KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİNEK TİP ARAÇLARDA KULLANILAN FARKLI KAYNAK BOYUT VE KONUMLARI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ AMORTİSÖR DENGELEYİCİ KOL BRAKETİNE AİT KAYNAK BÖLGELERİNİN YORULMA DAYANIMININ İNCELENMESİ

İLKAY AKKOYUN

KOCAELİ 2020

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİNEK TİP ARAÇLARDA KULLANILAN FARKLI KAYNAK BOYUT VE KONUMLARI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ AMORTİSÖR DENGELEYİCİ KOL BRAKETİNE AİT KAYNAK BÖLGELERİNİN YORULMA DAYANIMININ İNCELENMESİ

İLKAY AKKOYUN

Prof. Dr. Mehmet UÇAR
Danışman, Kocaeli Üniv. .....

Doç. Dr. Abdulkadir CENGİZ
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Doç. Dr. Hüseyin Kürşat ÇELİK
Jüri Üyesi, Akdeniz Üniv. .....

Tezin Savunulduğu Tarih: 12.08.2020

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında süspansiyon sistemlerinde kullanılan amortisör üzerindeki dengeleyici kol braketinin MAG kaynağı ile birleştirilmesinin ardından oluşan kaynaklı bölgenin yorulma analizlerinin uygulanması ele alınmıştır. MAG kaynak uygulama prosesinde deneysel parametre olarak belirlenen kaynak pozisyonu ve kaynak boyunun kaynak yorulma performansına etkileri incelenmiştir. Kaynak ile birleştirilen amortisör rezerve komple numuneleri Uluslararası Kaynak Enstitüsünün önermiş olduğu sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir ve yapılan analiz çalışmasının doğrulaması deneysel olarak saha koşulları yansıtılarak test atölyesinde yapılmıştır. Çalışmanın sonunda uygun olan kaynak modeli belirlenmiştir.

Tez çalışmamda desteğini esirgemeyen, çalışmalarımda yol gösteren, her zaman güvenen değerli danışmanım Prof.Dr. Mehmet UÇAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca görüşleri ile çalışmalarıma katkıda bulunan, desteğini esirgemeyen takım liderim Ertuğrul ÇAKMAKÇI ve değerli takım arkadaşım uzman mühendis Tayfun TUNÇ'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamda gösterdiği ilgi ve desteği için farklı firmalarda birlikte çalışma fırsatı bulduğum Metin GÜNDOĞ'a ayrıca teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz -2020 İlkay AKKOYUN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
TABLOLAR DİZİNİ vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ vii
ÖZET ix
ABSTRACT x
GİRİŞ 1
1. GENEL BİLGİLER 2
1.1. Amaç ve Kapsam 2
1.2. Literatür Araştırması 3
2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER 9
2.1. Bağımlı Süspansiyon Sistemleri 10
2.2. Bağımsız Süspansiyon Sistemleri 11
2.3. Mac Pherson Tipi Süspansiyon 11
2.4. Süspansiyon Yayları 13
2.5. Amortisörler 13
2.6. Viraj Denge Çubuğu ve Z Rod 15
2.7. Amortisör Dengeleyici Kol Braketi 18
3. MATERYAL VE YÖNTEM 20
3.1. Kaynak 20
3.2. Metal Aktif Gaz (MAG) Kaynak Yöntemi 22
3.3. Mag Kaynağının Sanayide Kullanımının Avantajları 23
3.4. Mag Kaynağının Sanayide Kullanımının Dezavantajları 24
3.5. Koruyucu Gaz 24
3.6. Elektrodlar 25
3.7. Amortisör ile Dengeleyici Kol Braket Kaynağını Etkileyen Parametreler 27
3.7.1. Amortisör dengeleyici kol braket kalınlığı 27
3.7.2. Amortisör dengeleyici kol braketi malzeme mekanik özellikleri 28
3.7.3. Rezerve borusu ve kalınlığı 28
3.7.4. Rezerve borusu malzeme mekanik özellikleri 29
3.7.5. Malzeme kimyasal kompozisyonu ve eşlenik değeri 30
3.7.6. Kaynak pozisyonu 31
3.7.7. Kaynak dikiş kalınlığı 32
3.7.8. Kaynak dikiş uzunluğu 33
3.7.9. Kaynak teli ve çapı 35
3.7.10. Kaynak teli besleme hızı 35
3.7.11. Koruyucu gaz ve debisi 36
3.7.12. Kaynak makine parametreleri ve kaynak akımı 36
3.7.13. Kaynak gerilimi ve voltaj 37
3.8. Amortisör Dengeleyici Kol Braket Kaynak Prosesi 38

3.9. Kaynak Kalınlığı ve Kaynak Penetrasyonu 41
4. YORULMA TEORİSİ VE IIW YORULMA ÖMÜR YAKLAŞIMI 42
4.1. Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanımlar 44
4.1.1. Semboller ve tanımlar 44
4.1.2. Sinüzoidal dalgalanan gerilme durumu (alternatif gerilme) 45
4.1.3. Tekrarlı gerilme durumu (titreşimli gerilme hali) 46
4.1.4. Tam değişken gerilme durumu 46
4.1.5. Smith diagramının çizilmesi 47
4.2. Kaynak Bağlantılarının Kalitesi 48
4.3. Kaynak Bağlantılarının Emniyeti 48
4.4. Kaynaklı Bağlantıların Yorulma Tahminlerinde Kullanılan Yaklaşımlar 50
4.4.1. Ortalama gerilme yaklaşımı 52
4.4.2. Duyarlı gerilme yaklaşımı 52
4.4.3. Etkin çentik gerilmesi yaklaşımı 53
4.4.4. Kırılma mekaniği yaklaşımı 54
4.5. Uluslararası Kaynak Enstitüsünün (IIW) Önerdiği Kaynaklı Yapılarda Yorulma Ömür Hesap Yaklaşımı 55
4.6. Kaynaklı Tasarım Bölgesinde Sonlu Elemanlar Yöntemi Uygulaması ve Paket Program ile Yorulma Dayanımı Hesaplanması 56
4.6.1. Rezerve komple modellerinin bilgisayar destekli tasarım programı ile tasarlanması 57
4.6.2. Bilgisayar destekli analiz programı ile statik basma ve çekme dayanımlarının hesaplanması 58
4.6.3. Kaynaklı yorulma ömürlerinin paket program ile hesaplanması 63
5. BULGULAR VE TARTIŞMA 67
5.1. Kaynak Tasarımların Paket Program İle Yorulma Hesabı 67
5.1.1. Versiyon 1 kaynaklı tasarım yorulma hesabı 67
5.1.2. Versiyon 2 kaynaklı tasarım yorulma hesabı 68
5.1.3. Versiyon 3 kaynaklı tasarım yorulma hesabı 69
5.1.4. Versiyon 4 kaynaklı tasarım yorulma hesabı 70
5.1.5. Versiyon 5 kaynaklı tasarım yorulma hesabı 71
5.1.6. Versiyon 6 kaynaklı tasarım yorulma hesabı 72
5.1.7. Versiyon 7 kaynaklı tasarım yorulma hesabı 73
5.1.8. Sonlu elemanlar yöntemi ile ilgili bulgular 74
5.2. Kaynaklı Rezerve Komple Numunelerinin Deneysel Olarak Test Edilmesi 74
5.2.1. Versiyon 1 deney sonuçları 76
5.2.2. Versiyon 6 deney sonuçları 76
5.2.3. Versiyon 1 mikroskop çatlak görüntüsü 77
5.2.4. Versiyon 6 mikroskop çatlak görüntüsü 78
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 79
KAYNAKLAR 82
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER 85
ÖZGEÇMİŞ 86

