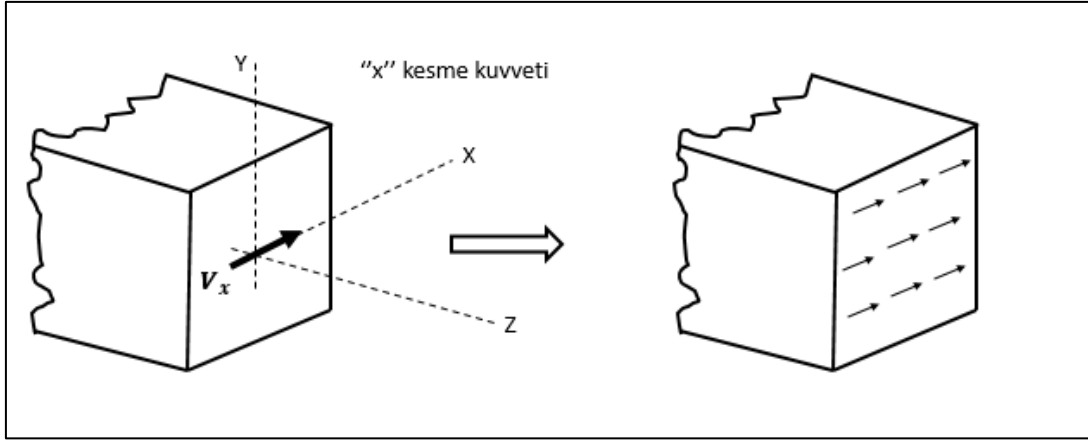
İçi boş şaft:

$$J = \frac{\pi}{2} (c_{dış}^4 - c_{iç}^4) \quad (3.13)$$

Kesme



Şekil 3.7. Kesme (Y- Yönünde)



Şekil 3.8. Kesme (X- Yönünde)

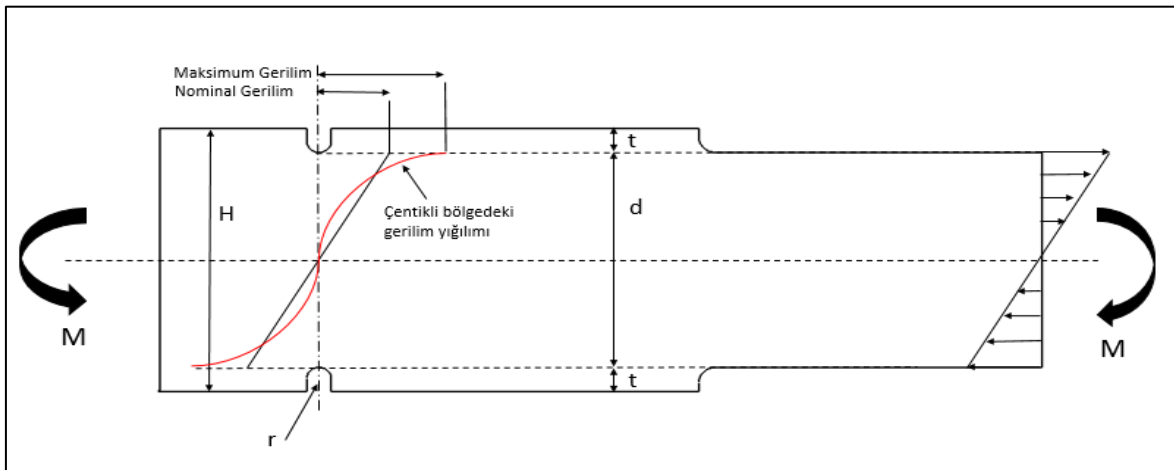
$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (3.14)$$

$$\text{Kare kesit alanı için ; } \tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{V}{A} \quad (3.15)$$

$$\text{Daire kesit alanı için ; } \tau_{max} = \frac{4}{3} \frac{V}{A} \quad (3.16)$$

3.3. Tasarım Geometrisinin Gerilim Üzerindeki Etkisi

Gerilme yığılmasının sebebinin geometrik süreksizlikler olduğudur. Geometrik süreksizliğin olduğu bölgelerde gerilme değerleri daha yüksektir. Gerilme yığılmasının sebep olduğu bu durum çentik faktör (stress concentration factor) etkisi diye tanımlanır ve K_t ile gösterilir.



Şekil 3.9. Çentik faktör – gerilim etkisi

Grafikteki çentikler lokal gerilme artışına sebep olur. Gerilme yoğunluğu katsayısı K_t maksimum gerilmenin/nominal gerilmeye oranı ile hesaplanır.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (3.17)$$

$$K_t = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} \quad (3.18)$$

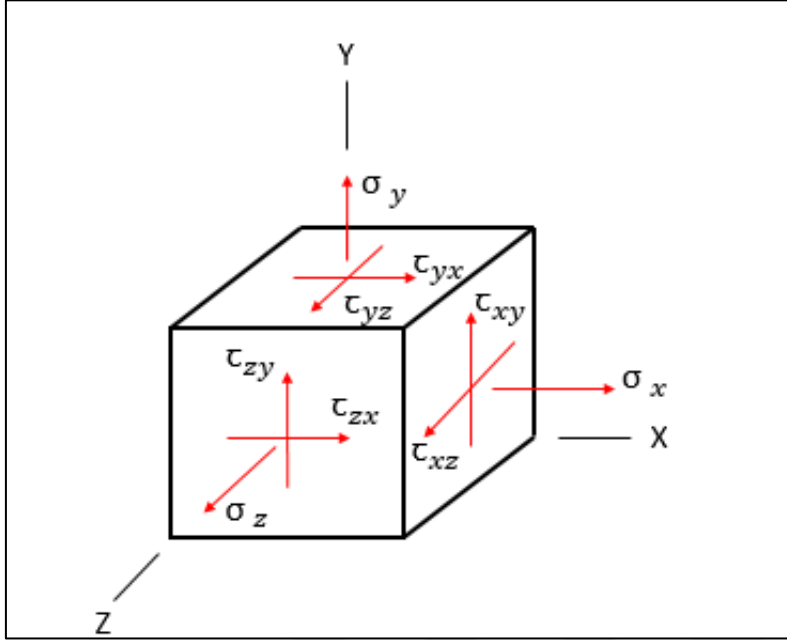
σ_{max} ve τ_{max} belli bir yük altında yapı üzerinde oluşan en yüksek gerilme değerlerini ifade eder, nominal gerilmeler ise referans gerilme değerleridir. (3.17) basma-çekme ve bükülme kuvvetlerine bağlı gerilim yoğunluk faktörü hesaplarında, (3.18) ise kesme ve burulma kuvvetleri altında oluşan gerilme yığılma faktörü hesaplarında kullanılır.

Parça üzerindeki en yüksek gerilme değeri elastisite teorisini temel alarak hesaplanır ya da laboratuvar testlerinden derlenir. Gerilme yoğunluğunun olduğu bölgelerde limit yükün altında lokal plastik akma oluşabilir. Limit yük altında lokal olarak malzemenin akmasına izin verilebilir bu parçanın işlevselliğini tehlikeli ölçüde etkilemez. Statik gerilme analizi başlangıç olarak nominal ya da net alana uygulanan gerilmeye yoğunlaşır lokal olarak yüksek gerilmeleri önemsemez çünkü yük sistem üzerinde tekrarlı değil tek seferlik uygulanır. Bütün katıların elastik gerilme limitleri vardır. İstisnai iki durum ise ; gevrek malzemelerin aniden ya da aşamalı olarak kırılması ve çoğu mühendislik malzemelerinin plastik olarak deforme olmaları ve kalıcı olarak şekil değiştirmeleridir. Burada önemli olan servis yüklerine karar verebilmek için bu durumların nasıl ve ne zaman meydana geldiğini bilmektir. Çekme testi bu soruları cevaplamak için başvuru testlerinden biridir. Bu testle statik analiz testlerinde kullanılmak istenilen malzemelerin özellikleri belirlenir [22-24].

3.4. Malzemedeki Kalıcı Deformasyon ve Akma Etkisi

Uçak yapıları çok çeşitli yüklere maruz kalmaktadır. Bu yükler tek yönden bir parçaya etki edebildiği gibi kombine halde de etki edebilmektedir. Bu durumda parça üzerindeki gerilimi belirlemek için birincil gerilim tensörü (principal stresses tensor) bileşenleri kullanılarak parçanın iki boyutlu veya üç boyutlu uzayda gerilim hesapları yapılabilmektedir. Birincil

gerilim bileşenleri; belirli bir nokta üzerinde uygulanan kuvvete karşılık eksenel ve kesme gerilim değerlerini ifade eder.

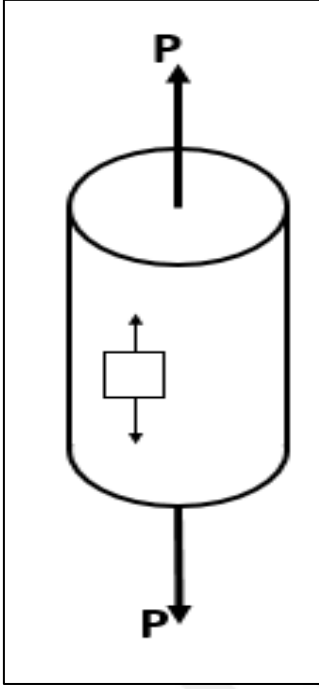


Şekil 3.10. Üç yönde farklı tipte yüklere maruz kalmış yapı

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

Şekil 3.10 de belirtildiği gibi üç boyutta her yönden kuvvete maruz kalmış bir parçanın matematiksel matris yerleşimi (3.19) da gösterilmiştir.

Şekil 3.11 z yönünde sadece çekme kuvvetine maruz kalmış bir numune örneğidir, (3.20) bu numunenin matris yerleşimini gösterir.



Şekil 3.11. Sadece çekme testi uygulanan numune

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} = 0 & \tau_{xy} = 0 & \tau_{xz} = 0 \\ \tau_{yx} = 0 & \sigma_{yy} = 0 & \tau_{yz} = 0 \\ \tau_{zx} = 0 & \tau_{zy} = 0 & \sigma_{zz} = \frac{P}{A} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Von Mises akma kriterine göre malzeme üç boyutta akmaya başlar eğer üç boyutlu akma değeri malzemenin akma sınırına yaklaşırsa plastik deformasyon başlar. Üç boyutta da gerilim komponentleri içerir. Bu yöntemin toplam değeri en çok sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılarak bulunur.

(3.21) Üç yönden de çekme/basma ve kesme yüklerine maruz kalmış parçanın Von Mises formülasyonunu gösterir.

(3.22) Üç yönden çekme/basma kuvvetine maruz kalmış parçanın von Mises formülasyonudur, kesme kuvveti yoktur.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} \{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2\} + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3.21)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} \{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\}} \quad (3.22)$$

(3.23) iki boyutta gerilim matrisi gösterimidir, (3.24) de Von Mises teoremine göre iki boyutta gerilim hesaplama formülü gösterilmiştir [22-24].

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} = 0 \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} = 0 \\ \tau_{zx} = 0 & \tau_{zy} = 0 & \sigma_{zz} = 0 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

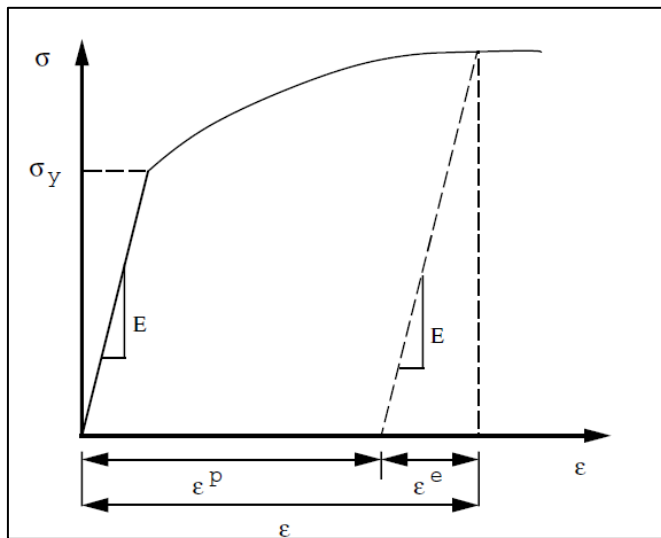
$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.24)$$

3.5. Monoton Yükleme ve Tekrarlı Yükleme Karşılaştırılması

Yorulma analizi ve kırılma mekaniği temelde birbirinden farklı disiplinlerdir ve hasar toleransı bilimi altında incelenir. Yorulma analizlerinde amaç tasarımın çalışma aralığında çatlak oluşumunun başlamadığını teyit etmektir fakat kırılma mekaniğinde mevcutta zaten çatlak başlangıcı olduğu kabul edilir ve devir sayısı arttıkça çatlağın büyüyerek kritik uzunluğa gelmesi incelenir. Yorulma, Gerilim – Ömür grafikleri ve gerilim yoğunluğunun arttığı bölgelere odaklanır.

Yükleme çeşitleri monoton ve tekrarlı olarak ikiye ayrılır. Monoton yüklemeye çekme testi örnek olarak gösterilebilir. Tekrarlı yüklemeler ise yorulma testlerine karşılık gelir [35].

3.5.1. Monoton yükleme



Şekil 3.12. Monoton yüklemeye bağlı gerilim-gerinim davranışı [35]

Toplam gerinim değeri elastik bölge ve plastik bölgede ki gerinim değerlerinin toplamına eşittir (3.25).

$$\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^p \quad (3.25)$$

Elastik gerinim değerinin temel gerilim değerine gösterimi,

$$\varepsilon^e = \frac{\sigma}{E} \quad (3.26)$$

şeklindedir. E Young's modülü ve σ gerilim değerini göstermektedir. Akma değerinin altında plastik gerinim göz ardı edilecek kadar küçük olduğu için hesaplamalara dahil edilmez.

Yüksek gerilim aralıklarında ise (3.25) formülü kullanılır. Bu formül $\varepsilon^p \geq 0.002$ ve üzeri durumlarda kullanılır. n pekleşme katsayısıdır (strain hardening exponent), parça geometrisinden bağımsız malzeme özelliğidir. Genel olarak $0.01 < n \leq 0.4$ aralığındadır. K ise kuvvet katsayısıdır (strength coefficient).

$$\varepsilon^p = \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{1/n} \quad \text{ya da} \quad \sigma = K(\varepsilon^p)^n \quad (3.27)$$

Eğer (3.26) ve (3.27) numaralı denklemi (3.25) numaralı denklem içinde doğrularsak Ramberg –Osgood gerilim- gerinim ilişkisini (3.28) elde ederiz.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{1/n} \quad (3.28)$$

$\frac{\sigma}{K} \ll 1$ ise plastik gerinim çok küçüktür. Bu sebeple denklem (3.27) akma gerilimi altındaki değerlerde çok küçük hata payına sahiptir.

$$\sigma_f = \frac{P_f}{A_f} \quad (3.29)$$

Çekme testi altında kırılmaya uğrayan bir parça için kopma noktasındaki gerçek gerilim değeri (true stress at fracture) (3.29) da tanımlanmıştır. P_f kopmaya sebep olan kuvvet değerini, A_f ise kopma anındaki yüzey alanını göstermektedir.

$$\varepsilon_f = \ln \left(\frac{A_0}{A_f} \right) \quad (3.30)$$

A_0 parçanın kuvvete maruz kalmadan önceki yüzey kesit alanı olmak üzere, kopma noktasında gözlenen gerçek gerinim formülü (3.30) ile gösterilmiştir.

(3.27) içine (3.29) ve (3.30) uygulandığında,

$$K = \frac{\sigma_f}{(\varepsilon_f)^n} \quad (3.31)$$

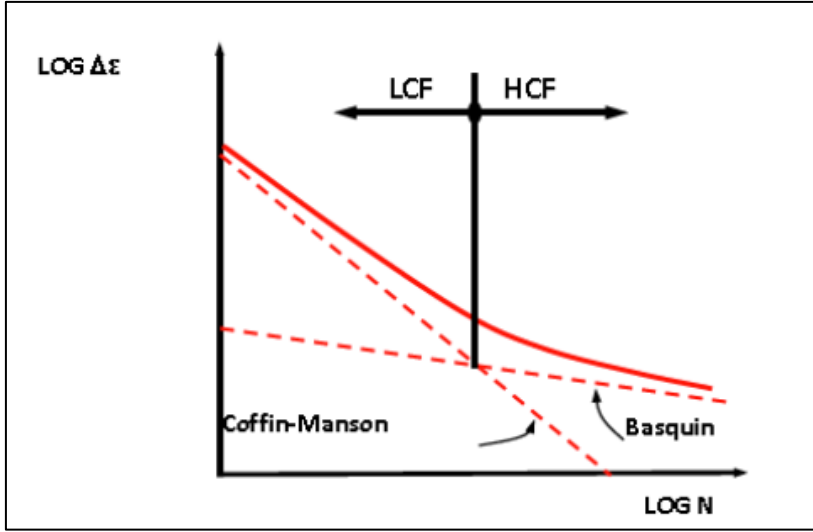
elde edilir ve (3.31), (3.28) içine entegre edilirse,

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon_f \left(\frac{\sigma}{\sigma_f} \right)^{1/n} \quad (3.32)$$

Ramberg-Osgood teoreminin toplamda dört malzeme sabiti bulunan (3.32) formu elde edilir. Bu malzeme sabitleri: E , σ_f , ε_f ve n değerleridir. Standart çekme testlerinden malzeme bazlı olarak elde edilirler [35].

3.5.2. Tekrarlı yükleme

Eğer parça genelinde plastik şekillenme, elastik yapıdan daha az ise bu durumda yorulmaya bağlı hasar 10^6 çevrim ve üzerinde oluşmuştur. Bu duruma yüksek çevrim yorulma hasarı denir (high cycle fatigue failure). Wöhler eğrileri yüksek çevrim yorulma durumları için kullanılan grafiklerdir. Bu grafikler malzemenin tekrarlı yükleme altında hasarlanma durumları hakkında bilgi verir ve grafikler kupon testleri sonucunda oluşturulur.



Şekil 3.13. Alçak ve yüksek çevrim yorulma durumları için gerinim-ömür eğrisi gösterimi [35]

Bunun yanı sıra Basquin (1910) kırılmaya sebep olan devir sayısı ve gerilim genliği değerleri arasında lineer ilişki kurarak,

$$Nf = C\sigma^{-g}a \quad (3.33)$$

(3.33) formülasyonunu geliştirmiştir (C ve g sabit sayılardır).

10^5 ve altındaki çevrimlerde gözlenen yorulmaya bağlı hasarlarda malzeme üzerinde plastik şekillenme yoğun olarak gözlenir ve bu duruma alçak çevrim yorulma hasarı denir (low cycle fatigue failure). Coffin ve Manson denklemleri kullanılır. Coffin ve Manson (1950) birbirinden bağımsız şekilde plastik gerinim farkı (plastic strain range $\Delta\epsilon_p$) ve kırılmaya sebep olan devir sayılarını birbiri ile ilişkilendirmişlerdir (D ve d sabit sayılardır).

$$Nf = D(\Delta\epsilon_p)^{-d} \quad (3.34)$$

Plastik gerinim genliğinin (plastic strain amplitude), elastik gerinim genliğine (elastic strain amplitude) göre yüksek olduğu ve düşük devir yorulma durumlarında kullanılır [11].

Toplam gerinim aralığı (total strain range), elastik ve plastik gerinim aralıklarının toplamlarından oluşmaktadır.

$$\Delta\epsilon = \Delta\epsilon^e + \Delta\epsilon^p \quad (3.35)$$

Elastik gerinim aralığı (elastic strain range) $\Delta\epsilon^e$, $\sigma = E\epsilon$ ile tanımlanmak istediğinde,

$$\Delta\epsilon^e = \frac{\Delta\sigma}{E} \quad (3.36)$$

(3.36) denklemi elde edilir. E Young modülüs, (3.37) ise sırası ile gerinim genliği (strain amplitude), elastik gerinim genliği (elastic strain amplitude) ve plastik strain genliği (plastic strain amplitude) değerlerini göstermektedir.

$$\epsilon_a \equiv \frac{\Delta\epsilon}{2}, \quad \Delta\epsilon_a^e \equiv \frac{\Delta\epsilon^e}{2} \quad \text{ve} \quad \Delta\epsilon_a^p \equiv \frac{\Delta\epsilon^p}{2} \quad (3.37)$$

Gerilim genliği $\sigma_a \equiv \Delta\sigma / 2$, gerinim genliği formülüne entegre edilirse,

$$\epsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \epsilon_a^p \quad (3.38)$$

Elastik ve plastik davranışın aynı anda görüldüğü durumlarda standart gerilim- ömür grafikleri çizdirmek yerine histerezis döngüleri(hysteresis loop) ile test sonuçlarını değerlendirmek daha gerçekçidir. ϵ_a denklem (3.27) de olduğu gibi üstel formda yazılarak,

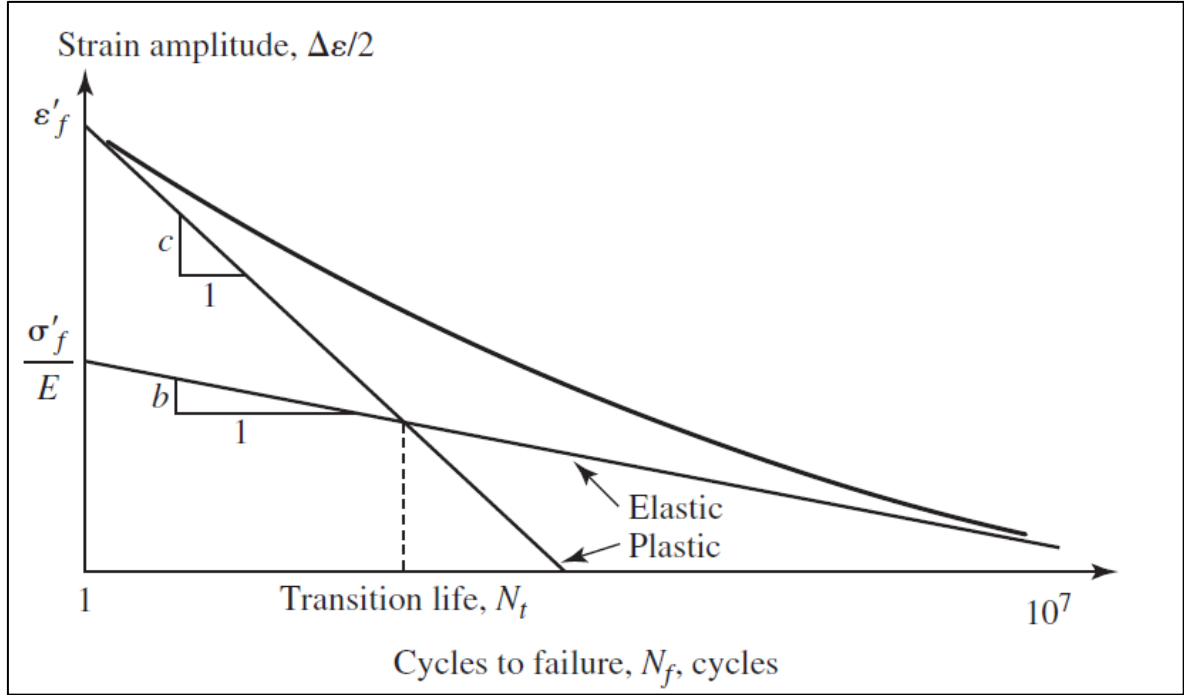
$$\epsilon_a^p = \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{1/n'} \quad \text{ya da} \quad \sigma = K'(\epsilon_a^p)^{n'} \quad (3.39)$$

K' tekrarlı kuvvet katsayısı (cyclic strength coefficient) ve n' tekrarlı gerinim zorlanma katsayısı (cyclic strain hardening exponent) değerlerini temsil etmektedir.

(3.39) denklemini (3.38) içine yazdığımızda plastik ve elastik şekillenmenin aynı anda görüldüğü durumlar için toplam gerinim denklemi,

$$\epsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{1/n'} \quad (3.40)$$

elde edilir. Aynı malzeme için elastik ve plastik gerinim genliği miktarlarının eşit olduğu çevrim sayısına geçiş ömrü denir (transition life).



Şekil 3.14. Gerinim genliği – ömür eğrisi gösterimi (elastik ve plastik malzeme davranışının kesiştiği nokta geçiş ömrünün verir) [35]

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (N_f)^c \quad (3.41)$$

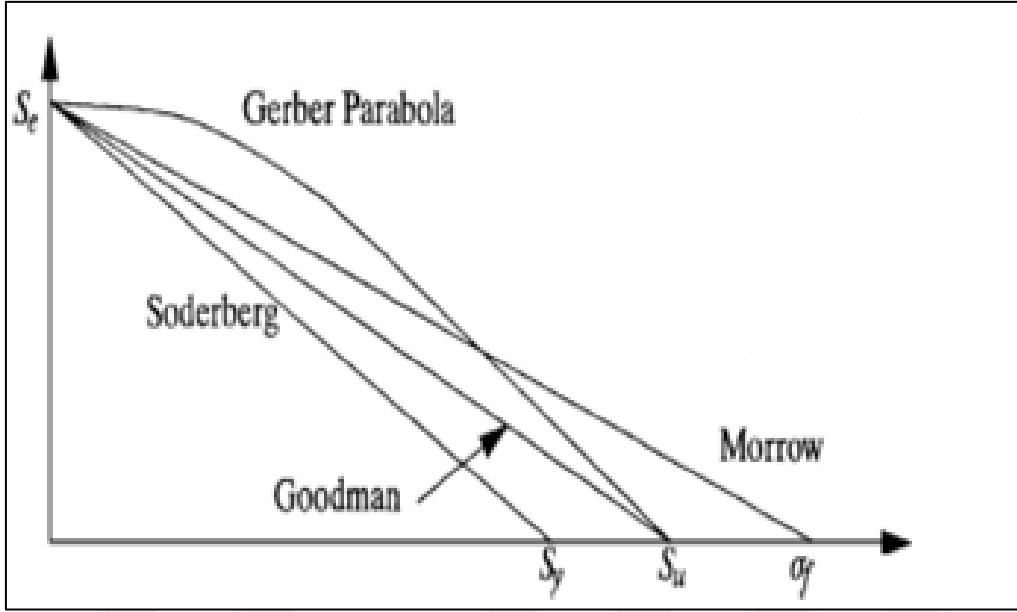
$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (N_f)^b \quad (3.42)$$

$$N_t = \left(\frac{\varepsilon'_f E}{\sigma'_f} \right)^{1/(b-c)} \quad (3.43)$$

N_t , geçiş çevrim sayısını ifade eder, bu çevrim esnasında plastik ve elastik gerinim genliği değerleri eşittir.

3.6. Ortalama Gerilim Yaklaşımları (Mean Stress Theories) ve Kullanım Alanları

Gerber (1874), Goodman (1890) ve Soderberg (1930) izin verilen gerilim genliğinin (allowable stress amplitude) pozitif ortalama gerilim ve en yüksek çekme gerilimi (ultimate tensile strength) ile ilişkilendirilmesi için çalışmalar yapmışlardır. Gerber parabolik bir ilişki kurmuştur. Goodman ve Soderberg ise lineer ilişkilendirme yapmıştır. Morrow ise kırılma anındaki gerilim değerini baz alan bir yaklaşımda bulunmuştur [22].



Şekil 3.15. Ortalama gerilim yaklaşımları

Matematiksel olarak bu dört yaklaşımın ortak formülasyonu aşağıda belirtilmiştir.

$$\sigma a = \sigma e \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^x \right] \quad (3.44)$$

$x=1$ için $\rightarrow$ Goodman, Yeterli veri olmadığında kullanılır, kırılgan (brittle) malzemelerde iyi sonuç verir, korumacı (conservative) yaklaşımdır.

$x=2$ için $\rightarrow$ Gerber, sünek malzemeler için test datalarına yakın sonuçlar verir.

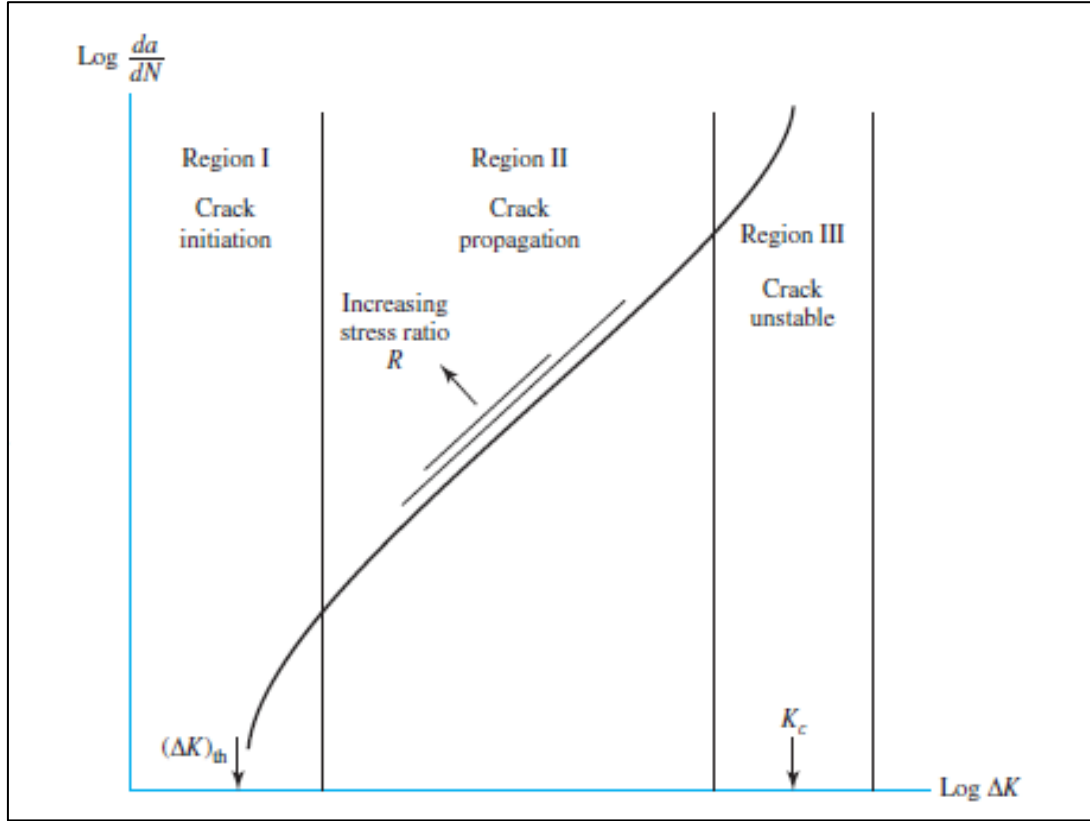
$(S_u = \sigma_u) = \sigma_y \rightarrow$ Soderberg, akma değil nihai kopma mukavemetinin (ultimate strength) temelli malzemelerde kullanılır ve korumacı bir yaklaşımdır.

$S_u = \sigma_u = \sigma_f \rightarrow$ Morrow, kopma anındaki gerçek kuvvet (true strength at fracture) değerini baz alır [22].



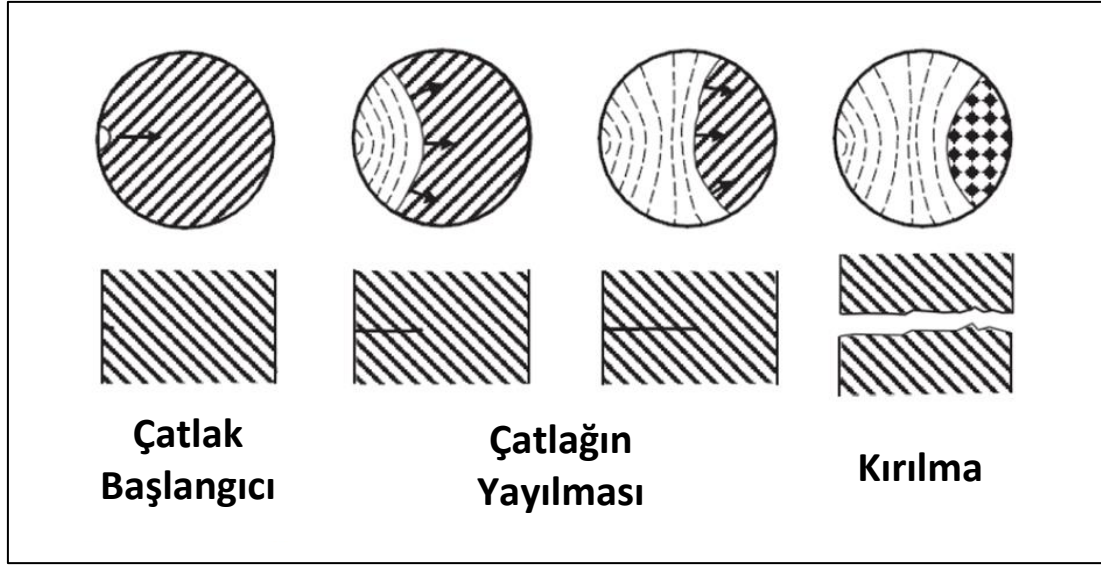
4. METAL YAPILARDA ÇATLAK OLUŞUMU, BÜYÜMESİ VE YAPISAL KIRILMAYA BAĞLI ÖMÜR HESAPLARI

Çatlak oluşum aşamaları üç bölüm olarak kategorize edilir. Bunlar sırasıyla; çatlak başlangıcı (çekirdeklenme aşaması), çatlağın yayılması ve yapısal kırılmadır.



Şekil 4.1. Çatlak oluşumu ve kırınım [22]

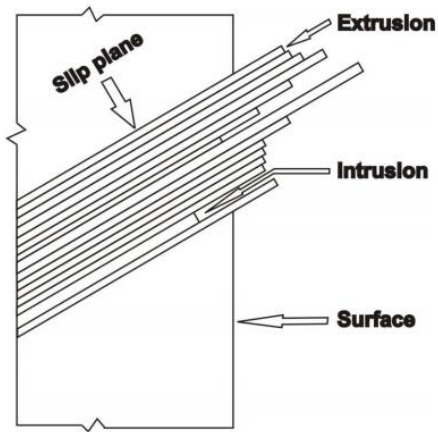
Yapısal kırılma aşamaları şekil.4.1. de gösterildiği gibi üç aşamada gerçekleşir. Birinci bölgede herhangi bir anda çatlak oluşumu gözlemlendiği ve çatlak başlangıcının muayene öncesi olduğu, ikinci bölgede ise çatlağın yayılmaya başladığı zaman dilimini gösterir. Çatlak ikinci bölgedeyken büyüme aşamasında tespit edilir ve burada çatlak büyüme hesapları yapılır. Amaç çatlağın kritik boyuta gelip uçağın katastrofik bir kırılmaya uğramadan önce ne kadar daha kullanılmaya devam edeceğine ya da artık kullanılmamasına karar vermektir. Burada yapılan hesaplamalar ‘‘Linear Elastic Fracture Mechanics – LEFM’’ adı altında incelenir. Üçüncü bölgede ise çatlak artık kontrol edilemez bir boyuta gelmiştir ve her an kırılma gerçekleşebilir [12-24].



Şekil 4.2. Çatlak oluşum aşamaları

Çatlak başlangıcı

Bu aşamada tekrarlı yüklemeye bağlı olarak çatlak başlamıştır. Çatlağa bağlı olarak malzeme iç yapısında devamsızlıklar oluşur. Fazla sayıda yükleme çevrimine maruz kalırsa yapı üzerindeki süreksizlikler kalıcı kayar bant şeklinde bozulmalara dönüşür. Bu bantsı yapılar parçanın alt ve üst kısmına doğru büyümeye devam eder. Bu durum malzeme üzerinde stepler oluşturur ve çatlağın başladığı bu noktada gerilme yükselmeye başlar.



Şekil 4.3. Çatlağa bağlı yapısal bozulma [37]

Çatlağın yayılması

Tespit edilebilen küçük çatlak tekrarlı yükler altında büyüyüp uzamaya başlayınca çatlak yayılmaya başlar. Çatlak kritik bir boyuta ulaştığında bu alanın taşıdığı yük azalır ve yapı statik olarak çatlar. Çatlağın yayılması gerilim yoğunluk faktörü, geometrik faktör ve yapı üzerindeki gerilim değerleri (4.1) (stress intensity factor K_I) ile doğrudan ilişkilidir.

$$\Delta K_I = \beta(\sigma_{max} - \sigma_{min})\sqrt{\pi a} \quad (4.1)$$

Çatlak oluşumunun 2. aşamanın erken zamanlarında oluştuğu varsayılır (şekil 4.1.) ve bu bölgede Paris denklemi (4.2) kullanılarak çatlağın tespit edildiği andan kritik boyuta gelene kadar ki ömür hesabı yapılır.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^m \quad (4.2)$$

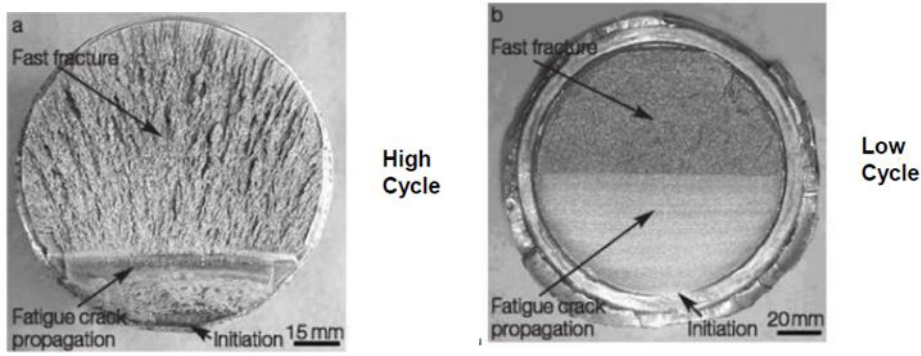
C ve m değerleri malzeme sabitleridir.

$$\int_0^{N_f} dN = N_f = \frac{1}{C} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(\beta \Delta \sigma \sqrt{\pi a})^m} \quad (4.3)$$

a_f kırılmaya bağlı final çatlak büyüklüğünü, a_i çatlağın ilk boyutunu, N_f çatlak oluşumundan sonra kırılım gerçekleşene kadar ki ömrünü ifade eder. β ise yapının geometrisine bağlı değişkendir.

$$a_f = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{\beta \sigma_{max}} \right)^2 \quad (4.4)$$

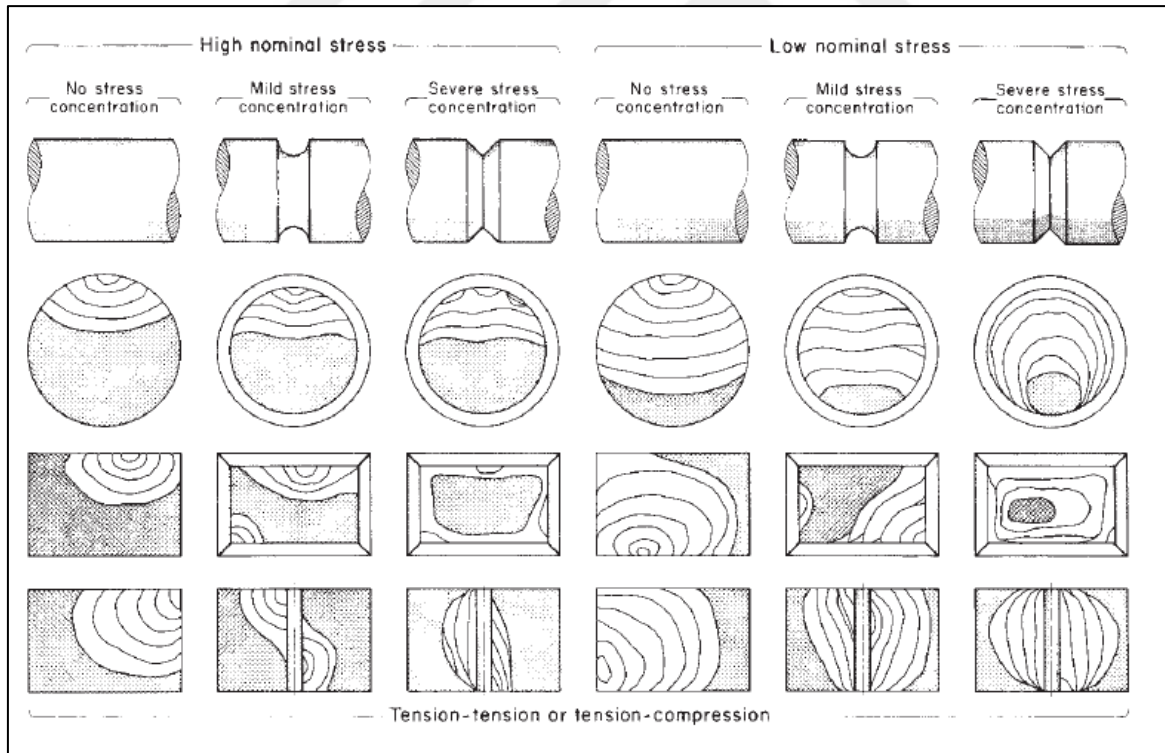
Çatlak kritik boyuta ulaştığında $K_I = K_{Ic}$ olduğu için malzemeye bağlı kritik çatlak boyutunu (4.4) formülü ile hesaplanır.



Şekil 4.4. Yüksek ve alçak devir yüklemelerine bağlı hasar görüntüsü [38]

Yapısal kırılma

Yorulmadan kaynaklı yapısal kırılma malzemenin koptuğu bölgede beliren şeritler ve iç yapıdaki çizgilerden gözlenir. Bu şerit yapılar yorulma geriliminin tanımlanmasında kullanılır.



Şekil 4.5. Yapısal kırılmaya bağlı şerit görüntüler [22]

Terminolojide korozyona bağlı yorulma (corrosion fatigue) tekrarlı yükleme ve korozyon kombinasyonu sonucu hasara uğramış parçaları belirtmek için kullanılır. Yorulmanın bununla ilişik olan diğer çeşidi ise sürtünmeye bağlı yorulmadır (fretting corrosion). Tekrarlı

yükler altında hava aracı gövde bağlantılarında bağlayıcı kafası ve gövde parçası ya da yine bağlayıcı ile bağlanan iki gövde parçasının kontak yüzeyleri arasında oluşan sürtünmeye bağlı hasarlar buna örnek verilebilir. Bu hasarlar parçanın kırılmaya uğrama süresini yani doğrudan ömrünü kısaltan etmenlerdir [13-24].

4.1. Yapısal Kırılma Biçimleri

Yapısal bağlantılar, bir yapısal elemandan başka bir yapısal elemana yük transferini sağlayan bölgelerdir. Uçaktaki bağlantıların büyük bir kısmı mekanik olarak ve bağlayıcı kullanılarak yapılan bağlantılardan oluşur. Bağlayıcılar çekme kuvveti ve kesme kuvveti altında çalışırsalar da en verimli bağlantılar kesme kuvvetinin dominant olduğu bölgelerdir. Bağlantı bölgeleri yapısal kırılmaların en çok görüldüğü yerler olduğu ve tamirlerin büyük çoğunluğu buralarda yapıldığı için kritik bölgelerdir.

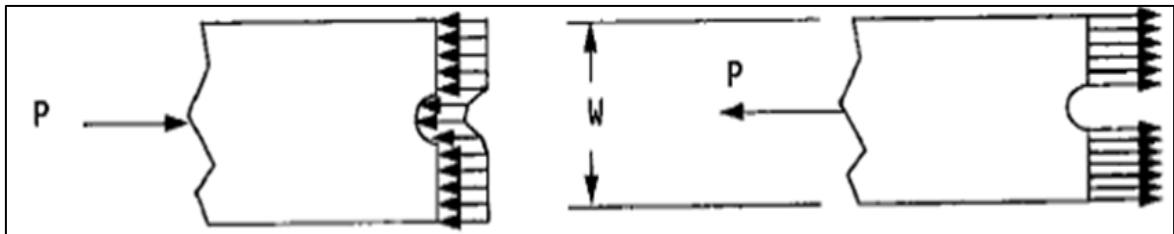
Yapısal kırılma biçimleri: net çekme, yırtılma, dayanma (bearing), bağlayıcı kesilmesi ve diğer biçimler olarak gruplandırılabilir.

Net çekme

Net çekme, bir levhanın çekme yükü altında bağlayıcılar arasındaki alanda kopmasına verilen isimdir.

$$P = F_u \times A_{net} \quad (4.5)$$

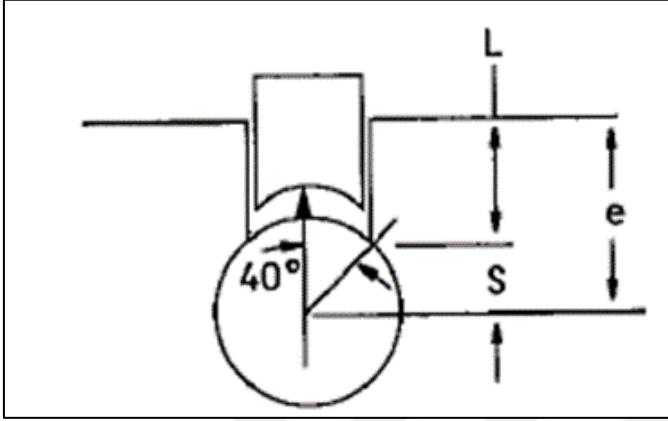
formülü ile hesaplanır.