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Sönümlenmiş ve sönümlenmemiş titreşimin aks, şase ve yolcuya etkisi 10
Şekil 2.2. Bağımlı süspansiyon sistemi 10
Şekil 2.3. Bağımsız süspansiyon sistemi 11
Şekil 2.4. Mac Pherson süspansiyon sistemi 12
Şekil 2.5. Mac Pherson tipi ön amortisör 14
Şekil 2.6. Yalpa eylemi yapan ticari araç 15
Şekil 2.7. Taşıt gövdesi ve yalpa modeli 16
Şekil 2.8. Viraj denge çubuğu ve Z rod ilişkisi 17
Şekil 2.9. Amortisör dengeleyici kol braket 18
Şekil 2.10. Kelebek tipi braket 18
Şekil 2.11. I tipi braket 19
Şekil 3.1. Kaynak sınıflandırması 21
Şekil 3.2. MAG kaynak metodu 22
Şekil 3.3. Gazaltı kaynak donanımı 23
Şekil 3.4. Amortisör dengeleyici kol braketi 27
Şekil 3.5. Rezerve borusu 29
Şekil 3.6. Amortisör dengeleyici kol braketi kaynak kombinasyon dağılımları 32
Şekil 3.7. Kaynak dikiş kalınlığı 32
Şekil 3.8. Amortisör dengeleyici kol braketi - kaynak dikiş kalınlığı dağılımı 33
Şekil 3.9. Rezerve komple çalışma modelleri 35
Şekil 3.10. Kaynak akımı ve nüfuziyet 37
Şekil 3.11. Kaynak voltajı ve nüfuziyet 37
Şekil 3.12. Amortisör dengeleyici kol kaynak fikstürü 38
Şekil 3.13. MAG kaynak prosesi 39
Şekil 3.14. Robotik kaynak prosesi 39
Şekil 3.15. Sızdırmazlık prosesi 40
Şekil 3.16. Rezerve komple test modelleri 40
Şekil 3.17. Kesim yapılmış kaynak modelleri 41
Şekil 4.1. Wöhler eğrisi 43
Şekil 4.2. Gerilme-zaman grafiği 44
Şekil 4.3. Sinüzoidal dalgalanan çekme grafiği 45
Şekil 4.4. Tekrarlı gerilim 46
Şekil 4.5. Tam değişken gerilme grafiği 46
Şekil 4.6. Smith diagramının çizilmesi 47
Şekil 4.7. Dinamik zorlanmalar için V1 faktörü değerleri 49
Şekil 4.8. Kaynak kesitinde gerilme ve önemli boyutlar 50
Şekil 4.9. Yorulma tahmininde kullanılan gelişmeler 51
Şekil 4.10. Açılış açısı (θ) ve kaynak radyusları (r) 53
Şekil 4.11. Yapısal sıcak nokta geriliminin belirlenmesi 56
Şekil 4.12. Rezerve komple modeli tasarımı 57
Şekil 4.13. Rezerve komple teknik resim 58

Şekil 4.14. Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilecek modeller 58
Şekil 4.15. Mesh operasyonu yapılan modeller 60
Şekil 4.16. Kaynak modeline uygulanacak kuvvet 61
Şekil 4.17. Kaynak modelinin mesnetlenmesi 61
Şekil 4.18. Z rod montaj 62
Şekil 4.19. Çekme dayanımı için maksimum asal gerilme hesaplanması 62
Şekil 4.20. Yorulma ömür paket program arayüzü 63
Şekil 4.21. Hesaplanan çekme dayanımlarının aralıklı noktalar ile programa yazılması 64
Şekil 4.22. Yorulma hesabında kullanılacak olan çekme dayanımı maksimum asal gerilme hesaplanması 65
Şekil 4.23. Yorulma hesabında kullanılacak olan basma dayanımı maksimum asal gerilme hesaplanması 65
Şekil 4.24. Paket programda yorulma ömür değerlerinin okunması 66
Şekil 5.1. Versiyon 1 yorulma ömür hesabı 67
Şekil 5.2. Versiyon 1 yorulma ömür hesap grafiği 67
Şekil 5.3. Versiyon 2 yorulma ömür hesabı 68
Şekil 5.4. Versiyon 2 yorulma ömür hesap grafiği 68
Şekil 5.5. Versiyon 3 yorulma ömür hesabı 69
Şekil 5.6. Versiyon 3 yorulma ömür hesap grafiği 69
Şekil 5.7. Versiyon 4 yorulma ömür hesabı 70
Şekil 5.8. Versiyon 4 yorulma ömür hesap grafiği 70
Şekil 5.9. Versiyon 5 yorulma ömür hesabı 71
Şekil 5.10. Versiyon 5 yorulma ömür hesap grafiği 71
Şekil 5.11. Versiyon 6 yorulma ömür hesabı 72
Şekil 5.12. Versiyon 6 yorulma ömür hesap grafiği 72
Şekil 5.13. Versiyon 7 yorulma ömür hesabı 73
Şekil 5.14. Versiyon 7 yorulma ömür hesap grafiği 73
Şekil 5.15. Yorulma ömür hesabı yapılmış tüm modeller 74
Şekil 5.16. Deneysel yorulma ömür testi 75
Şekil 5.17. Versiyon 1 test sonucu 76
Şekil 5.18. Versiyon 6 test sonucu 77
Şekil 5.19. Versiyon 1 mikroskop çatlak görüntüsü 78
Şekil 5.20. Versiyon 6 mikroskop çatlak görüntüsü 78
Şekil 6.1. Versiyon 1 ve versiyon 6 karşılaştırmalı görüntüler 79
Şekil 6.2. Versiyon 1 ve Versiyon 6 sonlu elemanlar analizi ve deneysel testin karşılaştırılması 80
Şekil 6.3. SEA tüm modellerin grafiksel gösterimi 80

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 3.1. Gazaltı kaynak parametreleri 24
Tablo 3.2. Gazaltı kaynak yönteminde kullanılan elektrodlar..... 26
Tablo 3.3. Amortisör dengeleyici kol braketi çekme testi sonuçları 28
Tablo 3.4. Rezerve borusu çekme testi sonuçları 30
Tablo 3.5. Kaynak dikiş uzunluğu..... 34
Tablo 3.6. Kaynak makina ana parametreleri ve yardımcı parametreleri 38
Tablo 4.1. Sonlu elemanlar programında kullanılan malzemelerin mekanik özellikler tanımlanması 59
Tablo 4.2. Hesaplamada kullanılacak olan gerilme aralığının paket programa girilmesi 66

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	:	Genlik oranı, (%)
a	:	Kaynak en kesiti, mm
A_5/A_{10}	:	Kopma uzama oranı, (%)
e	:	Yorulma dayanım eğimi, (%)
F	:	Kuvvet, N
$F_{ön}$	:	Öngerilme kuvveti, (N)
I	:	Kaynak akımı (kA)
l	:	Kaynak dikiş boyu, (mm)
R	:	Gerilme oranı, (N/mm^2)
R_{eH}	:	Üst Akma Dayanıklılığı, (N/mm^2)
rf	:	Farazi yarıçap, (mm)
rg	:	Çentik uç yarıçapı, (mm)
R_m	:	Çekme Kopma Mukavemeti, (N/mm^2)
$R_{p0,2}$	:	%2 genlik sınırı, (N/mm^2)
s	:	Birleşik etki çarpanı, (mm)
T	:	Kaynak süresi, (ms)
t	:	Metal kalınlığı, (mm)
T_{em}	:	Kayma emniyet gerilmesi, (N/mm^2)
T_k	:	Kayma gerilmesi, (N/mm^2)
T_{kem}	:	Kaynak kayma emniyet gerilmesi, (N/mm^2)
V	:	Zayıflatma faktörü
z	:	Kaynak dikiş genişliği, (mm)
ρ	:	İçyapı destek uzunluğu, (mm)
σ_a	:	Alt gerilme, (N/mm^2)
σ_{Ak}	:	Akma gerilmesi, (N/mm^2)
σ_D	:	Sınır gerilme genliği, (N/mm^2)
σ_D	:	Yorulma sınır gerilmesi, (N/mm^2)
σ_{em}	:	Normal emniyet gerilmesi, (N/mm^2)
σ_g	:	Nominal gerilme, (N/mm^2)
σ_k	:	Çekme gerilmesi, (N/mm^2)
σ_{kem}	:	Kaynak normal emniyet gerilmesi, (N/mm^2)
σ_{kmaks}	:	Kaynak eşdeğer gerilmesi, (N/mm^2)
σ_{kmaks}	:	Kaynak eşdeğer gerilmesi, (N/mm^2)
σ_m	:	Alt gerilme, (N/mm^2)
σ_m	:	Ortalama gerilme, (N/mm^2)
σ_{max}	:	Üst gerilme, (N/mm^2)
σ_{min}	:	Alt gerilme, (N/mm^2)
σ_r	:	Gerilme aralığı, (N/mm^2)

Kısaltmalar

AIS	:	American Iron and Steel Institute (Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü)
CAD	:	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)

DIN	:	Deutsches Institut für Normung (Alman Standardizasyon Enstitüsü)
dk	:	Dakika
DP	:	Dual Phase (Çift Fazlı)
drw	:	Drawing (Çizim)
EN	:	European Norm (Avrupa Normu)
FEM	:	Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Metodu)
HBW	:	Brinell Hardness of Wolfram (Wolfram Brinell Sertliği)
IIW	:	Internetional Institute of Welding (Uluslararası Kaynak Enstitüsü)
ITAB	:	Isı Tesiri Altındaki Bölge
kA	:	Kiloamper
KED	:	Karbon Eşlenik Değeri
Kg	:	Kilogram
m	:	Metre
MAG	:	Metal Aktive Gas (Metal Aktif Gaz)
MIG	:	Metal Inert Gas (Metal Asal Gaz)
mm	:	Milimetre
MPa	:	Megapascal
ms	:	Milisaniye
N	:	Newton
Nm	:	Newton metre
OEM	:	Original Equipment Manufacturer (Orjinal Ekipman Üreticisi)
SEA	:	Sonlu Elemanlar Analizi
SEM	:	Scanning Electron Microskope (Taramalı Elektron Mikroskobu)
sn	:	Saniye
S-N	:	Stress-Number of Cycle (Gerilme-Çevrim Sayısı)
TRIP	:	Transformation Induced Plasticity (Dönüşüm Etkili Yoğrukluk)

BİNEK TİP ARAÇLARDA KULLANILAN FARKLI KAYNAK BOYUT VE KONUMLARI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ AMORTİSÖR DENGELEYİCİ KOL BRAKETİNE AİT KAYNAK BÖLGELERİNİN YORULMA DAYANIMININ İNCELENMESİ

ÖZET

Çalışma içeriğinde, binek araçlarda kullanılan bir amortisörün üzerinde bulunan amortisör dengeleyici kol braketinin farklı uzunluk ve pozisyonlarda kaynatılmış modelinin yorulma performansı, sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel yöntem kullanılarak karşılaştırılmıştır. Çalışmanın amacı farklı uzunluklarda ve gereksiz maliyet kaybına yol açacak kaynak pozisyonlarını elemine etmek ve uygun olan kaynak modelini seçmektir.

Kaynak prosesi boyunca dayanımı etkileyebilecek parametreler ortaya çıkarılmıştır. Seri imalat koşulları yansıtılarak radyal, radyal-köşe, radyal-eksenel, radyal-eksenel-köşe kaynaklarını içeren 7 farklı pozisyon ve uzunlukta MAG kaynak modeli dengeleyici kol braketi üzerine kaynatılmıştır. 7 farklı model için sonlu elemanlar analizi ile hesaplanan gerilme değerleri Uluslararası Kaynak Enstitüsünün önermiş olduğu yorulma ömür metodunda kullanılıp, Wöhler eğrilerini içeren paket program ile kaynaklı yapıların ömür tahmini hesaplanmıştır.

Paket program ile hesaplanmış modelleri doğrulama amacı ile radyal ve radyal-eksenel kaynak içeren rezerve komple test modelleri, gerçek saha koşulları yansıtılarak yorulma testine tabii tutulmuştur. Yorulma testi sonucunda radyal-eksenel tipi kaynak içeren rezerve komple modelinin daha yüksek yorulma dayanımına sahip olduğu tespit edilmiştir. Eksenel yönde uygulanan kaynağın rezerve komple kaynak numunelerinde yorulma dayanımı artışına katkı sağladığı anlaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Amortisör, Kaynak, Yorulma.

INVESTIGATION OF THE FATIGUE STRENGTH OF WELDING ZONES OF SHOCK ABSORBER'S STABBAR BRACKET COMBINED WITH DIFFERENT WELDING SIZES AND LOCATIONS USED IN PASSENGER TYPE VEHICLES

ABSTRACT

In this study, the fatigue performance of the welded model of the stabbar bracket on a shock absorber used in passenger cars in different lengths and positions was compared using FEM and experimental methods. The aim of the study is eliminating welding positions of different lengths that cause unnecessary cost and selecting the appropriate welding model to be used in future projects.

The parameters that could affect the weld strength during the welding process were identified. By reflecting mass production requirement, in total 7 different positions and lengths including radial welding, radial-fillet welding, radial-axial welding, radial-axial-fillet welding were welded onto the stabbar bracket. 7 different welded models by using FEA which calculated stress values were used in the fatigue life method proposed by the IIW, and the life estimation of the welded structures was calculated with the package program including Wöhler curves.

The outer tube assembly test models with radial welding and radial-axial welding were, with a view to validating the models tested through packaged software, subjected to the fatigue test by realizing the real field condition for. According to the results, the welding model with radial-axial type weld width has been found to have the longest life span. It has been observed the welding applied in the axial direction increases the fatigue life.

Keywords: Shock Absorber, Welding, Fatigue.

GİRİŞ

Bir taşıtın süspansiyon sistemi parametreleri, taşıtın dinamik karakteristiğini oluşturan konfor ve yol tutuş özellikleri dikkate alınarak belirlenmektedir. Konforlu bir sürüş için gerekli olan dikey yaylanma parametreleri, iyi bir yol tutuş hakimiyeti için tek başına yeterli değildir. Bu iki özelliği bir arada sağlamak için taşıtın viraj kabiliyetini arttırıcı ilave önlemler alınması gerekmektedir.

Süspansiyon sistemleri bir diğer adıyla askı sistemleri, araç gövdesi ile tekerlekler arasındaki bağlantıyı sağlayan sistemlerdir. Bu sistemler yol düzgünsüzlüklerine karşı tekerleğin devamlı yol ile temasını sağlarken, diğer yandan bu düzgünsüzlükler üzerinde ilerleyen tekerleklerin gövdeye ilettiği titreşimleri sönümlemektedirler. Titreşim sönümleme olayı araç gövdesi içinde yolculuk eden kişiler tarafından araç konforu olarak algılanmak ile birlikte tekerleğin yol ile devamlı temasının sağlanması olayı da yol tutuş olarak adlandırılmaktadır. Her ne kadar bir süspansiyon sisteminin görevi bu iki özelliği birlikte sağlamak olsa da iyi bir konfor ve yol tutuş için gerekli parametreler birbirlerinin zıttı olarak karşımıza çıkmaktadır. Yani konforlu bir sürüş için kurgulanan süspansiyon sisteminde yol tutuşun yeterli seviyede olmadığı görülmektedir. İyi konfora sahip taşıtların yol tutuş özelliklerini arttırmak için süspansiyon sistemlerinde stabiliteyi sağlayacak ilave elemanların kullanılması gerekliliği yapılan çalışmalarda ortaya çıkmıştır. Özellikle araçların viraj performanslarını geliştirmek maksadı ile viraj denge çubuklarının kullanımı yaygındır. Viraj denge çubuğu keskin dönüşlerde araç gövdesinin bir yana yatmasını engelleyerek aracın devrilmesini önlemekte yardımcıdır. Viraj denge çubuğu bütün araç tiplerinde kullanılmamaktadır. Bağımsız süspansiyon sisteminde aracın yüksek yük taşıma ve zor yol şartlarında çalışma kullanılma durumunda gerekli olmaktadır. Süspansiyon sisteminde kullanım koşulları yalpa sertliğine bağlıdır. Viraj denge çubuğu her iki ucundan Z rod aracılığı ile amortisöre bağlanmakta ve virajlarda gösterdiği burulma momenti Z rod üzerinde reaksiyon kuvveti oluşturmaktadır. Z rodun oluşturduğu bu kuvvet tekrarlanarak amortisör üzerindeki dengeleyici kol braket kaynağında, yorulma davranışı oluşturmakta ve uygun olmayan tasarım, amortisör kaynağının erken hasar görmesine neden olmaktadır.

1. GENEL BİLGİLER

Süspansiyon sistemleri araç tasarımında özellikle güvenlik ve konfor açısından dikkat edilen en önemli sistemlerden biridir. Araç gövdesi ve tekerlekler arasına yerleştirilmiş olan süspansiyon sistemi hareket halindeki araçların yol tutuşunu geliştirmekte, direksiyon hakimiyeti ile viraj dönüş kabiliyetini arttırmaktadır. Süspansiyon sistemleri lastiklerde meydana gelebilecek aşınmayı azaltıcı bir etki ile sürüş güvenliğini arttırırken aynı zamanda sürücüyü ve yolcuları rahatsız edebilecek yol koşullarından kaynaklı etkileri de azaltarak konforlu bir sürüşü gerçek kılmaktadır. Bu bölümde tezin amacı, literatür incelemesi, süspansiyon sistemi türleri, bağlantı elemanları ve fonksiyonları hakkında bilgi verilmiştir.

1.1. Amaç ve Kapsam

Viraj denge çubuğunun araçların viraj performansları geliştirmek maksadı ile kullanımı oldukça yaygındır. Viraj denge çubuğu keskin dönüşlerde araç gövdesinin bir yana yatmasını engelleyerek aracın devrilmesini önlemekte yardımcı olmaktadır.

Viraj denge çubuklarının süspansiyon sisteminde bağlantısı Z rod aracılığıyla sağ ve sol amortisörler üzerinden gerçekleşmektedir. Bu bağlantının gerçekleşebilmesi için amortisör üzerine kaynatılmış dengeleyici kol braketi kullanılmaktadır.

Bu çalışma içeriğinde, binek araçlarda kullanılan bir amortisörün üzerinde bulunan dengeleyici kol braketinin farklı uzunluk ve farklı pozisyonlarda kaynatılmış modelinin yorulma performansı, sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel yöntem kullanılarak karşılaştırılmıştır. Çalışmanın amacı farklı uzunluklarda ve gereksiz maliyet kaybına yol açacak kaynak pozisyonlarını elemine etmek ve gelen yüke karşılık uygun kaynak modelini belirlemektir.