Şekil 4.6. Net çekme

Yırtılma

Yırtılma, levhanın yüke paralel iki düzlemde kesildiği bir kırılma biçimidir. Bu kırılma biçimi bağlayıcı kenar mesafesinin (edge distance), test verileriyle doğrulanmadığı durumlarda kullanılmalıdır.

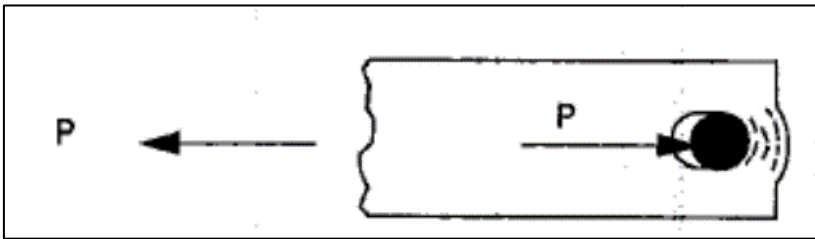


Şekil 4.7. Yırtılma

$$P_{\text{yırtılma}} = F_{su} \times t \times (2e - S) \quad (4.6)$$

Dayanma

Dayanma kırılması, bir deliğin izin verilebilir maksimum deformasyona kadar taşıyabildiği yükle ilgilidir. Delik yuvarlaktan oval bir hale gelir.

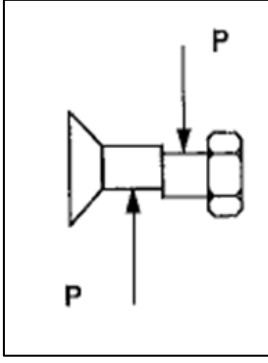


Şekil 4.8. Dayanma

$$P_{\text{dayanma}} = \frac{P_{\text{max}}}{(D \times t)} \quad (4.7)$$

Bağlayıcı kesilmesi

Bağlayıcı kesilmesi, bağlayıcının gövdesinin kesme yükleri altında kesilmesidir.

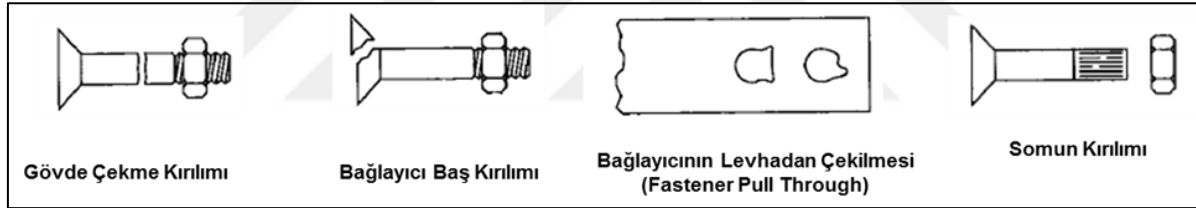


Şekil 4.9. Kesme

$$P_{kesme} = (F_{su} \times \pi \times D^2)/4 \quad (4.8)$$

Diğer biçimler

Yukarıda anlatılan kırılma biçimlerine ek olarak çok sık karşılaşılmasa da şu biçimler de göz önünde bulundurulmalıdır:



Şekil 4.10. Farklı kırılım biçimleri

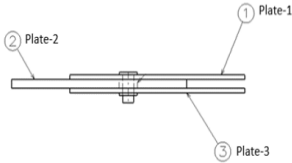
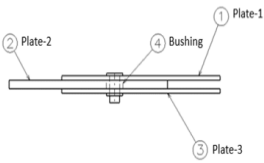
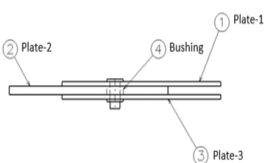


5. DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1. Testin Amacı ve Test Süreci

Burç tamiri uygulanmış ve uygulanmamış montajlı plakaların tekrarlı yükler altında kopana kadarki süreçte ömür değerlerinin kıyaslanması amaçlanmaktadır. Testin sonunda benzer yüklemelere maruz kaldığı durumlarda tamirli ve tamirsiz numunelerin birbirlerine göre avantajlı ve dezavantajlı olduğu durumlar tartışılacaktır. Üç farklı çeşit numune hazırlanmıştır. Numuneler setleri A, B ve C olarak isimlendirilmiştir, Çizelge 5.1.

Çizelge 5.1. Test numune ölçü detayları (her bir plakanın boyu 75, eni 20 mm)

	A	B	C
			
Plate-1 thickness	1,6 mm	1,6 mm	1,6 mm
Plate-2 thickness	3,2 mm	3,2 mm	3,2 mm
Plate-3 thickness	1,6 mm	1,6 mm	1,6 mm
Bushing O/D	X	7,8 mm	7,8 mm
Bushing I/D	X	4,8 mm	6,35 mm
Fastener Diameter	4,8 mm	4,8 mm	6,35 mm

Sırası ile tamir setleri; A tamirsiz set, B ve C farklı burç tamirleri uygulanmış set gruplarını göstermektedir. Üretim esnasında gerçekleşen bir hatadan kaynaklı tasarımla uygunsuzluk gösteren bir delik hatası durumu kurgulanmıştır. Tasarımda belirtilen konumundan kayan bir bağlayıcı deliğinde meydana gelen uygunsuzluğun, parçanın atılmasına sebep olmadan tamir edilerek kullanılabileceği iki farklı tamir taslağı hazırlanarak, hasarlı parçaya uygulandı. Her bir numune seti için birer tane eksenel çekme testi, dokuzar tane (farklı kuvvetlerin tekrarlanması ile) tekrarlı yük altında kırılma testi yapılmıştır. Eksenel çekme testi sonuçları doğrultusunda gerilim – gerinim eğrileri çizdirilmiş ve yorulma testleri doğrultusunda kuvvet - çevrim tabloları hazırlanmıştır. A – B ve B – C kendi içinde kıyaslama yapmak için hazırlanmıştır. Test tasarım aşamaları ve amaç tablosunu şekil.5.1 de verilmiştir.

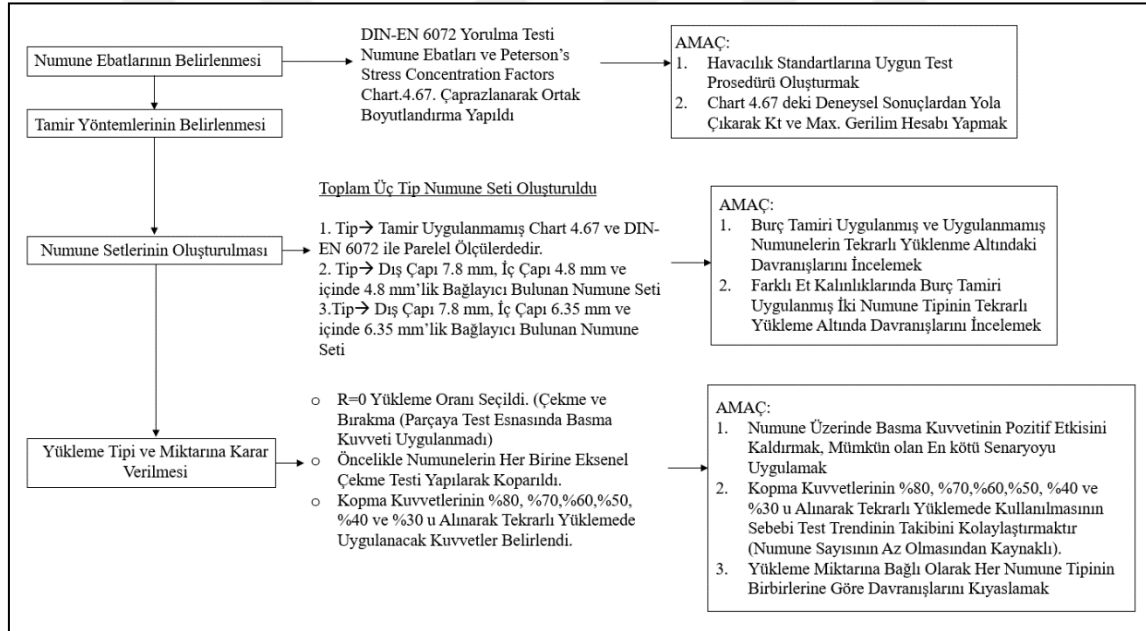
A : Tamir uygulanmamış, hatasız numune

B : Burç tamiri uygulanmış – 7.8 mm dış, 4.8 mm iç çapında burç ile tamir yapılmış

C : Burç tamiri uygulanmış – 7.8 mm dış, 6,35 mm iç çapında burç ile tamir yapılmış

A – B : Tamir uygulanmış ve uygulanmamış numuneleri kıyaslamak amacıyla hazırlanmıştır.

B – C : Dış çapları aynı iç çapları farklı burçlar ile tamir yapılmış numuneleri kıyaslamak amacıyla hazırlanmıştır.



Şekil 5.1. Test tasarımı

5.2. Malzeme ve Bağlayıcı Seçimi

Test için kullanılan parçalar en genel olarak ; plakalar, bağlayıcı ve burçtan oluşmaktadır. Plakalar alüminyum 2024-T3, burçlar ise alüminyum 7075-T6 malzemeden üretilmiştir. Bağlayıcı olarak Hi-Lite kullanılmıştır (HST12AP-6 ve HST1487-6 bağlayıcı ile HST1487-8 ve HST1487-8 somun ikilisi).

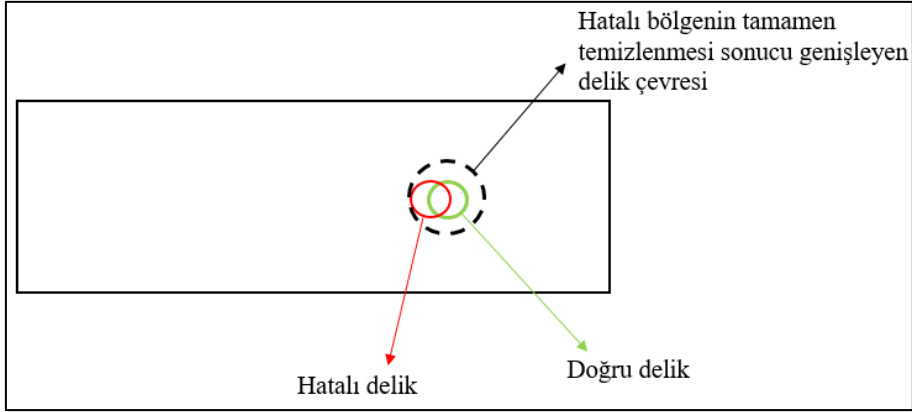
5.3. Numune Üretim Detayları

Plakaların en ve boy ölçüleri sırası ile 20 x 75 mm 'dir. Plaka kalınlıkları ise 1.6 ve 3.2 mm olarak değişiklik göstermektedir. Delik toleransları çok hassas olduğu için kademeli olarak delme ve raybalama yapılmıştır ve sonrasında montajlanmıştır, *Şekil 5.2 (a),(b),(c)*.



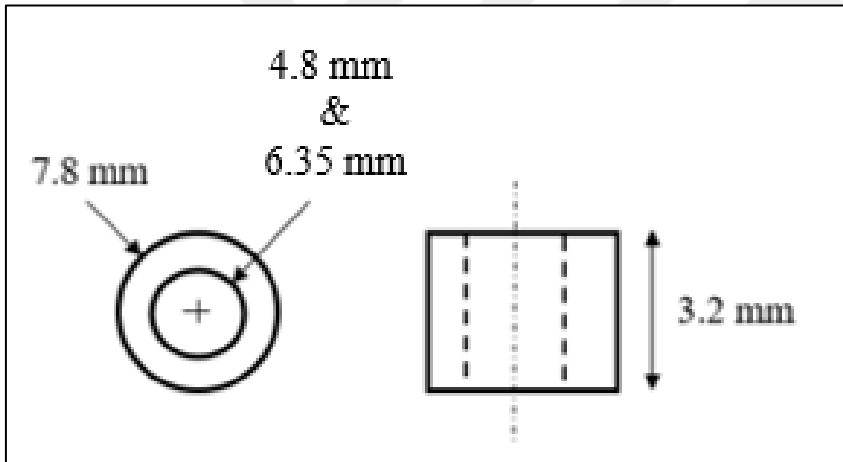
Şekil 5.2. Delme (a), raybalama (b) ve montaj süreçleri (c)

A tamir uygulanmamış numune setini, B ve C burç tamiri uygulanmış numune setlerini ifade eder. B ve C serisi için burcun dış çapı aynı (7.8 mm +0.032 ve +0.023 sıkı geçme toleransı ile) fakat iç çapı sırası ile 4.8 (+0.002 / +0.075) mm ve 6.35 (+0.002 / +0.085) mm' dir. Burç çakılma işlemi nitrojen ile soğutma yöntemi kullanılarak uygulanmıştır, bir çeşit sıkı geçme yöntemidir. Plakaların birleştirilmesi için kullanılan bağlayıcılar ise tatlı sıkı geçme yöntemi kullanılarak 8 Nm ve 12 Nm ile torklanarak montajlanmıştır. Plaka ve deliklerin ölçüleri DIN-EN-6072 dokümanı 2016 versiyonunda mevcut mini T tipi numune ile paralel seçilmiştir. *Şekil. 5.3.* te hatalı delinen delik, deliğin olması gereken durum ve tamir için yapılan delik temizleme aşaması gösterilmiştir.



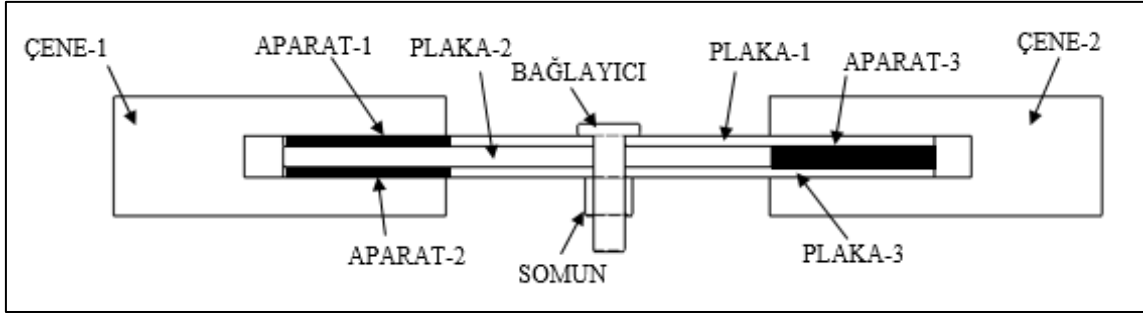
Şekil 5.3. Tamir taslağı

Şekil. 5.4. te tamir işlemi için hazırlanan burcun ölçüleri yer almaktadır. Burcun dış çapı aynı kalmak kaydıyla B ve C tipi numunelerde kullanılan bağlayıcı çapına göre iç çap değişmektedir.

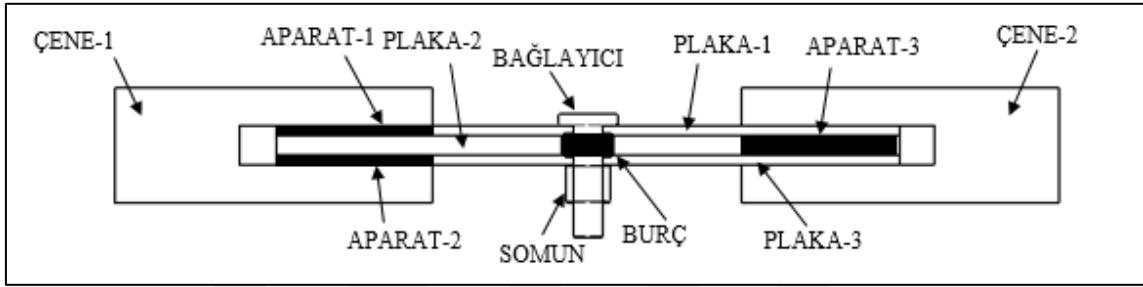


Şekil 5.4. Burç ebatları

Şekil. 5.5. ve Şekil. 5.6. da sırasıyla numune A tipi ve B&C tipleri için test cihazına takılmış durumlarının yandan görünümü resmedilmiştir. ÇENE-1 ve ÇENE-2 test cihazının tutucu kafalarını temsil etmektedir.



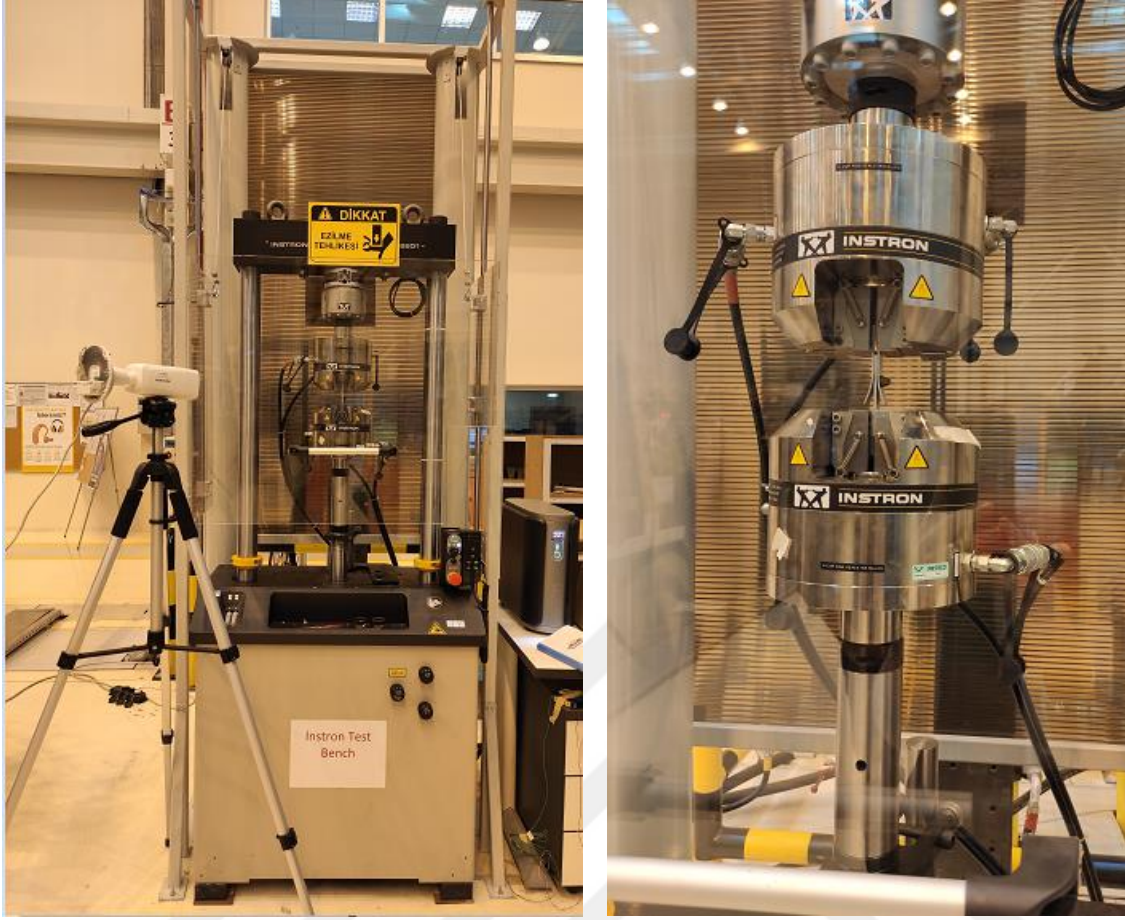
Şekil 5.5. Numune a test düzeneği



Şekil 5.6. Numune b ve c test düzeneği

5.4. Test Cihazı

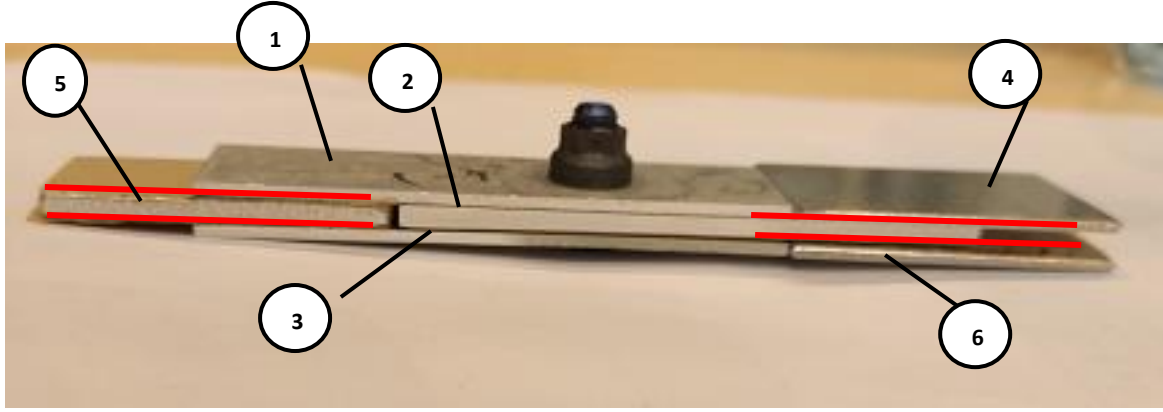
Tüm testler INSTRON 8801 Servohidrolik Yorulma Test Sistemi cihazı ile yapılmıştır. Kuvvet kapasitesi +/- 100 kN' dur. Hem statik hem dinamik testlerde kullanılmaktadır. Metal ve kompozit malzemeler test edilebilir. Yüksek devirli yorulma testleri de yapılabilmektedir. Cihazın alt ve üstte bulunan tutucu kafalarının ikisi de aşağı ve yukarı hareket edebilmektedir. Test cihazının hızı 10 Hz olarak ayarlanmıştır. Testler boyunca kafalardan biri sabit tutularak hareket işlemi diğer kafa ile yapılmıştır.



Şekil 5.7. INSTRON test cihazı

5.5. Test Aşaması

Statik çekme testi için, test cihazının alt tutucu kafası sabit tutulmuş ve üst tutucu kafa parçada kopma meydana gelene kadar (uygulanan kuvveti artırarak) çekmeye devam etmiştir. Yorulma çekme testi için, test cihazının alt tutucu kafası sabit tutulmuş ve üst tutucu kafa çekme ve sıfır pozisyonuna (kuvvet uygulanmamış, orijinal pozisyon, $R=0$) dönmesi şeklinde tekrarlı olarak uygulanmıştır. Parçaların tutucu kafaya yerleştirilmesi için plaka kalınlıklarına eşit dörtgen parçalar kesilmiştir. Bu parçalar numuneye çift taraflı bant yardımı ile yapıştırılmış ve böylece alt-üst tutuculara sıkıştırılması gereken numune kalınlıkları eşitlenmiştir.



Şekil 5.8. Test cihazına takılmak için hazırlanmış numune (1,2,3) numune plakaları, (4,5,6) dengeleme aparatları

Şekil 5.8’de verilen 1-Numune plaka, 1.6 mm kalınlığında, 2 – Numune plaka, 3.2 mm kalınlığında, 3 – Numune plaka, 1.6 mm kalınlığında, 4 – Dörtgen aparat, 1.6 mm kalınlığında, 5 – Dörtgen aparat, 3.2 mm kalınlığında, 6 – Dörtgen aparat, 1.6 mm kalınlığındadır. Kırmızı çizgili ile belirtilen yüzeyler, numune ve dörtgen aparatların çift taraflı bant ile sabitlendiği bölgeleri göstermektedir.

5.5.1. Statik test

Numune A, B ve C tiplerinin her biri için birer tane çekme testi yapılmıştır. Numuneler test cihazına takılabilir şekilde *şekil.5.8.* de gösterildiği gibi hazırlandıktan sonra, *şekil.5.7* de belirtilen şekilde cihaza yerleştirilmiştir. Alt tutucu kafa sabit tutularak, üst kafa numuneler kopana kadar yük artırımına devam etmiştir. Test cihazı numuneye uygulanan kuvveti ve kuvvete bağlı deplasman değişim miktarını excel datası olarak vermektedir. *Çizelge 5.2.* çekme testi sonrası test cihazından alınan değerler ve bunlara bağlı olarak hesaplanan gerilim değerlerini vermektedir.

Çizelge 5.2. Çekme testi sonuçları

	Numune A	Numune B	Numune C
Nihai Çekme Kuvveti	16 kN	16,5 kN	16,5 kN
Kopma Kuvveti	11,37 kN	11,94 kN	15,20 kN
Maksimum Uzama	6,91 mm	8,07 mm	6,61 mm
Nihai Gerilme Mukavemeti	330 Mpa <i>Denklem (5.1), (5.2)</i>	435 Mpa <i>Denklem (5.1), (5.2)</i>	445 Mpa <i>Denklem (5.1), (5.2)</i>

Data değerleri,

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (5.1)$$

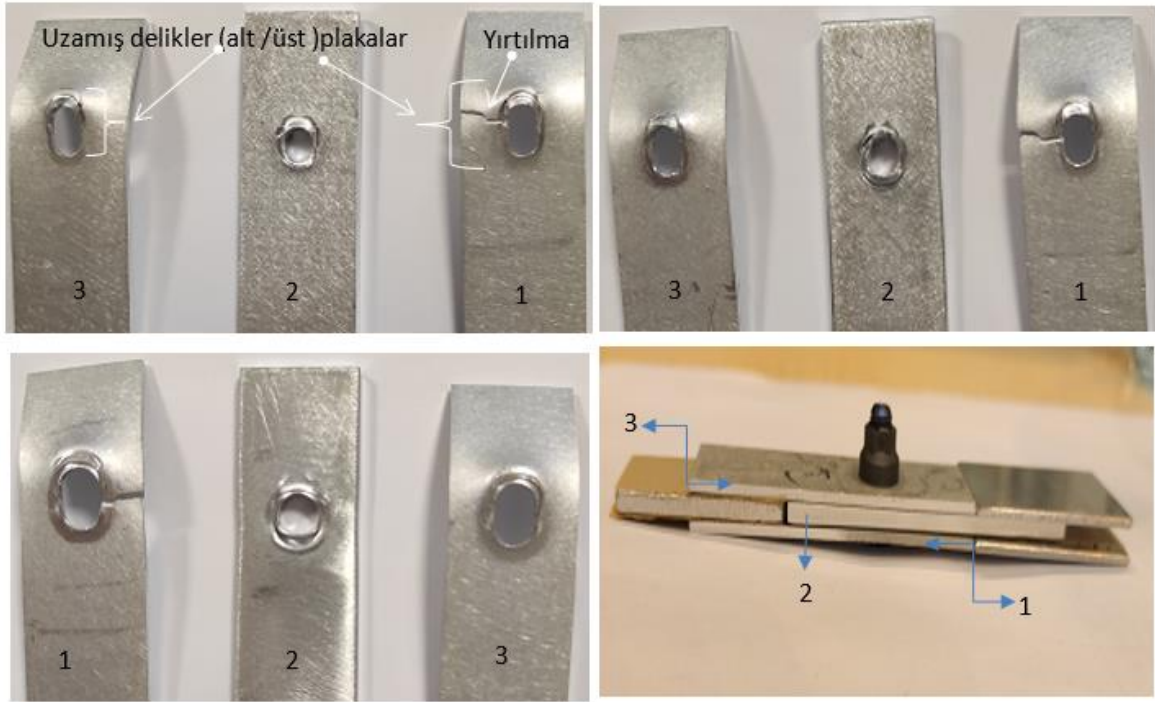
$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (5.2)$$

dönüşümleri kullanılarak, her numune için net alan hesabı yapılmıştır (plakanın eninden bağlayıcı çapı veya burç dış çapı çıkarılmıştır – burçsuz numune için bağlayıcı çapı 4.8 mm, burçlu numuneler içinse burç dış çapı 7.8 mm) Gerilim – Gerinim eğrilerine dönüştürüldü. Birbirleri ile ilişiklik durumlarına göre A ve B serileri için ortak (tamir yapılmamış ve yapılmış parçaları karşılaştırmak için) sonuç grafikleri hazırlanmıştır.

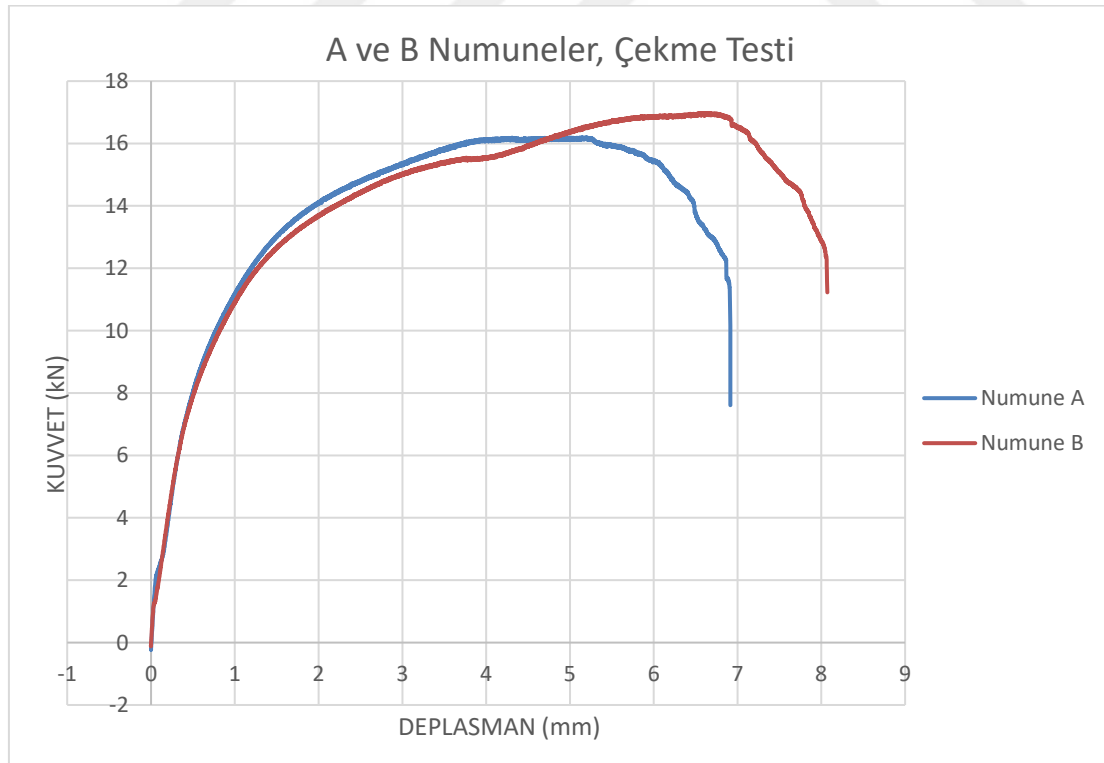
Time	Displacement	Force			Tensile Stress (Mpa)	Strain	B
(s)	(mm)	(kN)	Anet	L_0	$\sigma=F/A$	$\epsilon=\Delta L/L_0$	
0	0,00017	-0,2276	48,64	125	-4,679276316	0,00000136	
0,05	0,00005	-0,22904	48,64	125	-4,708881579	0,0000004	
0,1	0,00053	-0,18827	48,64	125	-3,870682566	0,00000424	
0,15	0,00144	-0,13441	48,64	125	-2,763363487	0,00001152	
0,2	0,00231	-0,09448	48,64	125	-1,942434211	0,00001848	
0,25	0,00357	-0,05185	48,64	125	-1,065995066	0,00002856	
0,3	0,00441	-0,02047	48,64	125	-0,420847039	0,00003528	
0,35	0,00526	0,00801	48,64	125	0,164679276	0,00004208	
0,4	0,00594	0,03666	48,64	125	0,753700658	0,00004752	
413,45	6,88983	11,63253	48,64	125	239,1556332	0,05511864	
413,5	6,89078	11,64458	48,64	125	239,4033717	0,05512624	
413,55	6,892	11,63953	48,64	125	239,2995477	0,055136	
413,6	6,89285	11,59374	48,64	125	238,3581414	0,0551428	
413,65	6,89393	11,55736	48,64	125	237,6101974	0,05515144	
413,7	6,89452	11,53222	48,64	125	237,0933388	0,05515616	
413,75	6,8955	11,51685	48,64	125	236,7773438	0,055164	
413,8	6,89611	11,51026	48,64	125	236,6418586	0,05516888	
413,85	6,89716	11,51418	48,64	125	236,7224507	0,05517728	
413,9	6,89777	11,51155	48,64	125	236,6683799	0,05518216	
413,95	6,89843	11,52004	48,64	125	236,8429276	0,05518744	
414	6,89953	11,53727	48,64	125	237,1971628	0,05519624	
414,05	6,90059	11,52672	48,64	125	236,9802632	0,05520472	
414,1	6,90161	11,50161	48,64	125	236,4640214	0,05521288	
414,15	6,90231	11,47307	48,64	125	235,8772615	0,05521848	
414,2	6,90317	11,4469	48,64	125	235,339227	0,05522536	
414,25	6,90387	11,40924	48,64	125	234,5649671	0,05523096	
414,3	6,90477	11,3934	48,64	125	234,2393092	0,05523816	
414,35	6,90539	11,37537	48,64	125	233,8686266	0,05524312	
414,4	6,90616	11,37472	48,64	125	233,8552632	0,05524928	
414,45	6,91438	10,15195	48,64	125	208,7160773	0,05531504	
414,4734	6,9139	7,60977	48,64	125	156,4508635	0,0553112	
Test cihazından alınan değerler			Hesplanan değerler				

Şekil 5.9. Test cihazından alınan verilere bağlı olarak Excel ortamında yapılan test gerilim –gerinim hesaplarına ait binlerce satır işleminden bir kesit görüntüsü

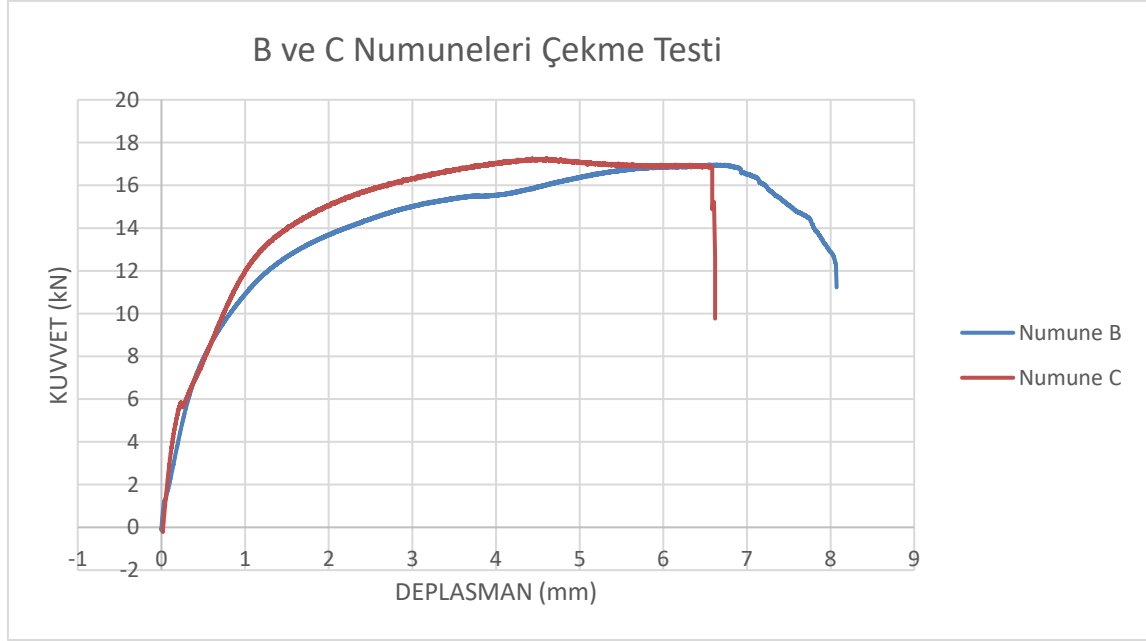
Yine aynı şekilde B ve C serileri için ortak (dış çapı aynı iç çapı farklı burçlar ile tamir yapılmış) sonuç grafikleri hazırlanmıştır. Çekme testleri sonucunda her numune için öncelikli hata modu (failure mode) yataklama (bearing) hata modundan kaynaklı olarak delik etrafında gözlenmiştir. Deliğin genişlemesine olmasına bağlı olarak simetri eksenine kaydığı için plaka-1 de yırtılma (net tension failure) gözlenmiştir. Bağlayıcıda hata modu (failure mode) gözlenmemiştir. Test düzeneği tasarlanırken hatanın bağlayıcı kaynaklı olmaması özellikle düşünülmüş ve buna bağlı olarak mekanik özellikleri yapının mekanik özelliklerinden daha kuvvetli bir bağlayıcı seçilmiştir.



Şekil 5.10. Çekme testi sonrası plakaların demonte edilmiş görüntüleri (a) numune a (tamirsiz) (b) numune b (burç tamirli 4,8 mm çaplı bağlayıcılı) (c) numune c (burç tamirli 6,35 mm çaplı bağlayıcılı) (d) montajlı referans görüntü



Grafik 5.1. Numune a ve b için kuvvet - deplasman grafiği



Grafik 5.2. Numune b ve c için kuvvet - deplasman grafiği

5.3.2. Yorulma testi

Statik testler sonucunda parçanın kopması için gereken yükleme belirlendi. Bu değerler belirli oranlarda azaltılarak yorulma testleri için kullanılacak tekrarlı yük büyüklükleri belirlendi. Bu değerler sırası ile kopma kuvvetinin %80, %70, %60, %50, %40 ve %30' u alınarak belirlendi. Bu yükler tekrarlı olarak uygulanarak kaç çevrimde parçada kopma meydana geldiği test edilmiştir. *Çizelge 5.3.* numune – A 'ya uygulanan kuvvet karşılığında kaç çevrimde parçanın koptuğunu göstermektedir.

Çizelge 5.3. Numune A yorulma testi sonuçları

SPECIMEN #	LOAD (kN)	CYCLE(#)	REMARKS
A1	16,14	1	UTS
A3	12,9	75035	% 80 UTS
A2	11,3	113889	% 70 UTS
A6	11,3	99400	% 70 UTS
A4	9,7	684159	% 60 UTS
A10	9,7	135090	% 60 UTS
A5	8,1	202750	% 50 UTS
A9	8,1	151442	% 50 UTS
A7	6,46	559150	% 40 UTS
A8	4,84	757807	% 30 UTS

Numune A seti için yapılan yorulma testlerinde Çizelge 5.3.'deki A4 numunesinde uygunsuz bir hata modu gözlenmiştir. Şekil 5.11'de görüldüğü üzere bu numune beklenmeyen bir noktadan (delik dışı bölgeden) ve beklenen ömür aralığının oldukça dışında kopmuştur (~ 684 bin çevrim, beklenen < ~150 bin çevrim). Bu sebeple A4 test sonucu çalışmaya dahil edilmemiştir.



Şekil 5.11. Numune A4

Çizelge 5.4. Numune B yorulma testi sonuçları

SPECIMEN #	LOAD (kN)	CYCLE(#)	REMARKS
B1	16,97	1	UTS
B4	13,6	6817	% 80 UTS
B2	11,9	7804	% 70 UTS
B3	11,9	14870	% 70 UTS
B5	10,25	42931	% 60 UTS
B10	10,25	60983	% 60 UTS
B6	8,5	194828	% 50 UTS
B9	8,5	194400	% 50 UTS
B7	6,8	292332	% 40 UTS
B8	5,1	722117	% 30 UTS

Çizelge 5.4. Numune B 'ye uygulanan kuvvet karşılığında kaç çevrimde parçanın koptuğunu göstermektedir. Numune B seti için yapılan yorulma testleri sonucunda B2 numunesinde (11.9 kN - %70 UTS kuvvet uygulanan numunede) kopma beklenen noktalardan birinde olmasına rağmen tahmin edilenden daha erken oldu. Test B3 numunesinde tekrarlandığında test trendine uygun şekilde ve devirde kopma meydana geldi ve bu numune (B3) sonuçları çalışma içinde kullanıldı.



Şekil 5.12. Numune (a) B2 & (b) B3

Çizelge 5.5. Numune C yorulma testi sonuçları

SPECIMEN #	LOAD (kN)	CYCLE(#)	REMARKS
C1	17,18	1	UTS
C4	13,75	62349	% 80 UTS
C2	12	89145	% 70 UTS
C6	12	86867	% 70 UTS
C5	10,25	116230	% 60 UTS
C10	10,25	126608	% 60 UTS
C3	8,6	419621	%50 UTS
C9	8,6	190834	% 50 UTS
C7	6,88	379429	% 40 UTS
C8	5,16	1800355	% 30 UTS

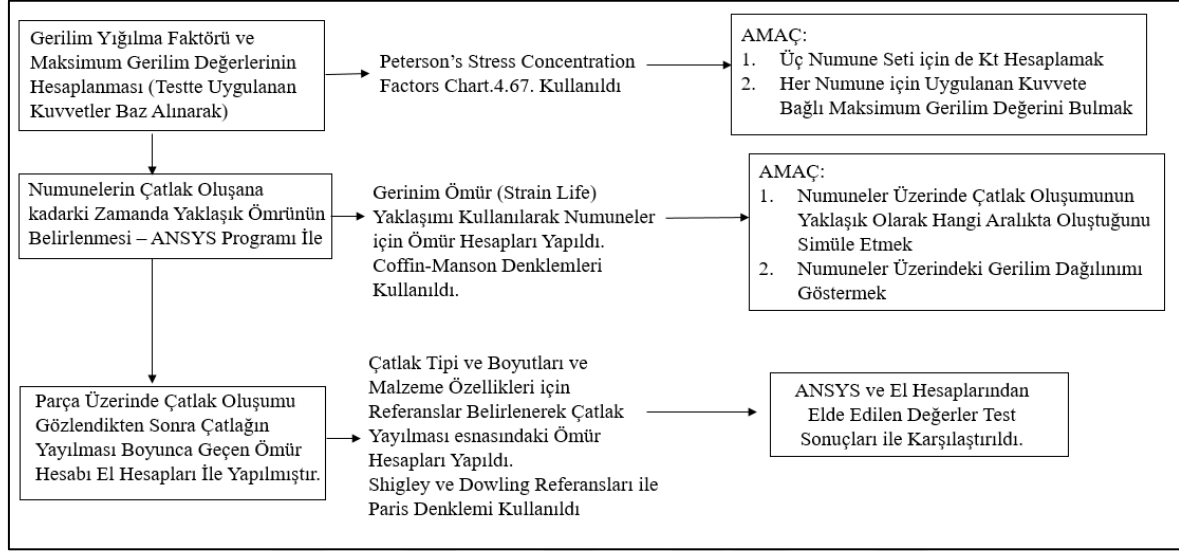
Çizelge 5.5. numune – C ‘ye uygulanan kuvvet karşılığında kaç çevrimde parçanın koptuğunu göstermektedir. Numune C seti için yapılan yorulma testlerinde 8.6 KN kuvvet uygulanan C3 numunesinde hem test trendine aykırı bir ömür değeri gözlemlendi hem de beklenenden tamamen uygunsuz bir bölgede kopma meydana geldi. Bu sebeple çalışmaya dahil edilmedi (şekil 5.13.)



Şekil 5.13. Numune C3

6. SONLU ELEMAN ANALİZİ MODELİ VE ANALİTİK HESAP

Analiz ve Numerik Hesaplar bölümünde uygulanan yöntem ve yaklaşım şekil. 6.1. 'de özetlenmiştir.



Şekil 6.1. Analiz ve analitik yaklaşım

6.1. ANSYS Analiz – Çatlak Başlangıcı

Bu bölümde test ortamında oluşturulan hasar ve ömür durumlarının analitik hesaplamalar ve sonlu elemanlar yöntemi ile doğrulanması amaçlanmıştır. ANSYS Workbench 19 paket programı kullanılmıştır. Bu program statik ve yorulma modülleri sayesinde farklı yüklemeler altında malzeme üzerinde oluşan gerilmeler hakkında bilgi vermektedir. Yorulma hesaplamalarında temelde üç yaklaşım bulunmaktadır; gerilim ömür (stress life) , gerinim ömür (strain life) ve kırılma mekaniği (fracture mechanics) 'dir. Gerinim ömür yaklaşımı en sık kullanılan ve gerçekçi sonuçlar veren modüldür. Genellikle düşük devir yüklemelerinde (low cycle fatigue –LCF) kullanılır. Gerinim ömür yaklaşımı çatlak oluşumunu temel alır. Gerilim ömür yaklaşımı ise toplam ömür değerinin baz alır, çatlak oluşumu ya da büyümesi ayrımı yapmaz. Bu bağlamda gerinim ömür yaklaşımı hem alçak devir (low cycle fatigue) hem de yüksek devir (high cycle fatigue – HCF) durumlarının ikisi için de kullanılabilir (10^5 , ten küçük çevrimler alçak devir olarak adlandırılır.) Gerilim ömür yaklaşımı ise yüksek devir durumlarında geçerli sonuçlar sunmaktadır (10^5 , ten büyük çevrimler yüksek devir olarak adlandırılmaktadır ve genellikle sonsuz ömür hesaplamaları

için kullanılır) [17]. Gerilim ömür yaklaşımı testlerden elde edilen S-N eğrilerini baz alır ve ömür azaltan etkenler göz önünde bulundurularak modifiye edilir

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{1/n'} \quad (6.1)$$

Ansysis gerinim ömür hesapları için (6.1) Coffin - Manson denkleminin (6.2) modifikasyonunu kullanmaktadır. Gerinim ömür yaklaşımı ise malzemeye özel testlerle bulunan gerinim parametre değerlerini kullanır ve bu denklem için altı parametre gereklidir [17].