Yorulma testi öncesi, geçmişten günümüze kadar ticari bir amortisör fabrikasında üretilmiş olan amortisör kaynak modelleri incelenmiştir, kaynak prosesi boyunca kaynak dayanımını etkileyebilecek olan parametreler ortaya çıkarılmıştır. Amortisör dengeleyici kol braketi ve kaynağının üzerine gelebilecek Z rod çubuğu kuvvet ve açı

dağılımı incelenmiştir. Böylece yorulma testlerinde kullanılacak yükler, müşteri kullanım profiline uygun hale getirilmiştir.

Yorulma ömür deneysel testlerine referans olabilme amacı ile sistemin dinamik davranışının gerçek koşullarını temsil eden sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır. Doğrulama amaçlı olarak deneysel farklı numuneler seri imalat koşullarında üretilmiştir. Test atölyesinde gerçek saha koşulları yansıtılarak MAG kaynak modellerini içeren amortisörler üzerindeki kırılma ve hasarlı yapılar incelenmiştir. Çalışma sonucunda uygun olması gereken kaynak modeli belirlenmiştir.

1.2. Literatür Araştırması

Süspansiyon sistemi sönümleme elemanı amortisör üzerinde bulunan ve bağlantı elemanı görevi bulunan dengeleyici kol braketi, yol şartlarından dolayı Z rod tarafından sürekli dinamik zorlamaya maruz bırakılmaktadır ve bu zorlama kaynakta belirli bir süre sonra hasar oluşmasına neden olmaktadır. Literatür incelendiğinde kaynaklı yapıların yorulma dayanımını inceleyen çalışmalar ve yöntemler özetlenmiştir.

Aydoğdu ve Genel'in 2002 yılında yapmış olduğu çalışmada; tekrarlı gerilmelere maruz kalan makine konstrüksiyonlarında oluşan hasarın başlıca nedenin yorulma olduğu tespit edilmiş ve hasar analizi sonuçlarından çelik yapılarda yorulma çatlağının sıklıkla gerilme yığılmasının yüksek olduğu çentik etkisine sahip kaynak geometrilerinden başladığı anlaşılmıştır. Gerilme yığılmasının oluştuğu noktalar haricinde kaynak bağlantısının yorulma özelliklerine etkileyen çok fazla etken bulunduğu ve kaynak bağlantısın ana metale göre düşük yorulma mukavemetine sahip olduğu belirtilmiştir. Aydoğdu ve Genel bu çalışmada gazaltı ve ark kaynağı ile birleştirilmiş kaynak bağlantılarının yorulma ömrüne etkileyen faktörleri detaylandırmış ve yorulma performansını arttırmaya özgün teknikleri ortaya koymuştur. Bir yöntemin diğerine olan üstünlüğünün malzeme özelliği ve bazı teknolojik şartlara bağlı olduğu tespit edilip kaynak dikişinde yapılacak taşlama, çekiçle dövme ve bilya püskürtme işleminin; çekme gerilme dayanımını arttırdığı, gerilme giderme tavlamasının da basma dayanımını iyileştirildiği ortaya konmuştur. Kaynak konstrüksiyonunda çekme artık gerilmesinin azaltılması ve çatlak oluşumunu

geciktirici etkiye sahip uygulamaların bağlantının yorulma ömrünü iyileştirdiği vurgulanmıştır [1].

Nelson ve Tirrel yapmış oldukları 2013 yılındaki çalışmada çift taraflı köşe kaynağı ile komple penetrasyon sağlayan oluklu bir kaynak modelinin taşıyacakları çekme ve kesme mukavemet değerlerini karşılaştırmıştır. Kuvvet yönünün dikine atılan çift taraflı köşe kaynağının eşdeğer mukavemete sahip olabileceği ve daha az kaynak metali tüketip, daha az işçilik maliyeti getireceği savunulup, daha az maliyetli tasarım olabileceği vurgulanmıştır [2].

Orhan yapmış olduğu 2017 yılındaki çalışmada hafif ticari araçlarda kullanılan bir kaynaklı braketin yorulma dayanımı yaklaşımlarından olan nominal gerilme, yapısal gerilme ve çentik gerilme yaklaşım metodlarını incelemiştir. Çentik gerilme yaklaşım metodunu bu tez çalışmasında kullanmıştır. Orhan'ın yapmış olduğu tez çalışmasının amacı, kaynak ömrü hesaplama metotlarının değişken gerilmeler altında çalışan dikiş kaynaklı yapılarda uygulanabilirliğinin ve güvenilebilirliğinin değerlendirmesini yapmaktır. Hasar hesaplarının yapılabilmesi için dinamik koşulları temsil eden sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır ve modal çekiç testi yapılarak dinamik karakteristik belirlenip, farklı mod ve doğal frekanslarda mod şekilleri ile sönüm faktörleri elde edilmiştir.

Sonlu elemanlar modeli gerçeğe uygun güncellenip mod şekillerinde ve doğal frekanslarda doğrulama yapılmıştır. Test öncesi yükler müşteri saha koşullarına göre belirlenmiştir.

Elektrodinamik sarsıcı yardımıyla araç davranışına benzer olarak test uygulanmış ve yorulma testlerinde görülen kaynak hasarı ise çentik gerilmesi yaklaşım metodu ile yapılmıştır. Yapılan hesaplar ile elde edilen ömür değerleri ve test sonrası görülen ömür değerinin korelasyon içinde olduğu kanıtlanmıştır. Bu sayede çentik gerilme yaklaşımının değişken yüklere maruz kaldığı karmaşık parçalarda güvenli sonuç verdiği tespit edilip, çalışma sonucunda benzer modeller ile öneriler ortaya konmuştur [3].

Güven ve Rende 2019 yılında yapmış olduğu çalışmada kaynaklı bağlantıların dinamik yüklere maruz kaldıklarında yorulma dayanımı hesaplanmasında kullanılan

ortalama gerilme yaklaşımı, duyarlı gerilme yaklaşımı, etkin çentik gerilme yaklaşımı ve kırılma mekaniği yaklaşımlarını incelemiştir. Güven ve Rende tüm yöntemlerin farklı uygulama alanlarında başarı gösterdiğini belirtmiş, bu yöntemlerin deneysel olarak desteklenmesi gerektiğini vurgulamıştır. Geleneksel yöntemlerin güvenli tarafta kalmak adına emniyet katsayılarını yüksek tuttuğu belirtilip, işçilik ve ek maliyet getirdiği savunulmuştur [4].

Kishore ve diğerleri 2019 yılında yapmış oldukları çalışmada, çift fazlı ve galvanizli yapıda olan DP600 çeliğinin nokta direnç kaynağı üzerine çalışma yapmışlar ve ürettikleri numunelerin maksimum yük taşıma kapasitesini kaynak parametreleri üzerinde optimizasyon yaparak bulmaya çalışmışlardır. Test sonuçlarına göre maksimum yük taşıma kapasitesinin 9 kA akım ve 225 ms kaynak süresinde gerçekleştiğini belirtmişlerdir [5].

Anijdan ve diğerleri 2018 yılında yapmış oldukları çalışmada AISI 304 ve DP 600 çeliklerinin nokta kaynak mukavemetlerinin maksimum çekme mukavemetine ulaştığı parametreleri incelemişlerdir. Kaynak mukavemetini çekme test cihazı ile mikroyapı analizlerini ise taramalı elektron mikroskobu ile yapmışlardır. Kaynak süresi, kaynak yoğunluğu, kaynak tutma süresi, akım süresi ve elektrot kuvvetleri parametre olarak değerlendirilmiştir. Birleştirilen metaller için optimum değerlerin 8 kA akım yoğunluğu, 40 cyc kaynak sonrası tutma süresi, 16 cyc kaynak süresi ve 5 KN elektrot basıncı olduğunu belirtmişlerdir [6].

Doerk ve diğerleri 2013 yılında yapmış oldukları çalışmada kaynaklı konstrüksiyonlarda oluşan yapısal gerilme hesaplamada kullanılan değişik yöntemleri incelemişler, bu yöntemlerin karşılaştırmasını yapmışlardır [7].

Teng ve diğerleri 2002 yılında yapmış oldukları çalışmada alın kaynaklı konstruksiyonlarda kaynak geometrisi parametrelerinin, kaynak bölgesindeki çatlak ilerlemesi ve kaynak yorulmasına olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında sonlu elemanlar analizi ve deneysel çalışma metodlarını kullanmışlardır. Kaynak operasyonu sonrasında meydana gelen sıcaklık artışı ve hızlı soğumanın kaynak bölgesinde artık gerilme oluşturduğunu tespit etmişler, bu artık gerilmenin kaynaklı yapının yorulma dayanımını etkileyen en önemli faktör olduğunu belirtmişlerdir [8].