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (N_f)^b + \varepsilon'_f (N_f)^c \quad (6.2)$$

Öncelikle program kitaplığına test numunelerinin üretiminde kullanılan alüminyum 2024-T3 ve 7075-T6 malzemelerin özellikleri girilmiştir. Malzeme özelliklerini çizelge 6.1. 'de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Malzeme özellikleri (statik) [18-36]

MATERIAL	Young Modülü (GPa)	Poisson Oranı ν	Akma Dayanımı σ_y (MPa)	Nihai Gerilme Mukavemeti σ_u (MPa)	Elongation ε_f (%)
2024-T3	72	0.33	370	536	16.7
7075-T6	70.6	0.30	533	578	14

Çizelge 6.2. Malzeme özellikleri (tekrarlı yükleme) [18-36]

MATERIAL	K' (Mpa)	n'	Yorulma Mukavemeti Katsayısı σ'_f (MPa)	Yorulma Süneklik Katsayısı ε'_f	Yorulma Mukavemet Üssü b	Yorulma Süneklik Üssü c
2024-T3	470	0.25	850	0.22	-0.086	-0.462
7075-T6	470	0.25	689	0.11	-0.145	-0.509

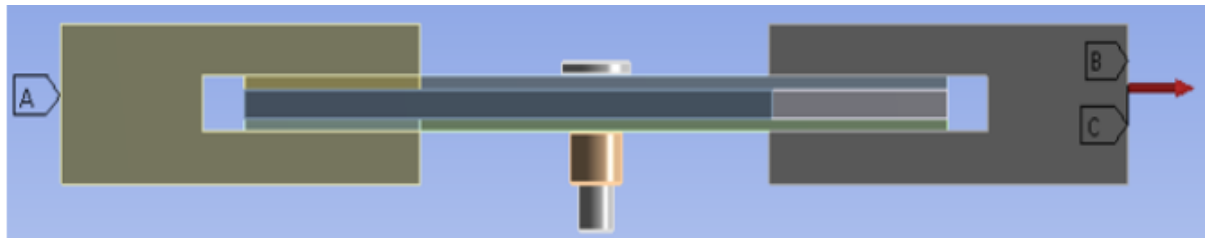
Test düzeneğinde uygulanan yükleme ve sınır koşulları belirlenmiştir. Yükleme için test numunelerine uygulanan kuvvet değerleri alınmıştır. Öncelikle program kitaplığına test numunelerinin üretiminde kullanılan alüminyum 2024- T3 ve 7075-T6 malzemelerin özellikleri girilmiştir. Malzeme özellikleri Çizelge 6.1. ve Çizelge 6.2. ' de verilmiştir.

Sınır koşulları

Test düzeneğinde uygulanan yükleme ve sınır koşulları belirlenmiştir. Şekil. 6.2. ' de belirtilen A test cihazının alt kafasının dış yüzey alanını belirtmektedir. B ise yine test cihazının üst tutucu kafasının dış yüzey alanına uygulanan kuvveti göstermektedir. C test cihazının kafasının hareketini tek yönde yapmasını sağlamak için yer değiştirme (displacement) verilen test cihazının yan yüzeyini göstermektedir. Yükleme için test numunelerine uygulanan kuvvet değerleri alınmıştır (Çizelge 6.3.).

Çizelge 6.3. Her numune seti için uygulanan kuvvet değerleri

Set A	Set B	Set C
16140 N	16970 N	17180 N
12900 N	13600 N	13170 N
11300 N	11900 N	12000 N
9700 N	10250 N	10250 N
8100 N	8500 N	8600 N
6460 N	6800 N	6880 N
4840 N	5100 N	5160 N

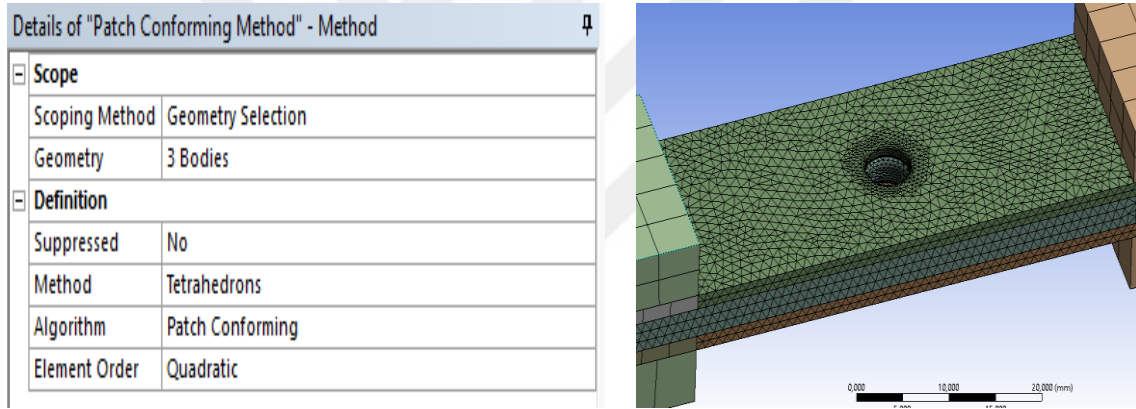


Şekil 6.2. Sınır koşullar ve yükleme (A) test cihazının alt çene yüzey alanını belirtmektedir. B ise yine test cihazının üst tutucu kafasının yüzey alanına uygulanan kuvveti göstermektedir. C test cihazının kafasının hareketini tek yönde yapmasını sağlamak için yer değiştirme(displacement) verilen test cihazının yan yüzeyini göstermektedir

Test cihazının çenelerinden biri sabit tutulmuş, kuvvet diğer tutucu çene üzerinden uygulanmıştır. Test cihazının kafası kenarları sadece x yönünde (şekil 6.2.'de gösterilen ok yönü) hareket edecek şekilde (displacement komutu ile) kısıtlanmıştır.

Parçalar arası temas davranışları

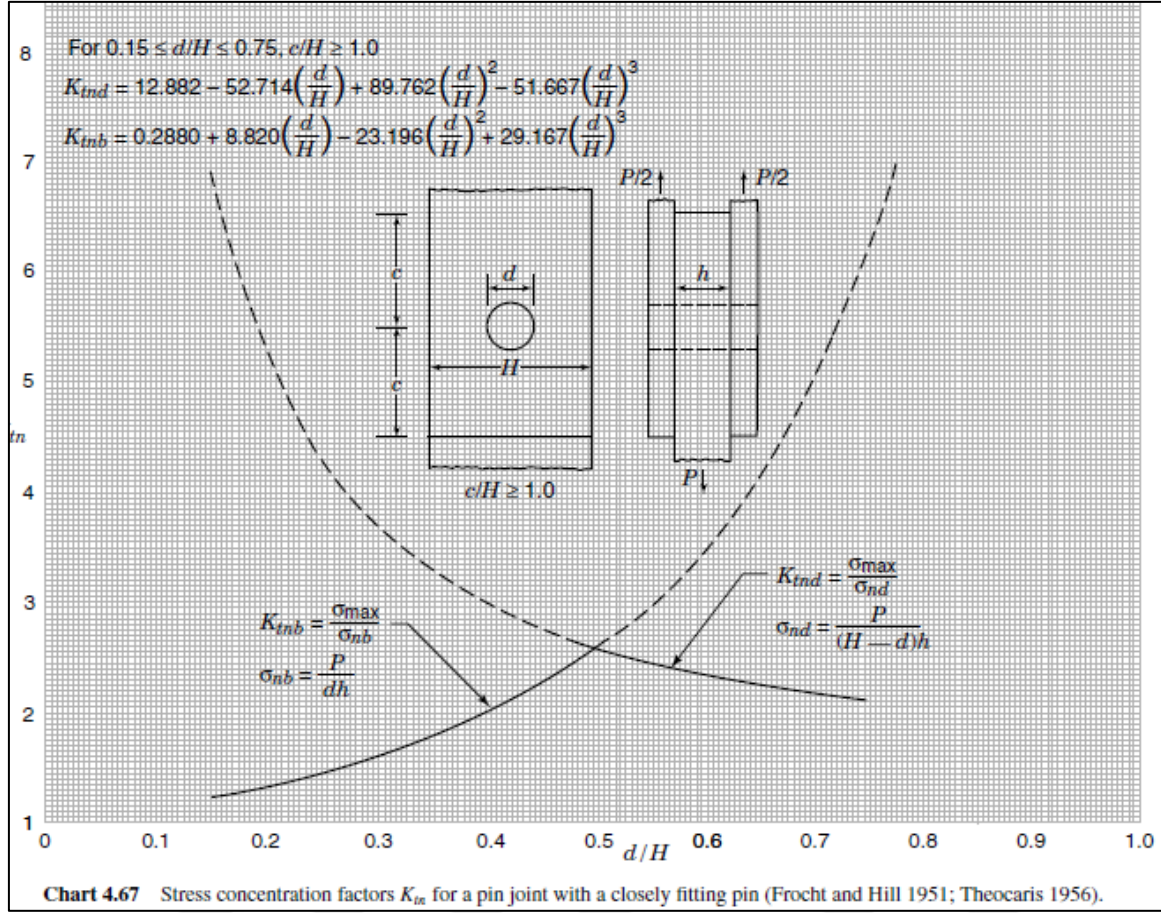
Analiz için modellenen parçalar arasında yüzey kontakları belirlenmiştir. Plakaların birbiri arasında sürtünmesiz, bağlayıcının plakalarla ve tamir burcu ile temasta olduğu bölgelerde ise sürtünmeli kontak çeşidi seçilmiştir. Sürtünme katsayısı 0.2 alınmıştır [12]. Diğer bütün yüzeyler için ise kaynaklı yüzey kontağı çeşidi seçilmiştir. Delik etrafında gerilim yığılması olacağı için o bölgede mesh sıklaştırılmıştır. Mesh uygulaması elemanların boyutlarının seçilmesi yöntemi kullanılarak uygulanmıştır (şekil. 6.3.). Eleman boyutu sırasıyla 0.5 mm, 0.8 mm ve 1 mm olarak seçilmiş ve Normal gerilim değerleri kıyaslanmıştır. Gerilim değerleri arasında yaklaşık %2 fark gözlenmiştir. Mesh boyutunun azaltılmasına bağlı analizin çözülme süreci artmaktadır. %2 lik fark sonuçlar arasında çok ciddi farklara sebep olmadığı için 1mm eleman boyutunda karar verilmiştir.



Şekil 6.3. Mesh detayları

Peterson Chart 4.67 ve Ansys normal gerilim değerlerinin doğrulanması

Şekil 4.67’ de belirtilen parça ebatlarına paralel seçilen numune için uygulanan yüklere bağlı olarak gerilme değerleri hesaplandı. Aynı yükler için Ansys programı ile analizler gerçekleştirilerek Normal gerilim değerleri arasındaki paralellik incelendi.



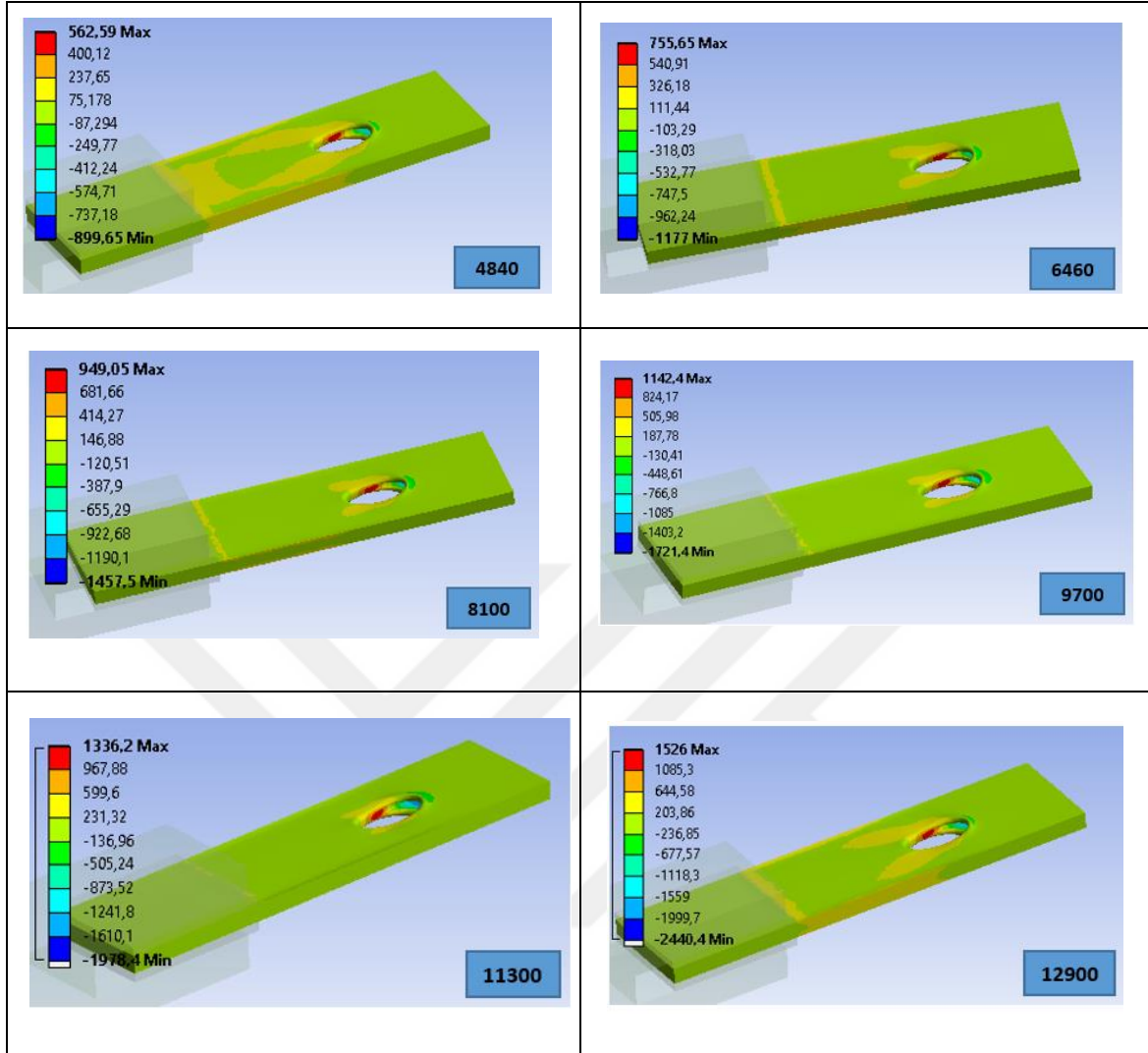
Şekil 6.4. Peterson stress concentration factors kitabı chart 4.67 [21]

Şekil 6.4. Peterson deney sonuçlarına bağlı olarak oluşturulan ikili kesme bağlantısı grafik ve denklemlerini göstermektedir.

d	H	h	d/H	c	c/H	Ktnd	Ktnb	P	Anet	Ab	Stres		Maximum Stres	
											Snet Section	Sbearing	Snet Section	Sbearing
4,8	20	3,2	0,24	25	1,25	4,6867	1,4719	4840	48,64	15,36	99,5066	315,1042	466,3561	463,8066
4,8	20	3,2	0,24	25	1,25	4,6867	1,4719	6460	48,64	15,36	132,8125	420,5729	622,4506	619,0476
4,8	20	3,2	0,24	25	1,25	4,6867	1,4719	8100	48,64	15,36	166,5296	527,3438	780,4721	776,2052
4,8	20	3,2	0,24	25	1,25	4,6867	1,4719	9700	48,64	15,36	199,4243	631,5104	934,6394	929,5297
4,8	20	3,2	0,24	25	1,25	4,6867	1,4719	11300	48,64	15,36	232,3191	735,6771	1088,8067	1082,8541
4,8	20	3,2	0,24	25	1,25	4,6867	1,4719	12900	48,64	15,36	265,2138	839,8438	1242,9740	1236,1786

Şekil 6.5. Numune – a için chart 4.67 deney sonuçlarına göre hesaplanan gerilim değerleri

Şekil 6.5. Peterson denklemleri (şekil 6.4.) kullanılarak numune – A (burç tamiri olmayan numune) seti için hesaplanan Kt (stress concentration factor) ve gerilim (bearing ve net section – normal) değerlerini göstermektedir.

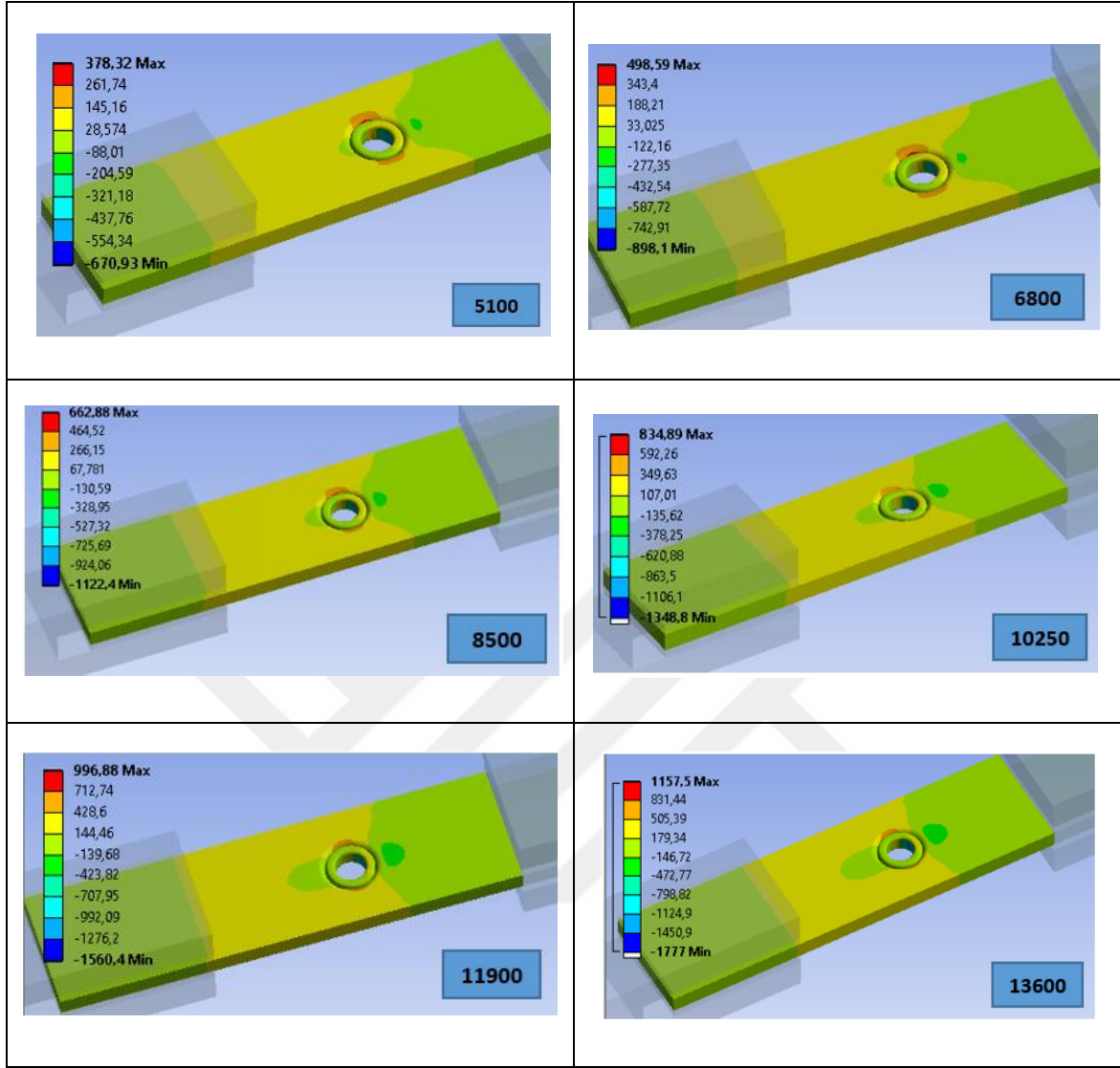


Şekil 6.6. Numune – a için ansys analiz sonuçları (normal stress) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N)

Tamir uygulanmamış (numune – A seti) ortadaki plaka için yapılan analiz sonucunda normal gerilme değerleri şekil 6.6. 'da belirtilmiştir.

Hand Calculation											Stres				Maximum Stres	
d	H	h	d/H	c	c/H	Ktnd	Ktnb	P	Anet	Ab	Snet Section	Sbearing	Snet Section	Sbearing	Snet Section	Sbearing
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	5100	39,04	24,96	130,6352	204,3269	380,3452	394,3194		
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	6800	39,04	24,96	174,1803	272,4359	507,1270	525,7592		
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	8500	39,04	24,96	217,7254	340,5449	633,9087	657,1990		
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	10250	39,04	24,96	262,5512	410,6571	764,4193	792,5047		
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	11900	39,04	24,96	304,8156	476,7628	887,4722	920,0787		
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	13600	39,04	24,96	348,3607	544,8718	1014,2539	1051,5185		

Şekil 6.7. Numune – b için chart 4.67 deney sonuçlarına göre hesaplanan gerilim değerleri

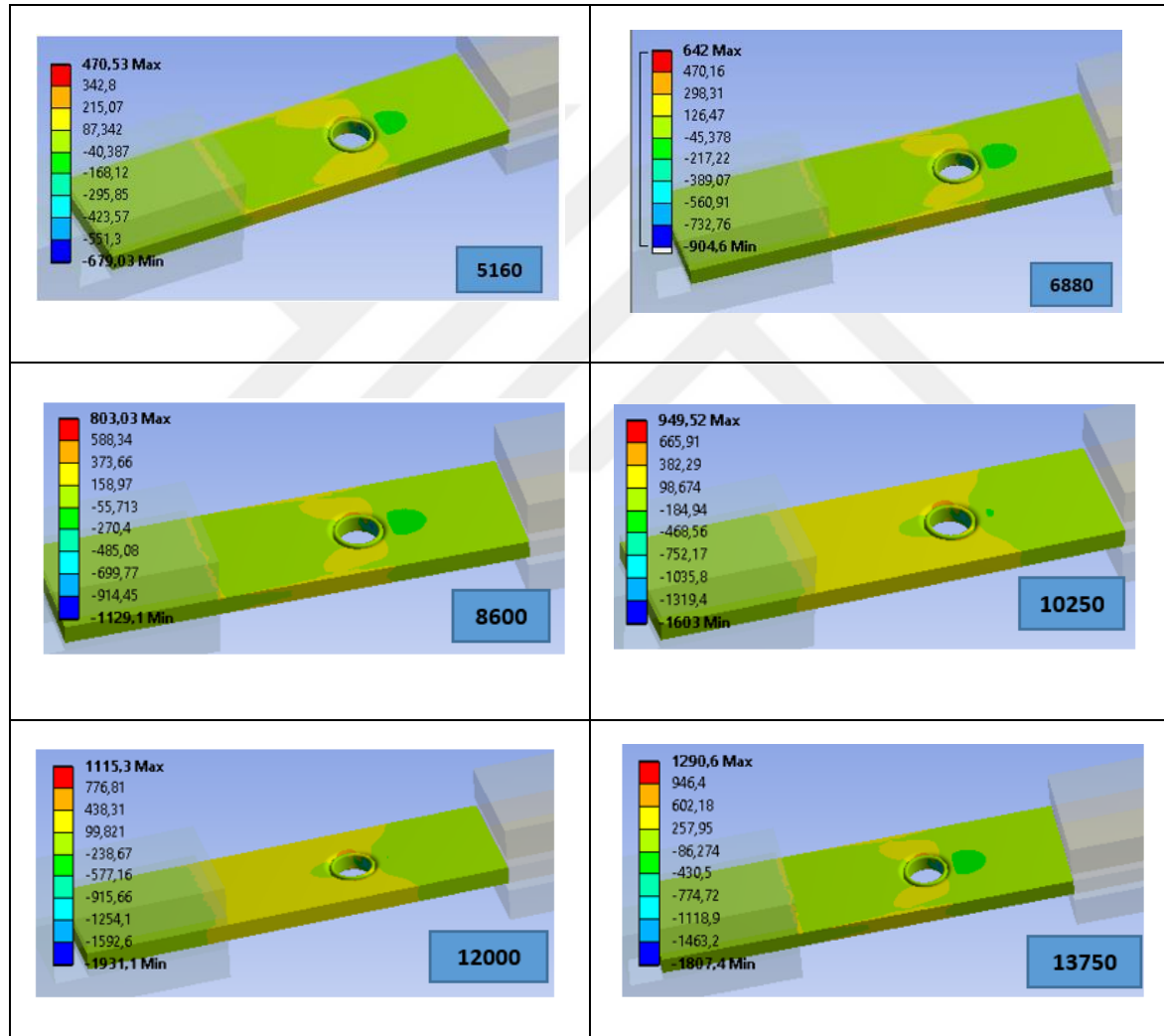


Şekil 6.8. Numune – b için ansys analiz sonuçları (normal stress) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N)

Dış çapı 7.8 mm iç çapı 4.8 mm'lik burç ile tamir yapılan (numune – B seti) için Peterson denklemlerine bağlı analitik hesaplar şekil 6.7. 'de, Ansys analiz programı ile hesaplanan normal gerilim değerleri ise şekil 6.8. 'de gösterilmiştir.

Hand Calculation														
d	H	h	d/H	c	c/H	Ktnd	Ktnb	P	Anet	Ab	Stres		Maximum Stres	
											Snet Section	Sbearing	Snet Section	Sbearing
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	5160	39,04	24,96	132,1721	206,7308	384,8199	398,9585
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	6880	39,04	24,96	176,2295	275,6410	513,0932	531,9446
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	8600	39,04	24,96	220,2869	344,5513	641,3665	664,9308
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	10250	39,04	24,96	262,5512	410,6571	764,4193	792,5047
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	12000	39,04	24,96	307,3770	480,7692	894,9299	927,8104
7,8	20	3,2	0,39	25	1,25	2,9115	1,9298	13750	39,04	24,96	352,2029	550,8814	1025,4406	1063,1161

Şekil 6.9. Numune – c için chart 4.67 deney sonuçlarına göre hesaplanan gerilim değerleri



Şekil 6.10. Numune – c için ANSYS analiz sonuçları (normal stress) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N)

Dış çapı 7.8 mm iç çapı 6.35 mm'lik burç ile tamir yapılan (numune – C seti) için Peterson denklemlerine bağlı analitik hesaplar şekil 6.9.' da, Ansys analiz programı ile hesaplanan normal gerilim değerleri ise şekil 6.10.' da gösterilmiştir.

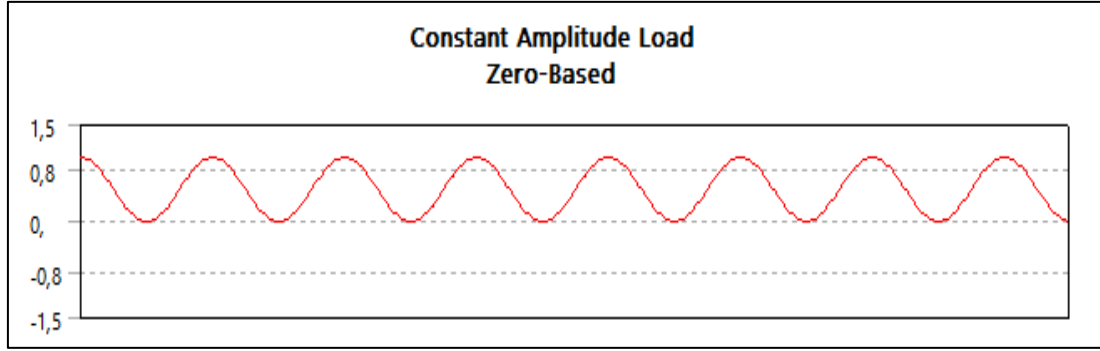
Peterson denklemleri ve analiz sonuçları birbiri ile uygunluk gösterdiği için aynı analiz yapısı ile yorulma analizleri çözdürülerek çalışmaya devam edilmiştir.

Yorulma analizi

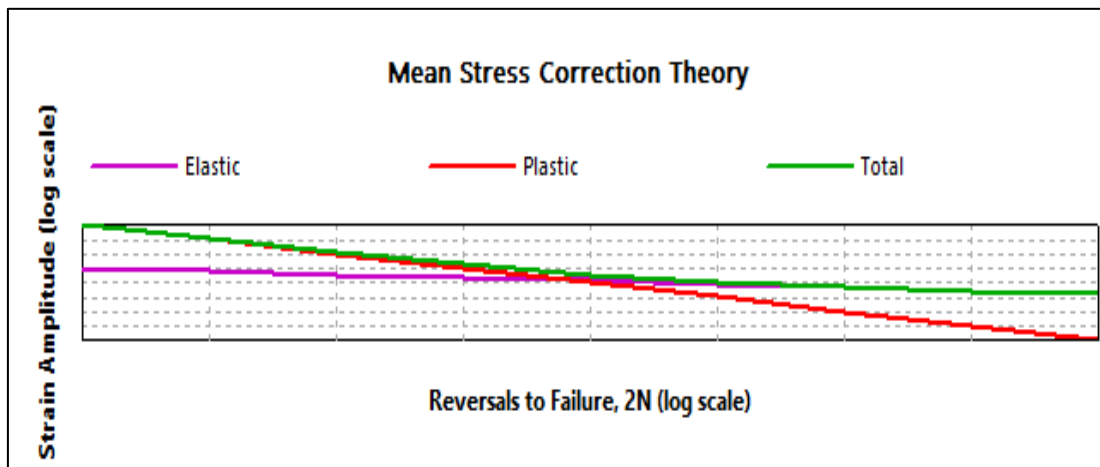
Çözüm kısmında fatigue tool içinde ‘fatigue strength factor / yorulma dayanım faktörü’ değeri 0.9 ve ömür hesaplamaları için strain life metot seçilmiştir (şekil. 6.12.), R değerli test düzeneğine sadık kalarak 0 seçilmiştir (zero based loading) (şekil. 2.7 ve Bölüm 2.5), plastik şekillenme yoğun olduğunda en doğru sonucu veren mean stress theory Morrow yaklaşımı olduğu için Morrow theory’si seçilmiştir (şekil. 3.15.). Bölgesel gerilim yığılması yorulma için çok önemli olduğundan dolayı maximum principal stress yaklaşımı ile gerilim değerlerinin okunması uygun görülmüştür ve buna bağlı ömür değerleri hesaplanmıştır.

Details of "Fatigue Tool"	
☒	Domain
Domain Type	Time
☒	Materials
Fatigue Strength Factor (Kf)	0,9
☒	Loading
Type	Zero-Based
☐ Scale Factor	1,
☒	Definition
☐ Display Time	End Time
☒	Options
Analysis Type	Strain Life
Mean Stress Theory	Morrow
Stress Component	Max Principal
Infinite Life	1,e+009 cycles
☒	Life Units
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Şekil 6.11. Fatigue tool detayını gösteren ANSYS görseli

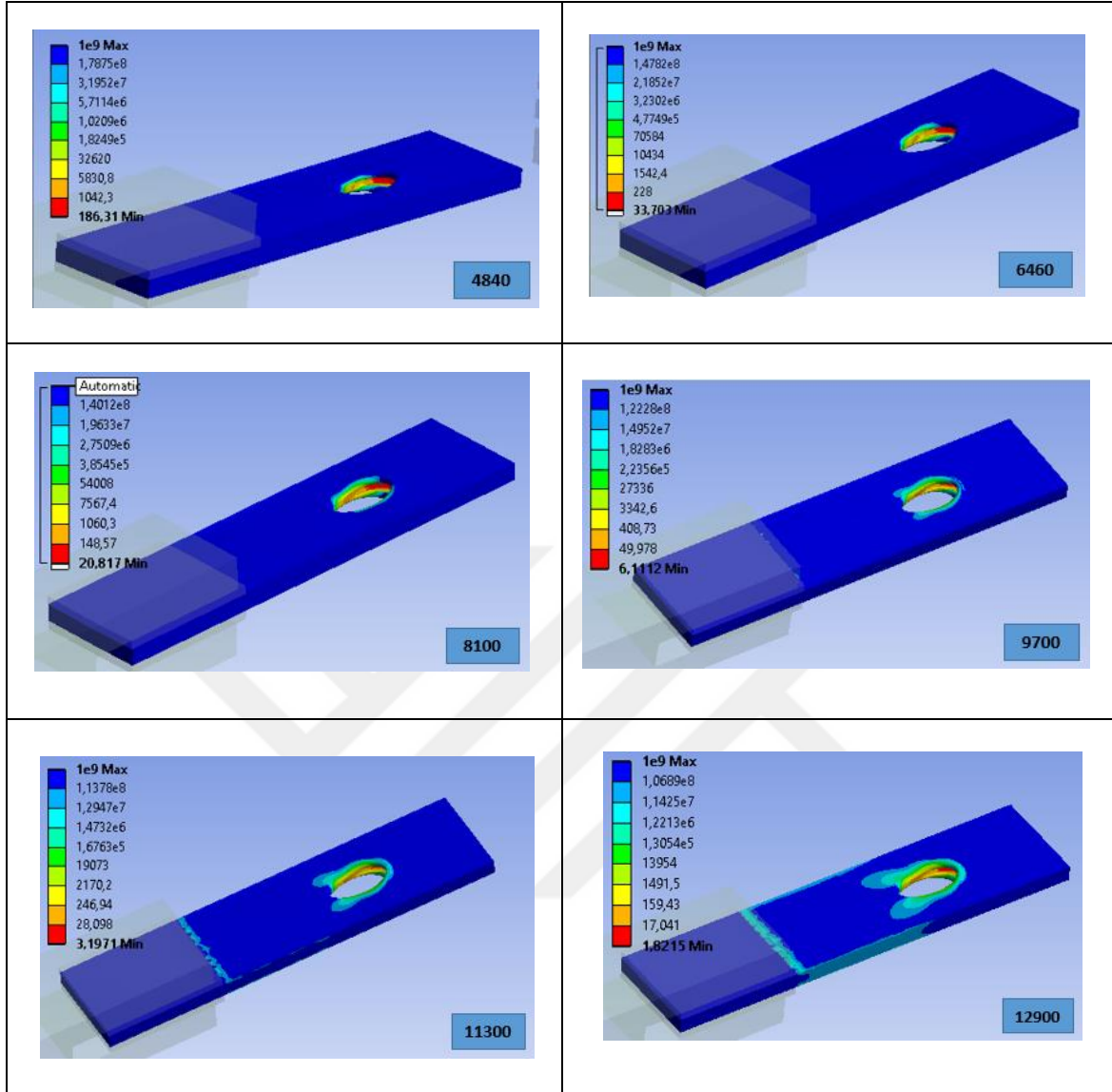


Şekil 6.12. $R=0$ yükleme gösterimi ANSYS görseli

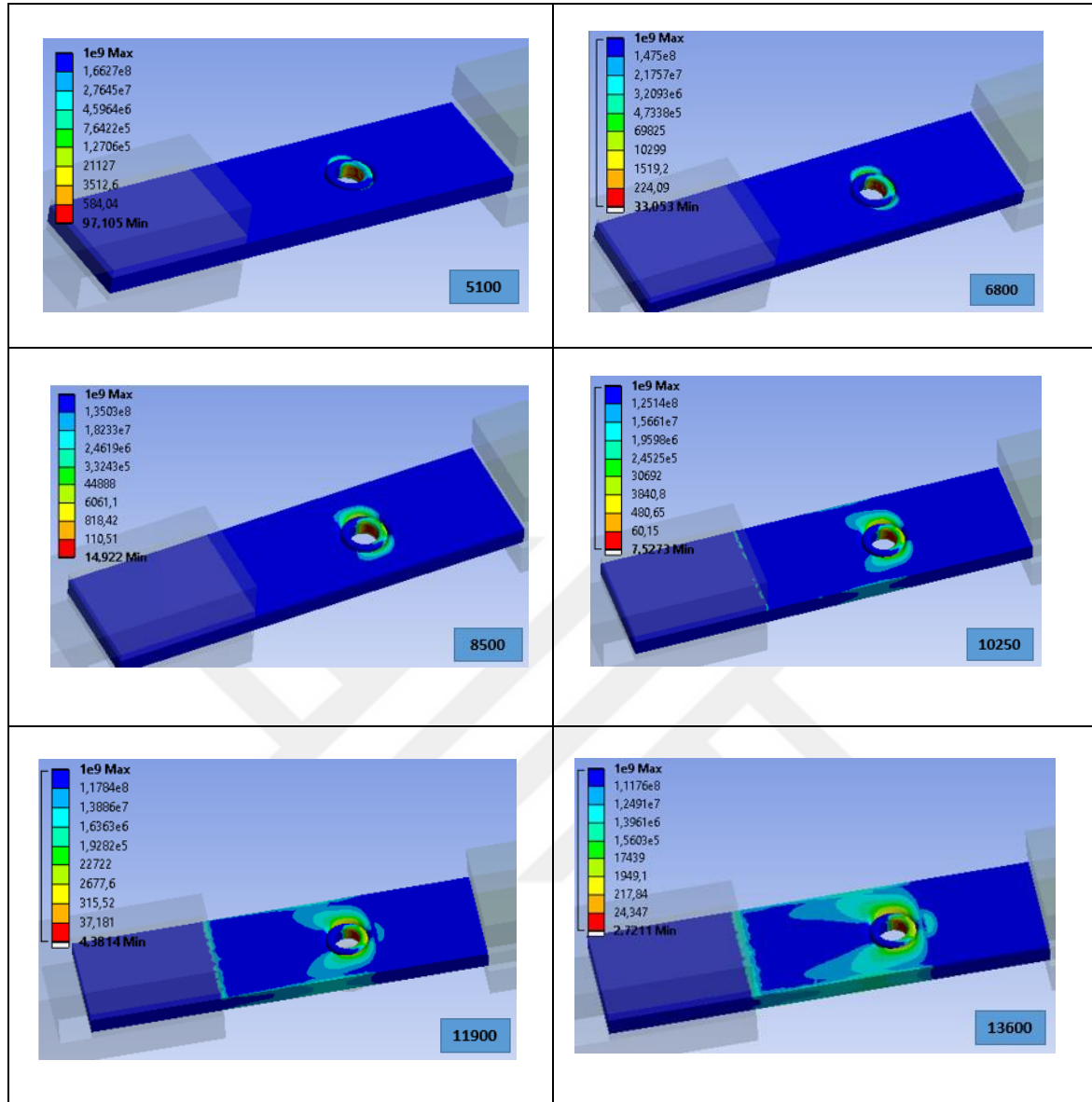


Şekil 6.13. Ortalama gerilim/gerinim teorisi grafiği ANSYS görseli

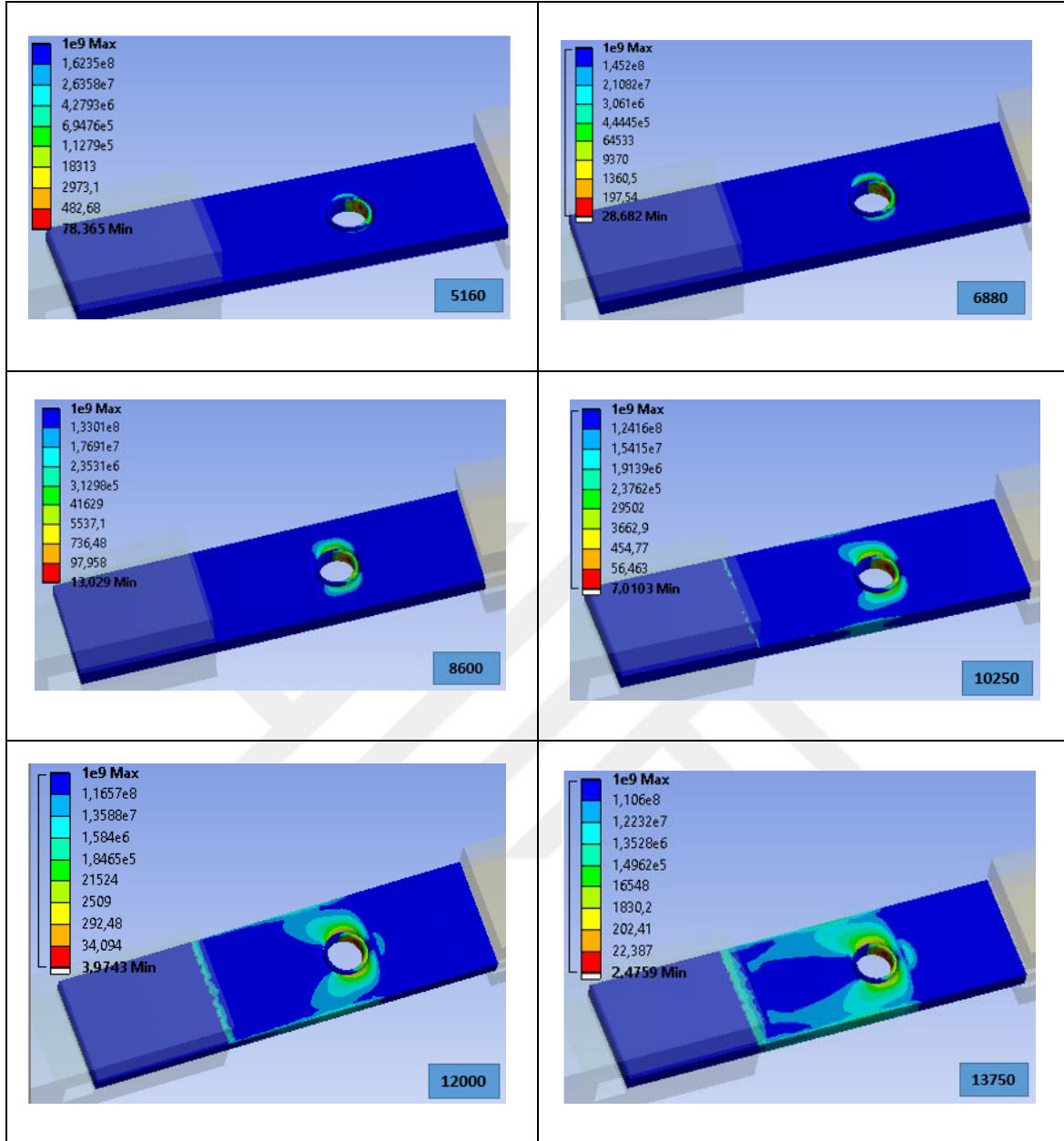
Ansysis Fatigue modülü ile gerçekleştirilen yorulma analizlerinin sonuçları şekil 6.14. , şekil 6.15. ve şekil 6.16. 'da gösterilmiştir.



Şekil 6.14. Numune – A için ANSYS analiz sonuçları (fatigue modül – strain life) – sağ altta uygulanan kuvvet verilmiştir (N)



Şekil 6.15. Numune – B için ANSYS Analiz Sonuçları (Fatigue modül – Strain Life) – Sağ Altta Uygulanan Kuvvet Verilmiştir (N)

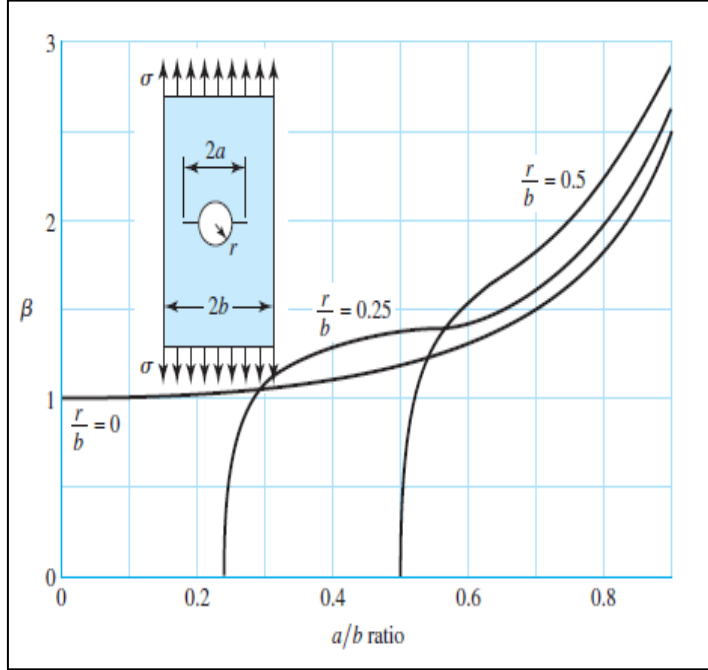


Şekil 6.16. Numune – C için ANSYS Analiz Sonuçları (Fatigue modül – Strain Life) – Sağ Altta Uygulanan Kuvvet Verilmiştir (N)

6.2. Analitik Hesaplamalar – Çatlak Yayılmaması

Bu bölümde artık numune üzerinde bir çatlak başlangıcı olduğu varsayılarak mevcut çatlak ve malzemeye bağlı kritik çatlak boyutu belirlenerek çatlak başlangıcı ile kritik boyuta ulaşana kadar geçen zaman (4.1), (4.3) ve (4.4) numaralı denklemler kullanılarak hesaplanmıştır. Başlangıçta parça üzerinde 0.2 mm bir çatlak oluşumu olduğu farz edilerek gerilim yoğunluğu(stress intensity) değeri, (4.1) numaralı eşitlik ile hesaplanmıştır.

β geometrik faktör olarak adlandırılır, test numuneleri için en uygun geometrik faktör yaklaşımı shigley' in kitabında [22] paylaştığı bir deliğin iki kenarında çatlak başlangıcının olduğu varsayılan plaka tablosudur(şekil. 6.17.).