Kim ve diğerleri 2005 yılında galvanizli ve galvanizsiz TRIP çeliğinin nokta direnç kaynak parametrelerinin kaynak dayanımına etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmalarda optimum değerlerin kaynak parametleri içerisinde 15 cycle kaynak süresi, 9 kA kaynak akımı ve 3,14 KN kaynak kuvvetinde gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir [9].

Pal ve diğerleri 2010 yılında yapmış oldukları çalışmada M190 çelik saclarının nokta direnç kaynak edilebilirliği ve yorulma davranışını gözlemlemişlerdir. Nokta direnç kaynaklı deney numunelerine mikrosertlik, çekme-kesme gerilmesi, sıyırma ve yorulma testleri uygulamışlardır. Yorulma testi sonrası hasarlı yapıların kopma yüzeyini SEM ile incelemişlerdir. Düşük yük yüksek döngülü yorulma testlerinde farklı kaynak parametreli numunelerin benzer davranışlar gösterdiğini, mikrosertlikte inceledikleri yüksek sertlik değerlerinin sıyırma testinde ara yüzey kırılmasına negatif etki ettiğini gözlemlemişlerdir [10].

Moshayedi ve diğerleri 2014 yılında yapmış oldukları nokta direnç kaynağı çalışmasında kaynak akımı ve kaynak süresinin artık gerilme üzerindeki etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Kaynak akımı ve süresi arttıkça radyal artık gerilmenin arttığını gözlemlemişlerdir [11].

Florea ve diğerleri 2013 yılında 6061-T6 alaşımı üzerindeki yapmış oldukları çalışmada farklı kaynak parametrelerinin mikro yapı ve yorulma dayanımı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir [12].

Schliebner ve Vormwald 2005 yılında yapmış olduğu çalışmada hibrid bağlantılarda (farklı malzemelerden) kaynak konstruksiyonlarının yorulma dayanımlarını incelemiştir. Schliebner son yıllarda kaynaklı yapılarda yüksek mukavemetli çeliklerin kullanıldığından bahsetmiştir. Schliebner ekonomik koşullar nedeniyle yüksek maliyetler içeren yüksek dayanımlı çelikler yerine daha düşük maliyet içeren çelikleri optimizasyon yaparak seçip, yorulma performanslarını gözlemlemiştir. Bu çalışmada yüksek dayanımlı S460M, S690QL, S960QL ve WELDOX1100S levhaları S355M ve S460 çeliklerine kaynatılmıştır. Kalınlıkları 5,10 ve 15mm, genişlikleri 30mm olan çelikler kaynak denemeleri için hazırlanmıştır. Yorulma çatlak değerleri için kaynak başlangıcındaki 2mm ile 4 mm arasından değerlendirme yapılmış, yorulma ömrü tahmini yaklaşımlarından çentik gerilme yaklaşım metodu uygulanmıştır.

Yapılan testler sonucunda geleneksel çeliklerden S460 ve S690QL çeliklerinin dinamik kaynak performanslarının değişkenlik göstermediği, benzer yorulma performansı ortaya koyduğu bulunmuştur [13].

Çetin 2014 yılında yapmış olduğu tez çalışmasında nokta direnç kaynağı ile birleştirilmiş olan TRIP8000 çeliğinden sac parçaların yorulma dayanımlarını incelemiştir. Kaynak akımı nokta direnç kaynağı üzerinde deneysel parametre olarak seçilmiştir ve kaynak akımın yorulma performansı üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. Herbir parametre için kuvvet-yorulma eğrisi çıkarılmıştır. Yorulma sonucu kırılan bölgeler SEM mikroskobunda incelenmiştir. Farklı kaynak akımlarının kaynak bölgesindeki mikro sertlik yapıları bu çalışmada gözlemlenmiştir.

8kA, 10kA ve 12kA kaynak akımı ile birleştirilmiş bağlantıların yorulma testlerinde sonsuz ömür değerleri elde edilmiş ve kılcal çatlakların ısıdan etkilenen bölgede başladığı gözlemlenmiştir, üç farklı kaynak akımına sahip test numunelerinin yorulma davranışları ve mikro sertlik değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır [14].

Karakaş ve Gülsöz yapmış oldukları çalışmada kaynaklı tasarımların statik ve dinamik dayanımlarına etki eden faktörlerden çentik etkisi, kaynak dikişinin etkisi, kaynak birleştirme şeklinin etkisi, kaynak hatalarının etkisi, iç gerilmelerin etkisi, çelik türünün etkisi ve gerilme giderilme prosesini incelemişlerdir. Tasarım aşamasında nelere dikkat edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır [15].

Yıldız'ın 2017 yılında yapmış olduğu tez çalışmasında, MAG kaynak yöntemi kullanılarak alın kaynağı ile birleştirilen St37 çelik plakalarının (çekme testi) deneysel çalışmalar sonucu elde edilen verileri ile, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Parçalar arası mesafe, gaz debisi ve akım değerleri için farklı kaynak parametreleri seçilerek kaynatılan parçalarda sıcaklık dağılımı ve çarpılma miktarı tespit edilmiştir. Yıldız kaynaklı numunelerin mekanik ve mikroyapı özelliklerini belirleme amaçlı çekme testi, sertlik ölçüm testi, mikroyapı çalışmaları ve kaynak nüfuziyet incelemesi yapmıştır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile modelleme ve analiz için HyperMesh programından yararlanılmıştır.

Simulasyon ve deneysel çalışmaların karşılaştırılması sonucunda sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sıcaklık ve çarpılma sonuçları ile deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür [16].

Metiner 2009 yılındaki tez çalışmasında Trakya bölgesinde üretilen bazı tarım makinelerinin sac kaynaklarını incelemiştir. Endüstride yaygın olarak kullanılmakta olan MIG/MAG kaynak yöntemi ile yapılan sac kaynaklarının ileri-geri eğme metoduyla yorulma ömürlerini saptamıştır. Bu tez çalışmasında iki büyük işletmede sürdürülen araştırmada toplam 11 kaynak operatörünün kaynaklı test parçalarından elde edilen test örnekleri incelenmiştir. Araştırmada 3mm kalınlığında St37-2 malzemeler, MIG/MAG Kaynak yöntemi ile SG2 kaynak elektrodu kullanılarak kaynatılmıştır. Yapılan test örneklerinde yorulma ömrüne etkileyen faktör olarak; gaz karışım oranı, gaz debisi, kaynak ilerleme hızı , kaynak operatörünün deneyimi öne çıkmıştır. Metiner'in yaptığı tez çalışmasında A firmasının yorulma ömürleri ortalama 56,17 (eğme/test örneği) bulunurken, B firmasında ortalama ömür 17,88 (eğme/test örneği) bulunmuştur [17].

Yapılmış olan literatür çalışmasının ardından amortisör dengeleyici kol braketi kaynağı üzerinde yorulma dayanımı hakkında detaylı bir çalışma bulunamamıştır.

Bu tez çalışmasında;

- Amortisör dengeleyici kol braketi kaynağı ile ilgili özel bir çalışma yapılmıştır, dengeleyici kol braketi kaynak dayanımını etkileyecek olan herbir tasarım parametresi tespit edilip, uygulanabilecek olan farklı pozisyonlardaki kaynak modellerinin dayanımın üzerine etkisi incelenmiştir.
- Amortisör dengeleyici kol braketinde uygulanabilecek olan farklı kaynak modelleri bilgisayar destekli analiz programı ile incelenmiştir, deneysel test koşullarında doğrulama yapılmıştır.
- Bu çalışma sonucunda amaç amortisörde pozisyon ve uzunluğa uygun kaynak tasarım optimizasyonu yapmak ve gelen yüke yönelik en uygun kaynak tasarımını bulmaktır.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER

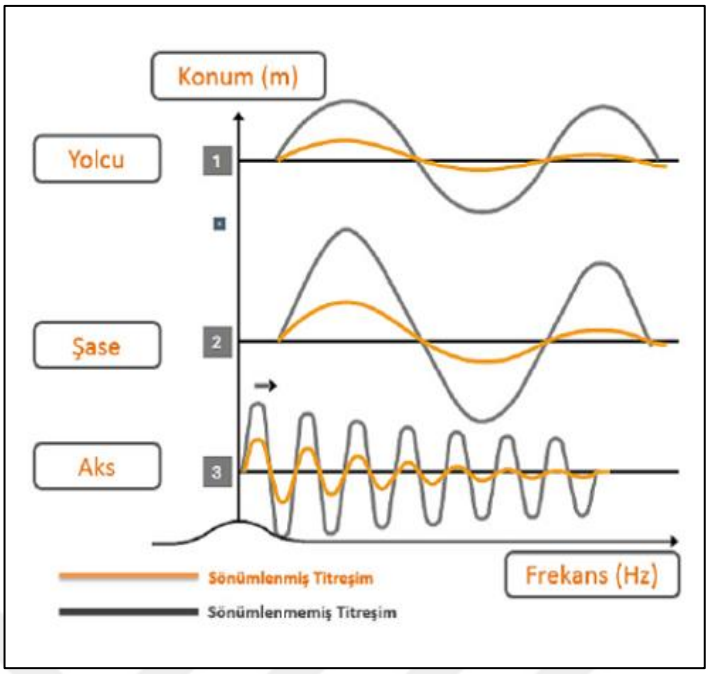
Yol tümsek ve çukurları ile teker arasında darbelerle ortaya çıkan enerji; güvenli sürüş için mümkün olduğunca az olmalıdır. Ortaya çıkan bu enerjinin bir kısmı yay ve amortisör tarafından sönümlenmektedir.