Şekil 6.17. Geometrik faktör– iki tarafında çatlak başlangıcı olan çekme kuvveti altındaki plaka [22]

SHAPE FACTOR (shigley Fig.5-28)							2024-T3	Çatlak Büyüme Hesapları				
af (m)	ai (mm)	2a	2b	r/b	a/b	β	Kıc (Mpa/m ^{1/2})	C	m	af metre	ai = 0,0002 metre	PROPAGATION hand calc.
0.004127844	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-1161.603439	-22364.43155	21202.82811
0.006461761	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-1818.383698	-49993.60772	48175.22402
0.008421189	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-2369.78018	-80422.9364	78053.15622
0.008421189	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-2369.78018	-80422.9364	78053.15622
0.011428437	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-3216.040293	-139130.0727	135914.0324
0.011428437	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-3216.040293	-139130.0727	135914.0324
0.016389295	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-4612.059613	-265748.1931	261136.1335
0.016389295	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-4612.059613	-265748.1931	261136.1335
0.025767083	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-7251.033538	-598682.8239	591431.7903
0.045902842	0.2	5.2	20	0.24	0.26	0.9	34	1.42E-11	3.59	-12917.37378	-1687861.044	1674943.67

Şekil 6.18. Çatlak hesabı Numune – A serisi

SHAPE FACTOR (shigley Fig.5-28)							2024-T3	Çatlak Büyüme Hesapları					
af (m)	ai (mm)	2a	2b	r/b	a/b	β	K _{ic} (Mpa/m ^{1/2})	C	m		af metre	ai = 0,0002 metre	PROPAGATION hand calc.
0.0030444	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	6.801306	-856.719783	-7462.867734	6606.147951
0.0047401	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	15.05724	-1333.904272	-16521.85771	15187.95343
0.0061912	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	24.31848	-1742.242315	-26683.94072	24941.6984
0.0061912	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	24.31848	-1742.242315	-26683.94072	24941.6984
0.0083449	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	41.55769	-2348.306334	-45600.00411	43251.69777
0.0083449	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	41.55769	-2348.306334	-45600.00411	43251.69777
0.0121347	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	81.38346	-3414.794937	-89299.6209	85884.82597
0.0121347	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	81.38346	-3414.794937	-89299.6209	85884.82597
0.0189605	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	181.3189	-5335.617088	-198955.7806	193620.1635
0.0337076	0.2	8.2	20	0.3175	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	509.2994	-9485.541491	-558838.8964	549353.3549

Şekil 6.19. Çatlak hesabı numune – B serisi

SHAPE FACTOR (shigley Fig.5-28)							2024-T3	Çatlak Büyüme Hesapları					
af (m)	ai (mm)	2a	2b	r/b	a/b	β	K _{ic} (Mpa/m ^{1/2})	C	m		af metre	ai = 0,0002 metre	PROPAGATION hand calc.
0.0029704	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	6.507542	-835.903534	-7140.5295	6304.625937
0.0046373	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	14.47583	-1304.95965	-15883.89	14578.9304
0.0060884	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	23.59877	-1713.32593	-25894.223	24180.89715
0.0060884	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	23.59877	-1713.32593	-25894.223	24180.89715
0.0083449	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	41.55769	-2348.30633	-45600.004	43251.69777
0.0083449	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	41.55769	-2348.30633	-45600.004	43251.69777
0.0118542	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	78.03702	-3335.84281	-85627.668	82291.82559
0.0118542	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	78.03702	-3335.84281	-85627.668	82291.82559
0.0185221	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	173.8632	-5212.25439	-190774.83	185562.5712
0.0329282	0.2	8.2	20	0.32	0.41	0.8	34	1.42E-11	3.59	488.3573	-9266.23003	-535859.74	526593.5108

Şekil 6.20. Çatlak hesabı numune – C serisi

(4.3) ve (4.4) numaralı denklemlere bağlı olarak çatlak büyüme hesapları her numune seti için excelde formüller ve parametreler girilerek hesaplanmıştır (şekil. 6.18. , şekil. 6.19. ve şekil. 6.20.).



7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

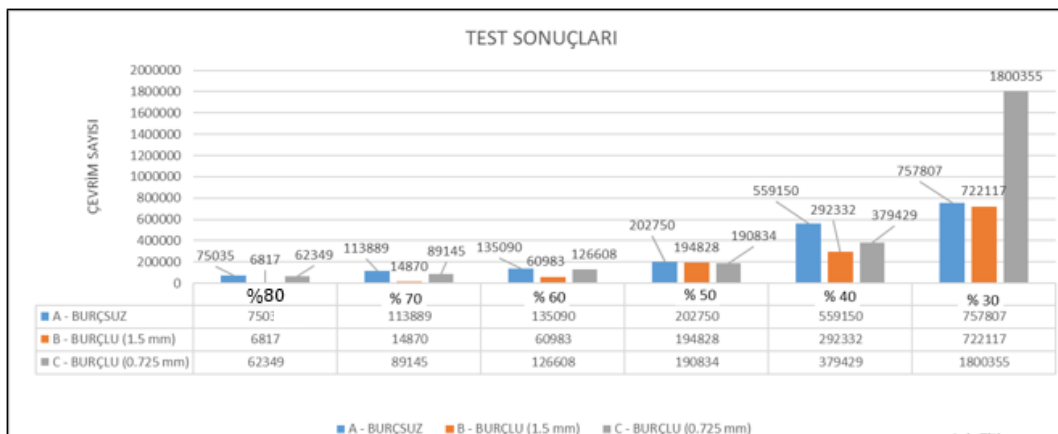
Deney sonuçlarından elde edilen çıktılar her bir yüklenme oranı için (%80, %70..) numune tipleri gruplandırılarak benzer yüklemeler altında kopana kadarki çevrim sayıları alt alta yazılmıştır (şekil. 7.1.). Sonuçlar doğrultusunda %50 ‘nin üzerindeki yüklemelerde tamirin az miktarda pozitif etkisi gözlenmemiştir. %50 ve altı yükleme değerlerinde ise ciddi oranlarda parça ömrüne katkı sağladığı gözlenmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda en genel anlamda burç ile tamir yönteminin faydalarının yüksek çevrim ömür (High Cycle Fatigue) gerekliliklerinde faydalı olduğu yorumu yapılabilmektedir.

Numune A tipi (4.8 çapında bağlayıcı ve tamirsiz) ve Numune B tipi (4.8 çapında bağlayıcı ve burç kalınlığı 1.5 mm) ile kıyaslandığında;

- Tamirli numune %50 üzerindeki yüklemelerde çok düşük değerlerde kopmuştur bu nedenle düşük çevrim tasarımlarında %50 nihai gerilme mukavemeti (UTS) üzerindeki yüklemelerde kesinlikle burç tamiri tavsiye edilmemektedir.

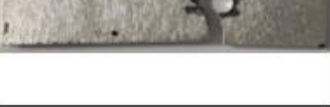
Numune B tipi (4.8 çapında bağlayıcı ve burç kalınlığı 1.5 mm) ve Numune C tipi (6.35 çapında bağlayıcı ve burç kalınlığı 0.725 mm) ile kıyaslandığında;

- Tüm yükleme tiplerinde C tipi burç tamirinin çok daha faydalı sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Bu durum bağlayıcı çapının büyük olması sebebiyle burç ve dolaylı olarak da plakanın delik yüzeyine uygulanan basma kuvvetinin pozitif etkisi (positive compression effect) ile açıklanmaktadır.



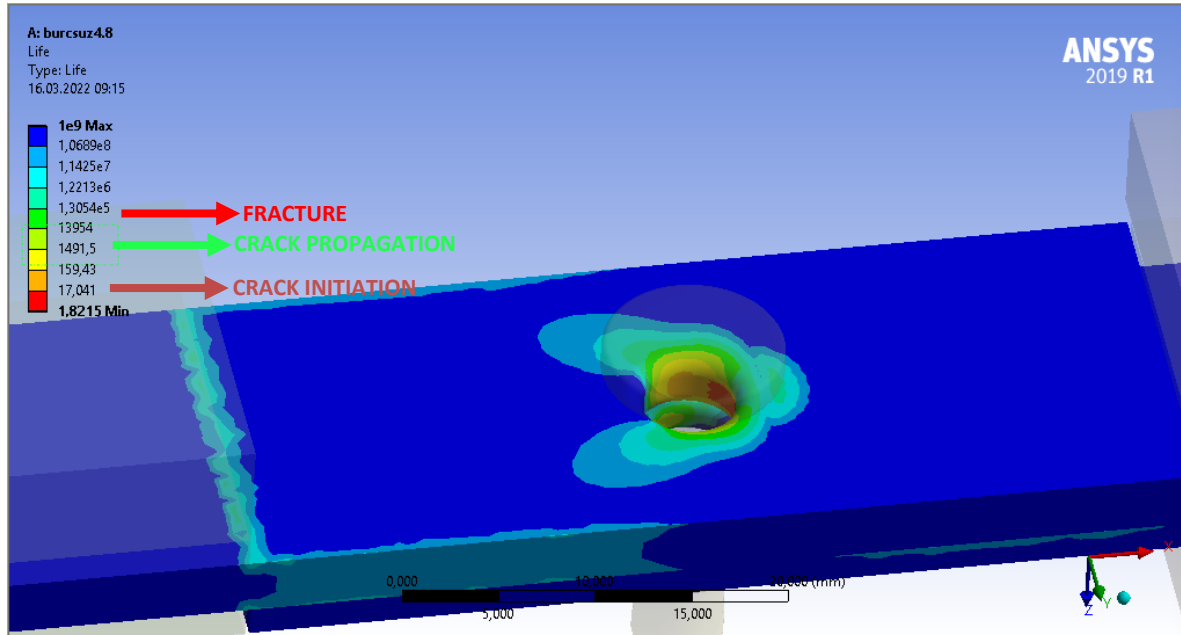
Şekil 7.1. Yorulma testi sonuçları

Şekil 7.2. tüm yükleme oranları altında numune tiplerinde meydana gelen hata tiplerinin (failure mode) gösterimidir. Yırtılma delik etrafında ya da test cihazının tutucu çenesinin sıkıldığı bölgede görülmektedir. Gerilim yığılmasının delik gibi süreksizliğin olduğu bölgelerde yoğun olarak gözlenmesi kırılmanın delik çevresinde olması beklentisini doğurmaktadır. Bazı numunelerde bu durum desteklenmekle birlikte test cihazının tutucu çenesinin olduğu bölgelerde meydana gelen kırılma ise tekrarlı yükleme kaynaklı aksel kaçıklığa bağlı gerilim yığılmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 7.2.' de delik etrafında gözlenen renk değişimleri yorulmaya bağlı korozyon davranışından kaynaklanmaktadır (Bölüm 4).

	A	B	C
% 80 Yükleme			
% 70 Yükleme			
% 60 Yükleme			
% 50 Yükleme			
% 40 Yükleme			
% 30 Yükleme			

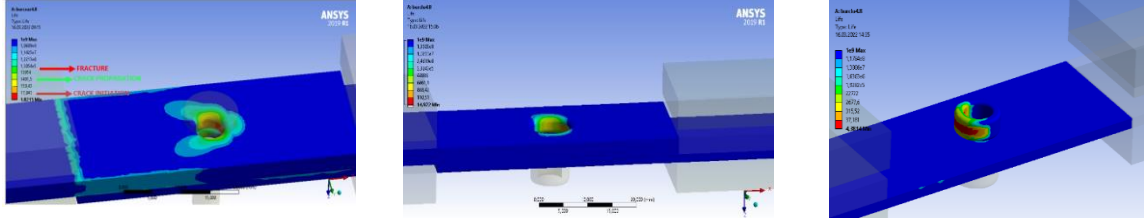
Şekil 7.2. Yükleme durumlarına göre kopma durumları görseli

Şekil 7.3. burçsuz numune tiplerinden birinin yükleme altında ömür dağılımını göstermektedir. Görselde de görüldüğü gibi deney sonuçlarında karşılaşılan iki farklı hata tipi analizde de gözlenmektedir. Delik kenarları ve tutucu çenenin numune ile birleşim noktasındaki gerilim yoğunluğu benzer aralıklarda olduğu için iki bölgede eşit kopma riskine sahiptir. Bu sebeple parçanın bu iki bölgeden yırtılıyor olması makuldür.



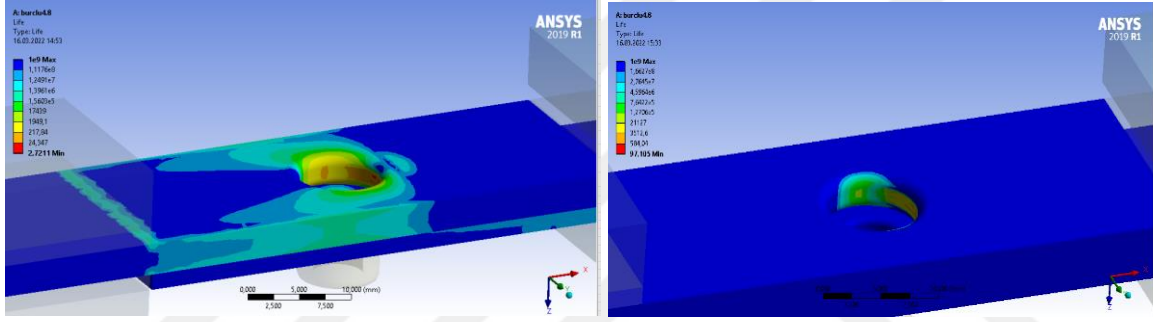
Şekil 7.3. İkinci plaka üzerinde ömür dağılımını gösteren ANSYS analiz görseli test ve analitik sonuçlara göre kırılma aşamaları yorumlanmıştır

Şekil 7.4.'de tamirsiz, tamirli plaka ve tamir burcu üzerindeki gerilim yoğunlukları gösterilmektedir. (a) ve (b) görsellerinde plakadaki delik etrafında gözlenen gerilim miktarları plakaların eni boyunca artış göstermektedir. Bu durumun sebebi plakalar üzerinde çekme kuvvetinin baskın olmasıdır. Bu gerilim artış yönü aynı zamanda yırtılma yönü olarak da ifade edilebilir. (c) görselinde ise tamir burcu üzerindeki gerilim yığılması gösterilmiştir. Burç üzerindeki en yüksek gerilme ise yataklama (bearing) kuvveti sebebi ile oluşmaktadır. Çekme kuvveti sebebi ile burcun plaka ve bağlayıcı arasında ezilmesinden kaynaklanmaktadır.



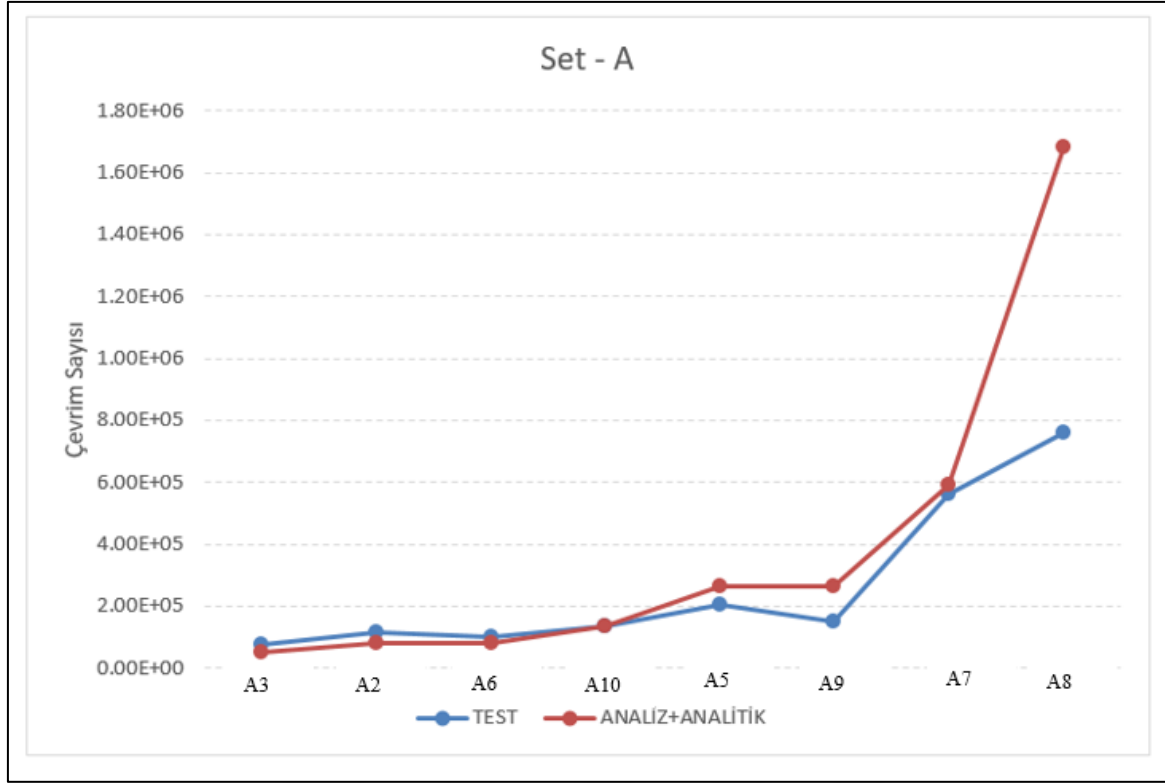
Şekil 7.4. Farklı yüklemeler altında sırasıyla (a) tamirsiz plaka-2, (b) tamirli plaka-2, (c) tamir burcu ömür dağılımı görselleri

Şekil 7.5.'de yüksek kuvvet ve düşük kuvvetle tekrarlı yüke maruz kalmış plakaların gerilim yoğunlukları gösterilmektedir. Yüksek kuvvete maruz kalmış plaka üzerinde gerilim yoğunluğu çok daha fazladır, bu sebeple daha düşük çevrimlerde yırtılma gözlenir.



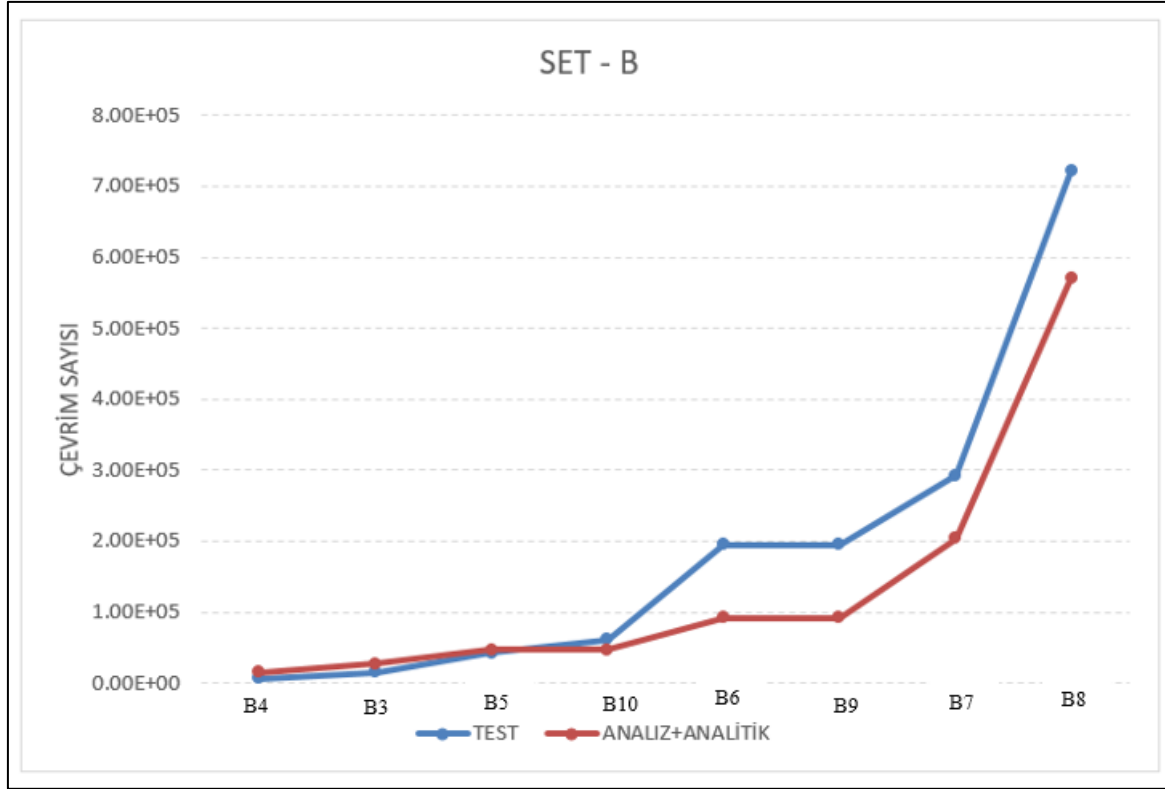
Şekil 7.5. Sırasıyla (a) yüksek kuvvet – düşük çevrim, (b) düşük kuvvet –yüksek çevrim gerilim dağılımı görseli

Şekil 7.6. , şekil 7.7. ve şekil 7.8. deney sonuçları ile analiz ve analitik hesapların toplamının kıyaslanması için hazırlanmıştır. Set – A, tamirsiz numune seti için test ve analitik hesaplar + analiz sonuçlarının yaklaşık sonuçlar verdiği gözlenmiştir. %30 yüklemeye maruz kalan numunede çevrim sayıları 10^6 üzerine çıktığı için sonsuz ömürlü kabul edilebilir bu sebeple ömür hesabı yaklaşımında gerinim ömür (strain life) yaklaşımı yerine gerilim ömür (stress life) yaklaşımını kullanmak daha doğru sonuçlar verecektir. Bu sebeple %30 yüklemeye maruz kalan numunenin çevrim sayısında farklılıklar gözlenmesi doğaldır.