Geriye kalan enerjinin ancak yolcular tarafından kolayca tahammül edilebilecek bir frekansta asılı kütlelere iletilmesi gerekmektedir. Süspansiyon terimi taşınan yolcular veya yük ile zemin arasında konmuş olan bulunan bütün taşıt parçalarını ifade etmektedir.

Bu terim amortisör, yaylar, burulma çubuğu, teker ve şasiyi de içermektedir. Güvenilir bir yolculuk için bu sistem direksiyon ve fren sistemi ile birlikte çalışmalıdır.

Süspansiyon sisteminin fonksiyonları şöyle özetlenebilir.

- Yol titreşimlerini absorbe edip, taşıt tekerleklerinin aşağı yukarı en az hareketiyle aracın güvenilir ve konforlu bir yol tutuşunu sağlamak. (Şekil 2.1)
- Direksiyon sistemi ile birlikte tekerleklerin doğru ayarda olmasına yardımcı olmak.
- Yoldaki hendek ve tümseklerden sonra dahi tekerlerin yola sağlam temas ile basmasını sağlamak.
- Araç gövdesinin yolun bozucu etkisinden izole edilmesi, aşırı gövde yatmasına izin vermeden yalpalama hareketini kontrol ederek hızlı ve güvenilir dönüş sağlamak.
- Emniyetli ve tahmin edilebilir frenleme ve ivmelenme sağlamak.
- Direksiyon için tekerleklerin bir yönden diğerine dönmesine izin vermek.
- İvmelenme veya ağır yük tonaj durumlarında aracın statik ağırlığını ve yüksekliğini korumak.
- Şasi çerçevesi, motor, transmisyon sistemi, gövde, yolcular ve yüklerini taşımak.
- Tekerlek taşıt bağlantısını sağlamak ve tekerlek hareket geometrisine yardımcı olmak [18].

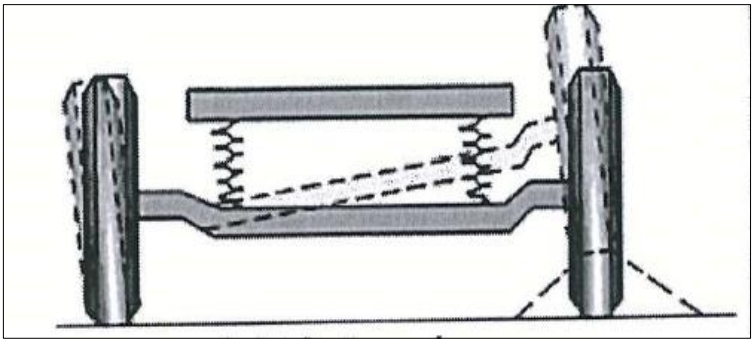


Şekil 2.1. Sönümlenmiş ve sönümlenmemiş titreşimin aks, şase ve yolcuya etkisi [19]

Süspansiyon sistemi türleri sabit süspansiyon sistemleri ve bağımsız süspansiyon sistemleri olmak üzere ikiye ayrılır.

2.1. Bağımlı Süspansiyon Sistemleri

Bağımlı tip süspansiyonlarda sağ ve sol teker arasında katı bağlantı görevi gören aks muhafazası bulunmaktadır. Bir tekerlek yoldaki bir çukura girdiğinde oluşan aşağı hareket, diğer tekerleğin bir miktar yükselmesine sebep olur. Bu tip süspansiyon sistemleri; engebeli arazi kullanımına uygun araç veya yük taşımacılığında kullanılan, yüksek konfor gerektirmeyen araç türlerinde kullanılmaktadır. Şekilde bağımlı süspansiyon sistemi görülmektedir (Şekil 2.2) [18].



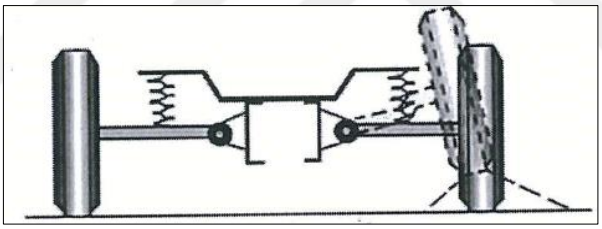
Şekil 2.2. Bağımlı süspansiyon sistemi [18]

2.2. Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

Bağımsız süspansiyonda sabit dingil bulunmamaktadır ve sistem sağ ve sol tekerin birbirinden bağımsız olarak aşağı yukarı hareketine izin vermektedir.

Her bir tekerlek, bağımsız salıncak, çubuklar, yay ve amortisör aracılığıyla şasiye veya taşıtın rijit bir yerine bağlanmaktadır. Bu sistemlerde, deformasyonlar esnasında tekerleklerden birinin düşey hareketi diğer tekerin hareketine etki etmemektedir.

Bağımsız ön süspansiyon sisteminde, küresel mafsalların kullanımıyla her tekerlek için bağımsız salınım merkezleri oluşturulmaktadır. Çalışma anında küresel mafsallar, yol durumunun etkisine bağlı olarak tekerlek ve ona bağlı elemanların salınım hareketleri yapabilmelerine, aşağıya ve yukarıya hareket edebilmelerine, sola ve sağa dönmelerine izin vermektedir. Sürüş konforu ve yolculuk anında rahatlık sağlayan modern günümüz taşıtlarında, kullanımı en yaygın olan süspansiyon tipidir. Aşağıdaki şekilde bağımsız süspansiyon sistemi gösterilmiştir (Şekil 2.3) [18].



Şekil 2.3. Bağımsız süspansiyon sistemi [18]

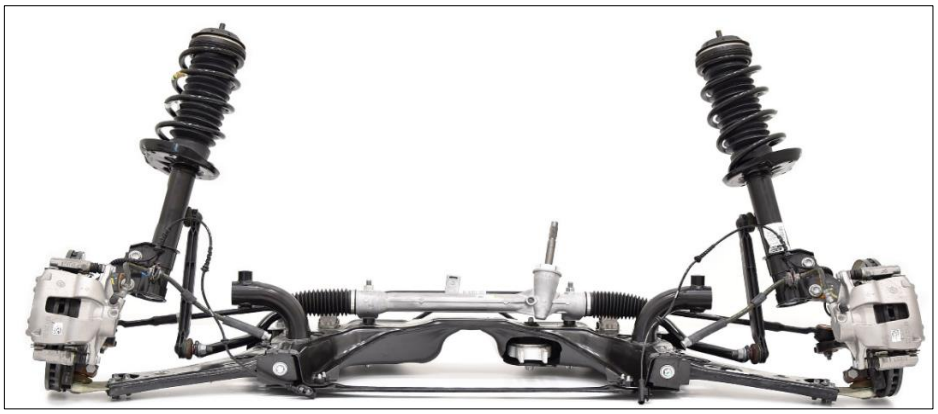
Serbest (Bağımsız) süspansiyon sistemleri çift lades kemiği (kısa-uzun kol), çoklu bağlantı süspansiyon ve Mac Pherson süspansiyon sistemi olmak üzere gruplandırılmaktadır.

Bu tez çalışmasında düşük maliyet avantajları ile yedek parçasına kolay ulaşılabilen, otomotiv sektöründe en çok kullanılan ve sistem sadeliği ile gelişime açık Mc Pherson süspansiyon sistemi incelenmiştir. Çalışma yapılan amortisör seri imalat koşullarında üretilmektedir.

2.3. Mac Pherson Tipi Süspansiyon

Mac Pherson tipi ön süspansiyon sistemi günümüz yolcu taşıtlarında kullanılmaktadır, taşıt gövdesine gövdesine amortisör, yay ve lastik takozlar ile bağlanmaktadır.