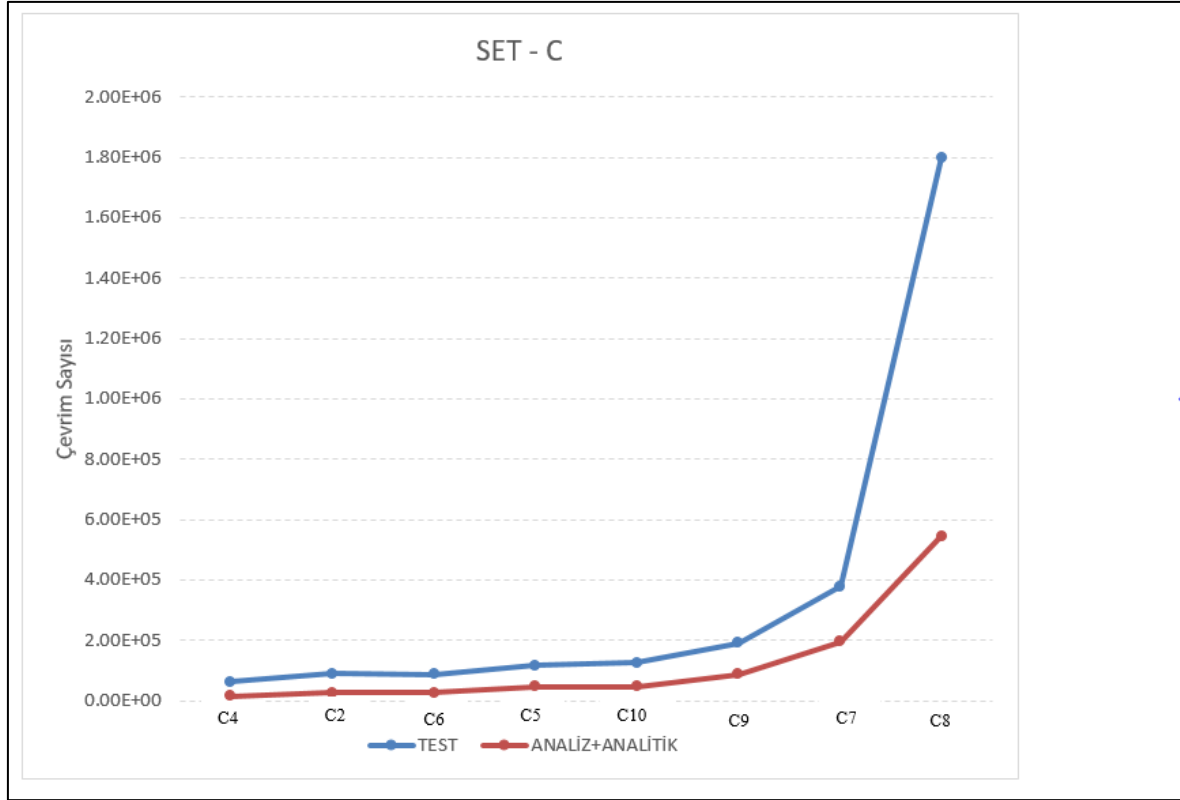
Şekil 7.6. Numune a seti için test sonuçları ve analiz+analitik sonuçların karşılaştırılması

Set – B, kalın burç ile tamir yapılmış numune tipi ise %60 ve üzeri yüklemelerde yaklaşık sonuçlar verirken, %60 ve altındaki yüklemelerde test sonuçlarının analitik ve numerik hesaplara oranla daha yüksek çevrimlerde kopmaktadır. Bu durumun sebebinin burç dış yüzeyi ile plaka deliğinin yüzeyi arasında tekrarlı yüklenmeye bağlı olarak oluşan pozitif basma etkisi (compression zone effect) olduğu düşünülmektedir. Analizde burç ve plaka arasındaki etkileşim modellenmiştir fakat analitik yaklaşımlarla bu etkiyi hesaplamak mevcut durumda mümkün olmamaktadır.



Şekil 7.7. Numune b seti için test sonuçları ve analiz+analitik sonuçların karşılaştırılması

Set – C için ise tüm yüklemelerde analitik ve numerik hesaplamalardan elde edilen sonuçlar test sonuçlarından daha düşük değerleri vermektedir. Bu durumun sebebi Set – B tipinde de gördüğümüz pozitif basma kuvveti etkisi ile açıklanabilir. Set - B ve Set - C numunelerinde tamir uygulanan plaka tamamen aynı olmakla birlikte tamir burcunun kalınlığı ve buna bağlı olarak içine çakılan bağlayıcının çapı farklılık göstermektedir. Set- C’ de kullanılan bağlayıcının çapı daha büyük olduğu için basma kuvveti uygulanan alan daha da büyüktür ve buna bağlı olarak çatlak büyümesini daha fazla yavaşlatmakta ve çevrim sayısını artırmaktadır. Böylece tamir uygulanan parçayı istenilenden çok daha fazla kuvvetlendirme riski doğurmaktadır. Bu durumlarda fazla kuvvetlenen bölge üzerine daha çok gerilim çekerek yapı üzerinde beklenmeyen kırılmalara sebep olabildiği için tercih edilmemelidir.



Şekil 7.8. Numune c seti için test sonuçları ve analiz+analitik sonuçların karşılaştırılması

7.1. Sonuçlar ve Gelecek Çalışmalar

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen analitik hesaplamalar, analizler ve testler sonucunda iki farklı burç tamiri uygulanmış ve tamir uygulanmamış numunelerin tekrarlı yükler altında ömür değerleri kıyaslanmıştır. Kopma kuvvetinin %50'si ve altındaki kuvvet değerlerinde tekrarlı yüklemeye maruz kalan burç tamiri uygulanmış numunelerde tamirin pozitif etkileri gözlenmiştir. Bunun üzerindeki yüklemelerde parça çok düşük çevrimlerde kırılmaya uğramış ve uygulanan tamir mekanik olarak katkı sağlamamış sadece büyüyen deliğe dolgu görevi görmüştür.

Bunun yanında uygulanan tamirlerde kullanılan farklı çaplardaki bağlayıcılar çap büyüklükleri ile doğru orantılı olarak delik çevresinde pozitif basma etkisine bağlı olarak çatlağın büyümesini geciktirmiş ve kırılmaya kadarki çevrim sayısını artırmıştır. Fakat uygulanan tamirin parçanın orijinalinden daha kuvvetli olması istenmeyen bir durumdur. Bu sebeple tamirsiz numune ile aynı bağlayıcının kullanıldığı tamir tipi istenilene daha yakın sonuçlar sunmuştur.

Numune ve test sayısı artırılarak ilgili numune setlerinin ömür hesaplarına ilişkin daha fazla veri elde edilebilir. Bunun yanında numune B setinde olduğu gibi bağlayıcı çapı orijinal tasarım ile paralel kullanılarak burç dış çapı değişimine bağlı tamirin parça ömrüne etkisi ve bu durumlardaki basma kuvvetinin pozitif etkisinin artış ve etkisizleşme durumları çalışılabilir. Basma kuvvetinin etki durumunun formüle edilmesinin parametrik burç tamirleri için önemli bir girdi oluşturacağı düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

1. Chakherlou, T.N., Mirzajanzadeh, M., Vogwell, J. (2009). Experimental And Numerical Investigations Into The Effect Of An Interference Fit On The Fatigue Life Of Double Shear Lap Joints. *Engineering Failure Analysis*, 16, 2066-2080.
2. Nejad, R.M., Filippo, B., Tohidi, M. (2021). Fatigue performance prediction of Al-alloy 2024 plates in riveted joint structure. *Engineering Failure Analysis*, 126, 1350-6307.
3. Chakherlou, T.N., Vogwell, J. (2003). The effect of cold expansion on improving the fatigue life of fastener holes. *Engineering Failure Analysis*, 10(1), 13-24, 1350-6307.
4. Liu, J., Shao, X.J., Liu, Y.S., Yue, Z.F. (2008). Effect of cold expansion on fatigue performance of open holes. *Materials Science and Engineering*, 477(1), 271-276, 0921-5093.
5. Kiral, B.G. (2010). Effect of the clearance and interference-fit on failure of the pin-loaded composites. *Materials & Design*, 31(1), 85-93, 0261-3069.
6. Chakherlou, T.N., Abazadeh, B. (2012). Experimental and numerical investigations about the combined effect of interference fit and bolt clamping on the fatigue behavior of Al 2024-T3 double shear lap joints. *Materials & Design*, 33(1), 425-435, 0261-3069.
7. Wanhill, R.J.H. (2017). Fatigue Requirements for Aircraft Structures (Chapter-2). *Aircraft Sustainment and Repair*. Butterworth-Heinemann. 17-40.
8. Hashemi, R., Keikhosravy, M., Soutis, C. (2010). A finite element stress analysis of aircraft bolted joints loaded in tension. *The Aeronautical Journal*, 114, 315-320.
9. Giglio, M. (1999). FEM submodelling fatigue analysis of a complex helicopter component. *International Journal of Fatigue*, 445-455, 0142-1123.
10. Goranson, U.G. (1998). Fatigue issues in aircraft maintenance and repairs. *International Journal of Fatigue*, 413-431, 0142-1123.
11. McEvily, A.J. (2013). *Metal Failures* (2nd edition). New Jersey: Wiley.
12. Marazani, T., Madyira, D.M., Akinlabi, E.T. (2016, 3-5 October). *Repair of cracks in metals: A review*. 14th Global Conference on Sustainable Manufacturing, Stellenbosch, South Africa, 673-679.
13. Heller, M., Hill, T.G, Williams, J.F., Jones, R. (1989). Increasing the fatigue life of cracked fastener holes using bonded repairs. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 1-8, 0167-8442.
14. FHWA Publication No. FHWA-IF-13-020 (2013). Manual for Repair and Retrofit of Fatigue Cracks in Steel Bridges. FHWA. Washington.

15. Xiao, J., Qin, W., Xu, S. (2021). Interference and thickness design of bushing of connecting rod small end for Anti-loosening. *Engineering Failure Analysis*, 127(1), 1350-6307.
16. Whitley, D.W. (2013). *Interacting stress concentration factors and their effect on fatigue of metallic aerostructures*. Doctoral Dissertations, Missouri University of Science and Technology, USA.
17. Internet: Browell, R. (2006). Calculating and Displaying Fatigue Results The ANSYS Fatigue Module has a wide range of features for performing calculations and presenting analysis results. Web: <https://www.ozeninc.com/wp-content/uploads/2021/02/fatigue.pdf>. Erişim Tarihi: 20.03.2007.
18. Kebir, T., Mohamed, B., Abdelkader, M. (2017). Simulation of the cyclic hardening behavior of aluminum alloys. *Mechanical Engineering*, 79, 240-249.
19. Bruhn, E.F. (1973). *Analysis and design of flight vehicle structures*. Indianapolis: S.R. Jacobs.
20. MIL-HNDBK-5J. (2003). Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures.
21. Pilkey, W.D. (2007). *Peterson's stress concentration factors*. (2nd edition). Newyork: Wiley –Interscience, 387.
22. Budynass, R.G., Nisbett, J.K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. (8th edition), Newyork: McGraw Hill.
23. Kulak, G.L., Fisher, J.W., Struik J.H. (2001). *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints* (Second Edition). Chicago.
24. Dowling, N.E., *Mechanical Behavior of materials, Engineering methods for deformation, fracture and fatigue*. (4th edition). U.K.: Pearson.
25. Hussein, G.H., Al-Shammari M.A., Takhakh A.M., Al-Waily M. (2020). Effect of Heat Treatment on Mechanical and Vibration Properties for 6061 and 2024 Aluminum Alloys. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 43(1), 48-66.
26. Anitha, R. (2001). Critical parameters influincing the quality of prototypes in fused deposition modelling. *Journal of Materials Processing Technology*, 306(1), 118, 380-386.
27. Senthil, K., Iqbal, M.A., Chandel P.S., Gupta N.K. (2017). Study of the constitutive behavior of 7075-T651 aluminum alloy. *International Journal of Impact Engineering*, 108(1), 171-190, 0734-7438.
28. Zhao, T., Jiang, Y.(2008). Fatigue of 7075-T651 aluminum alloy. *International Journal of Fatigue*. 834-849, 0142-1123.
29. Allan, R. N., Fisher, J. W. (1967). Behavior of bolted joints with oversize or slotted holes. *Leigh University, Department of Civil Engineering*, Bethlehem.

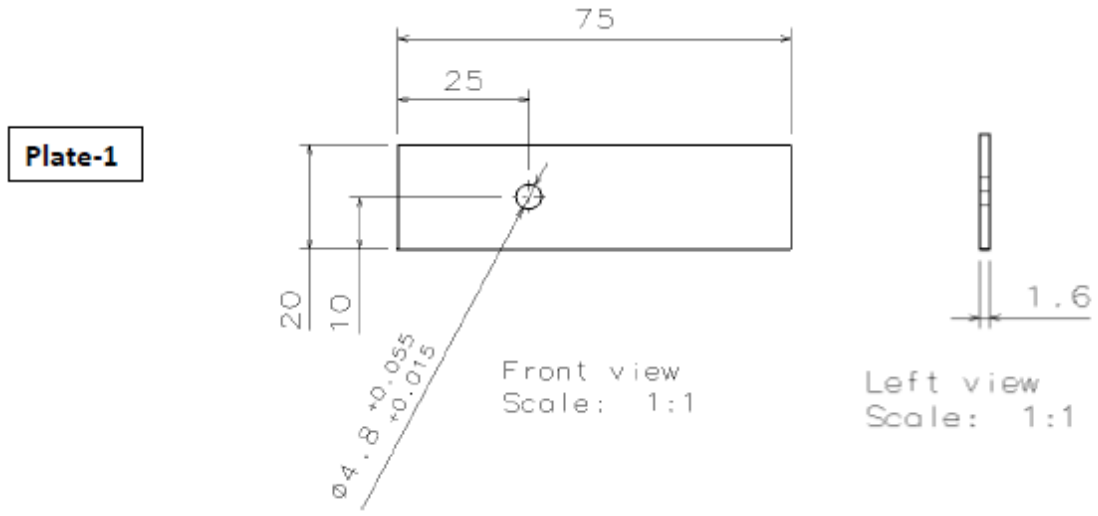
30. Naval Air Systems Command (2018). Engineering Handbook Series For Aircraft Repair General Manual for Structural Repair, Navair 01-1A-1. Atos. USA.
31. Chakherlou, T.N, Oskouei, R.H, Vogwell, J. (2008). Experimental and numerical investigation of the effect of clamping force on the fatigue behaviour of bolted plates. *Engineering Failure Analysis*, 15, 563–74.
32. Chakherlou, T.N., Abazadeh, B. (2012). Investigating clamping force variations in Al2024-T3 interference fitted bolted joints under static and cyclic loading. *Materials & Design*, 128-136, 0261-3069.
33. Kim, J., Yoon, J., Kang, B. (2006). Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. *Applied Mathematical Modelling*, 31(5), 895-911, 0307-9048.
34. Hoang, T.D., Herbelot, C., Imad, A. (2012). On failure mode analysis in a bolted single lap joint under tension-shearing,. *Engineering Failure Analysis*, 9–25, 1350-6307.
35. Anand, L., Parks, D.M. (2004). Defect Free Fatigue. *MIT Mechanical Engineering*. Cambridge, Massachusetts.
36. Tayeb, K., Nehari, T., Mohamed, B, Abidine, H. (2019). *Simulation of fatigue damage under variable loading*. 2ème Journée de Structures et Développement Durable, Algeria.
37. Sahu, J. (2008). *Effect of 475C Embrittlement on the Fatigue Behaviour of a Duplex Stainless Steel*. Doctoral Dissertations, Siegen Universty, Mechanical Engineering Department, Siegen.
38. Sobieck, T., Atadero, R., Mahmoud, H. (2015). Predicting Fatigue Service Life Extension of Bridges with Externally Bonded CFRP Repairs. *Colorado State University*. Colorado.



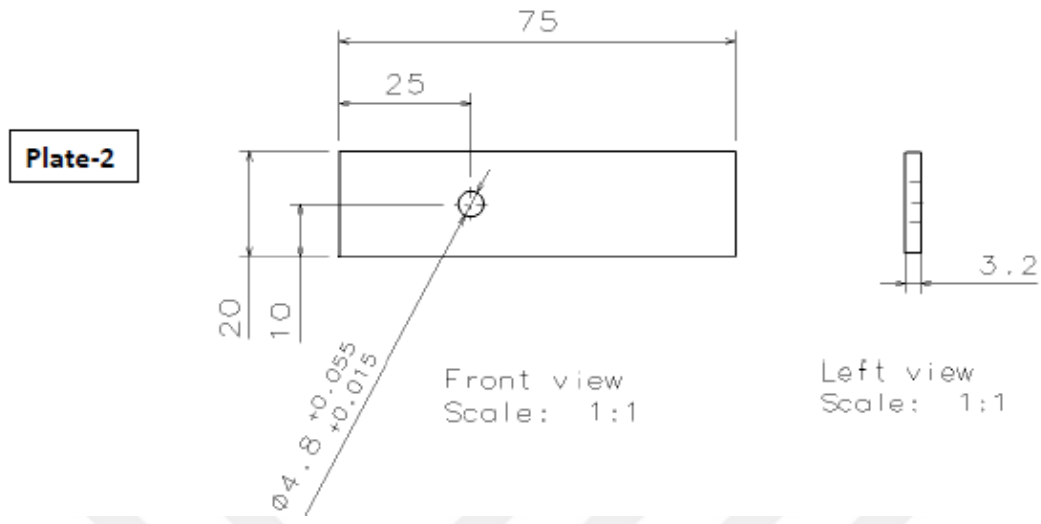


EKLER

EK-1. Plaka-1 Ölçüleri

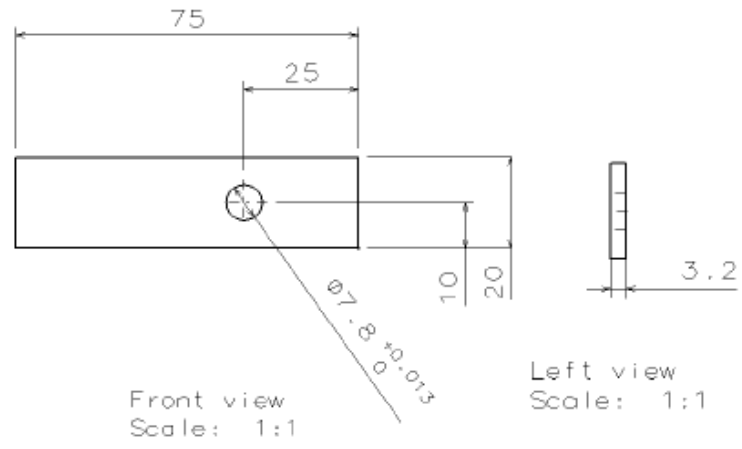


EK-2. Plaka-2 Ölçüleri

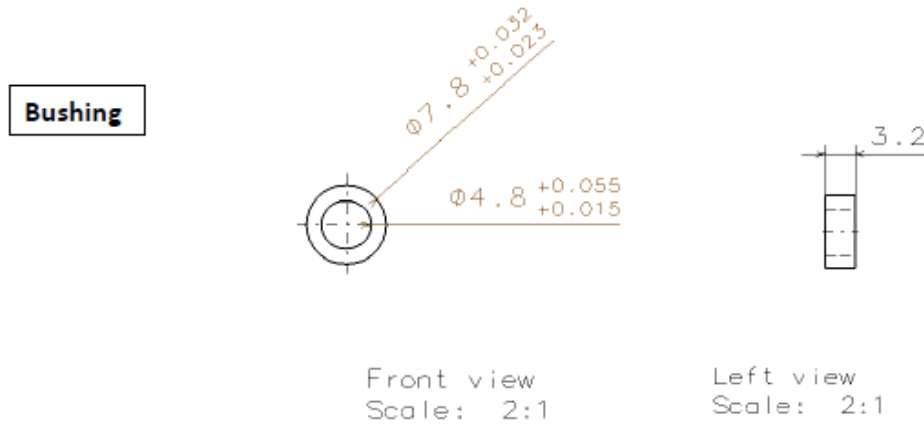


EK-3. Plaka-3 Ölçüleri

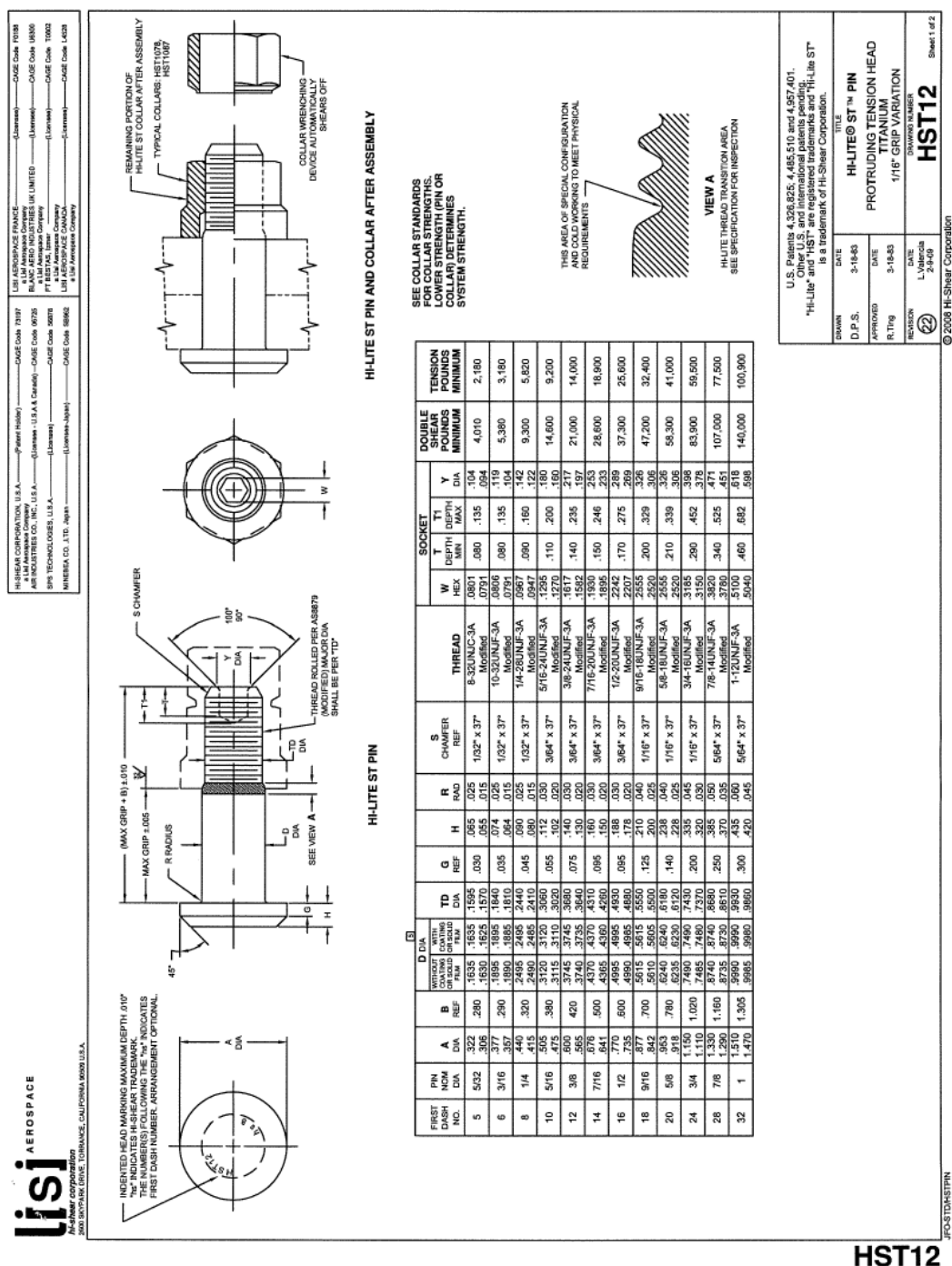
Plate-3



EK-4. Burç Ölçüleri



EK-5. Bağlayıcı Mekanik Özellikleri





GAZİ GELECEKTİR..