Bu sistemde yol darbelerinin çoğu amortisör-yay bağlantısı ile sönümlenmektedir. Bu sistemin çift salıncaklı (lades kemiği) süspansiyon sisteminden farkı üst salıncağın olmamasıdır ve Mac Pherson amortisörünün üst salıncak kolunun yerini almasıdır. Ön tekerlek grubunu araca birleştirmek için sadece Mac Pherson destek ve alt kolu gereklidir. Teker ve süspansiyon kontrolünü sağlayan tüm parçalar tek bir montajda birleştirilebilmektedir. Bağlantı parçalarınının şasi üzerinde ayrı olması nedeniyle tek parçalı yapılar için uyumludur. İki salıncak yatağı tasarrufu sağlaması ve az yer kaplaması nedeniyle enine motor yerleşimi için rahatlıkla kullanılmaktadır. Tipik bir Mac Pherson süspansiyon grubunun elemanları aşağıda görüldüğü gibidir. (Şekil 2.4) Mac Pherson sistemindeki amortisör taşıtın arka veya öne salınım yapmasını önlemektedir. Amortisörün üzerindeki lastik takoz körük ve kapama tamponu amortisörün hareketini yumuşatmaktadır. Bu bağlantı elemanları süspansiyonun tam hareketine müsaade ederken alt salıncak kolunun sınırlı miktarda hareketine izin vermektedir. Mac Pherson sistemi daha uzun yayların kullanılmasına ve böylece daha yumuşak ve uzun stroklu süspansiyona imkân vermektedir. Bağlantı yerleri arasındaki mesafelerin fazlalığı, montaj noktalarındaki yüklerin azalması sonucu yumuşak desteklerin kullanılmasını sağlamaktadır. Ancak, lastik genişliği arttıkça amortisör kılavuzlarındaki sürtünmelerin artması, direksiyonun sertleşmesi ve montaj yüksekliğinin fazlalığı gibi olumsuzlukları bulunmaktadır. Çift lades kemiğine oranla daha az elemandan oluşması ve tasarım basitliği avantajlarının aksine kamber kontrolünün çift lades kemiğininki kadar esnek olmaması ve amortisörde sürtünme oluşumu sorunları bulunmaktadır. MacPherson tipi süspansiyonlar, ön dingilde olduğu gibi arka dingilde de kullanılabilmektedir [18].



Şekil 2.4. Mac Pherson süspansiyon sistemi [18]

Ön Mac Pherson süspansiyon sisteminin en önemli üç elemanı yay, amortisör ve viraj denge çubuğudur [18].

2.4. Süspansiyon Yayları

Araç gövdesi ve şasi; yolcuların ve taşıdıkları yükün ağırlıklarını, motorun ve güç aktarma organlarının ağırlıklarını taşımaktadır. Araç gövdesi ve şasi herbir tekerlekteki yaylar tarafından taşınmaktadır. Şasi, gövde ve bunlara bağlı bağlantı elemanların ağırlığı yaylar için bir başlangıç sıkıştırması uygulamaktadır.

Aracın tekerlekleri yoldaki çukura girdiği anda yaylar daha fazla sıkışmaktadır. Yaylar yol darbelerini tamamen absorbe edememekte, yol düzensizliklerinin bir kısmı da lastikler ve amortisör tarafından sönümlenmektedir. Taşıtın koltuklarındaki yaylar da sürücü için darbenin bir miktar sönümlenmesine yardımcı olmaktadır [18].

Süspansiyon sistemlerinde genel olarak dört tip yay kullanılmaktadır:

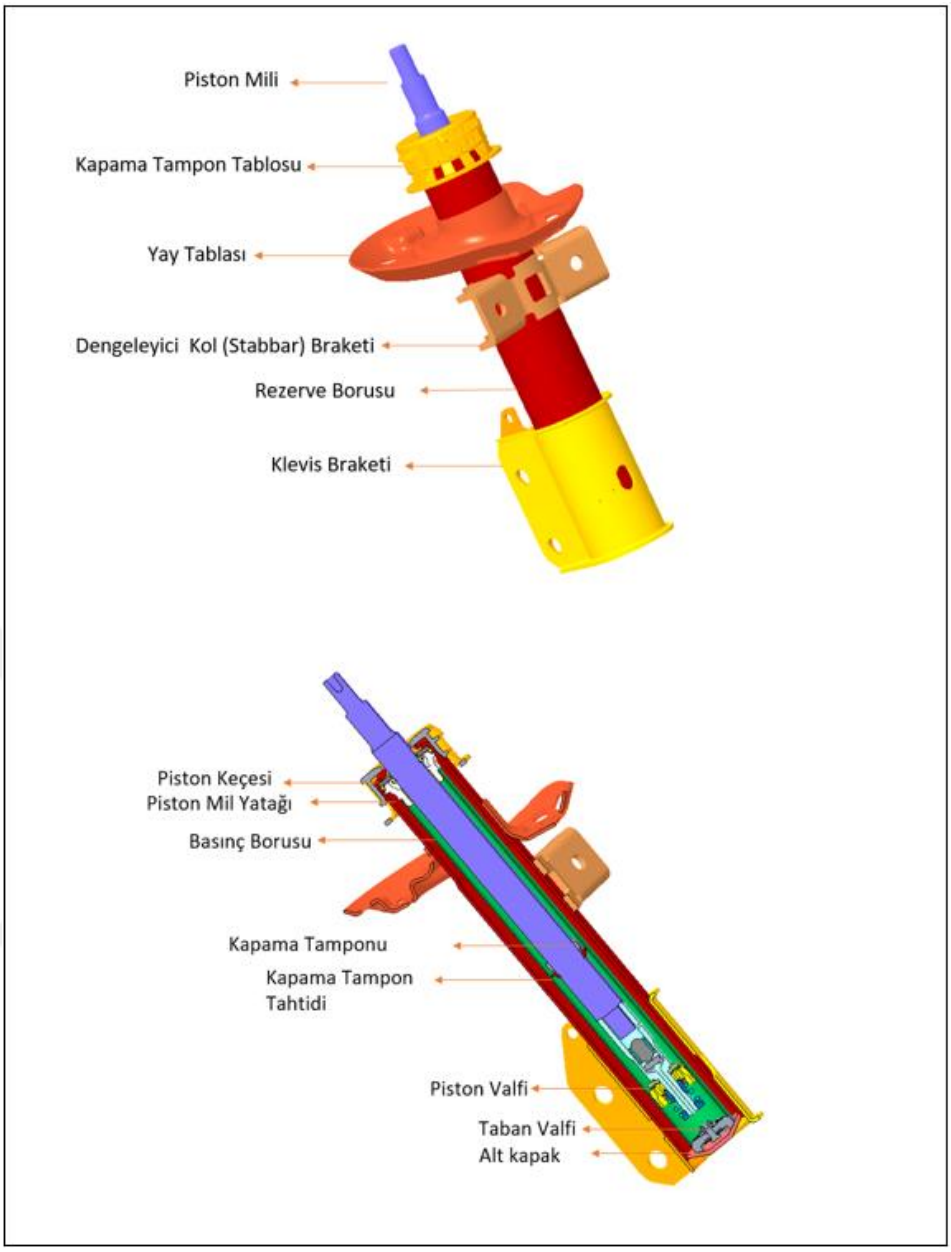
- Eğilme yayları
- Burulma yaylar
- Hava yayları
- Helezon yayları

2.5. Amortisörler

Taşıt yol üzerindeki darbelere maruz kaldığında yaylar uzayıp kısalarak bu darbeleri sönümlemekte ve yaylar darbeleri karşılama esnasında salınıma devam etmektedir. Bu salınımlar rahatsızlık veren ve sarsıntılı bir sürüş üretmektedir. Bu salınımın kısa sürede sönümlenmeye ihtiyacı vardır. Yay denge konuma dönmeden önce yeni darbeler söz konusu olursa, salınımlar birleşir ve genlikler tehlikeli değerler almaktadır.

Salınım yapan teker, taşıt kontrolünü de zorlaştırdığından, güvenlik bakımından da tehlikelidir. Bu salınımları sönümlemek amacıyla amortisörler kullanılmaktadır. Amortisörlü yay salınımı, amortisör içermeyen yaya göre daha düşük frekansta ve kısa sürede gerçekleşmektedir.

Mac Pherson tipi bir ön amortisör ve amortisör parçaları aşağıda Şekil 2.5'te belirtilmiştir.



Şekil 2.5. Mac Pherson tipi ön amortisör

Şasiye verilen ivme ne kadar yüksek ise sönümlemenin de o kadar güçlü olması gerekmektedir. Sönümleme kuvveti, akışkanın piston ve taban valfi içerisindeki deliklerden geçişi esnasında meydana gelen direnç ile oluşmaktadır.

Bu süspansiyon sistemi elemanları genellikle yayın sıkışmasını az etkilerken, yayın açılmasını geciktirmektedir ve amortisörler süspansiyon yaylarına paralel olarak kullanılmaktadır. Amortisör bağlantısı klevis braket ile salıncak koluna, piston mili ucu ile şasi çerçevesine montaj edilerek yapılmaktadır [18].

2.6. Viraj Denge Çubuğu ve Z Rod

Viraj denge çubukları araçların yalpalama hareketini sınırlandırmak maksadı ile kullanılmaktadır ve yay çeliğinden yapılan bu çubuk süspansiyon sisteminin sağ ve sol tarafını elastik olarak bağlamaktadır. Viraj denge çubuğu, kontrol kolları ve şasi çerçevesi bağlantılarında lastik burçlar kullanılmaktadır. Taşıtlar takip ettiği kendi çizgi ekseninden saptığında yalpa hareketi yapmaktadır. Taşıtın ağırlık merkezi yalpa ekseninden daha yukarıdadır, bu nedenle taşıt virajı dönerken, merkezkaç kuvveti yalpa ekseni etrafında moment oluşturmaktadır.

Oluşan moment virajın iç tarafındaki süspansiyon sistemi üzerinde açma eğilimi gösterirken, dış tarafındaki süspansiyonu da sıkıştırmaya neden olmaktadır. Yalpa aynı zamanda aracın tek tekerleğinin çukurdan ya da tümsekten geçtiği durumlarda da oluşmaktadır.

Aşağıdaki şekilde görüldüğü üzere yalpalama esnasında aracın tek tarafındaki süspansiyonu, basma yönünde olmaktadır. Bu durumda diğer taraftaki tekerin yere basma miktarı azalmakta veya aracın tekerleğinin yerle temasının kesilmesi söz konusu olmaktadır. (Şekil 2.6)

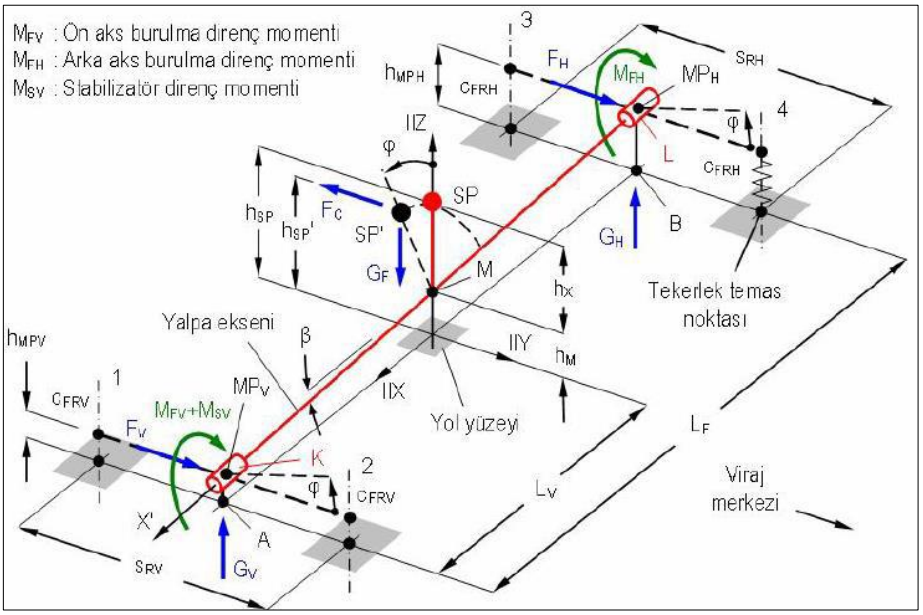


Şekil 2.6. Yalpa eylemi yapan ticari araç [20]

Viraj denge çubuğunun oluşturduğu reaksiyon kuvvet, süspansiyon sisteminin diğer tarafında basma kuvveti yaratarak yalpalama sırasında her iki tekerin de yere basarak aracın yol tutuşunun ve sürüş güvenliğinin arttırılmasına yardımcı olmaktadır. Yalpa eylemi sürücüye güvenli viraj dönüşü anında bile takla atacakmış hissiyatı verir, sürücünün taşıtı sürüş sırasında emniyetsiz hissetmesine sebep olmaktadır.

Yalpa hareketinin diğer olumsuz etkisi ise, teker ekseni ile dikey eksen arasındaki eğimin açısı olan kamber açısını değiştirmesidir. Kamber açısının görevi direksiyon ekseni ile tekerlek eksenini, tekerin yola temas noktasında birleştirmektir. Kamber açısının doğru olması, lastiklerin dengeli aşınmasını, rotil ile burçların uzun ömürlü olmasını ve direksiyonun kolay kontrolünü sağlamaktadır. Yalpa eylemi sırasında kamber açısının değişmesi, lastiklerin lineer olmayan reaksiyon vermesine sebep olarak araç çekişine olumsuz etki etmektedir.

Bu sebeple, yalpa eyleminden mümkün oldukça kaçınılmalıdır. Yalpa merkezi yukarı yönde yeni taşıtın ağırlık merkezine yaklaştırılarak, yalpa momenti azaltılabilir. Aşağıdaki modele göre yalpa eyleminden kaçınmanın ilk yolu ise yalpa eyleminin sebebi olan yalpa momentini ortadan kaldırmaktır. (Şekil 2.7)



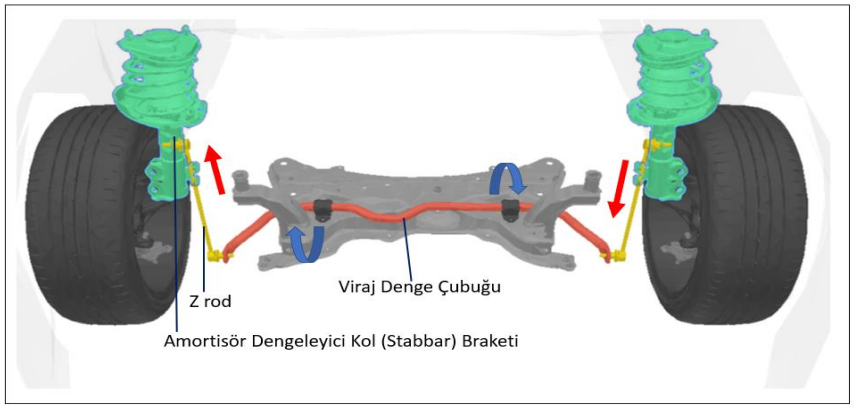
Şekil 2.7. Taşıt gövdesi ve yalpa modeli [20]

Bununla birlikte; önerilen bu çözüm kamber açısını bozarak aksın yanal eylemini arttırmaktadır. Buna karşı daha da sert süspansiyon yayı kullanılabilir, fakat sert yay

kullanımı süspansiyon sisteminin hareketini zorlaştırmakta ve araç sürüş konforunu düşürmektedir. Sürüş konforunu bozmayacak sertlikte yay kullanıp, kamber açısını ve yanal hareketi artırmayacak şekilde yalpa merkezini düşürmek ve viraj denge çubuğu kullanmak yalpa hareketinden kaçınmak için uygulanacak en uygun yöntemdir. Viraj denge çubuğunun iki önemli görevi vardır; birincisi aracın sürüş karakteristiğini değiştirmeye müsade edecek şekilde ön ve arka tekerlekler arasındaki viraj yüklerini dağıtmak ve ikincisi yalpa hareketini azaltmaktır [20].

Yukarıda önemi belirtilen viraj denge çubuğunun bağlantısı, süspansiyon sisteminde askı görevi gören Z rod ile yapılmaktadır. Taşıt dinamiği açısından kuvvet aktarma görevi olan Z rodunun amortisör ile bağlantısı amortisör üzerine kaynak ile sabitlenen amortisör dengeleyici kol braketi ile gerçekleştirilmektedir. Z rod amortisör üzerindeki dengeleyici kol braketine cıvata-somun bağlantısı ile montaj edilmektedir.

Amortisör dengeleyici kol braketi araç üzerinde montaj pozisyonuna ve taşıyacağı yüke göre farklı geometrilerde olabilir ve farklı açılarda kaynak edilebilmektedir. Amortisör üzerinde kaynak edilen dengeleyici kol braket geometrileri değişiklik gösterebilmektedir. Yalpa eylemine giren araç üzerinde viraj denge çubuğu burulurken aksın bir tarafındaki Z roda itme kuvveti uygulamakta, diğer tarafındaki Z roda da çekme kuvveti uygulayarak yalpalama hareketini sınırlandırmaktadır. Bu süreçte amortisör üzerindeki dengeleyici kol braketi ve kaynağı Z rod üzerinden tekrarlı gerilmelere maruz kalmaktadır. Bu gerilmeler belirli bir zaman sürecinde kaynaklı bölgede çatlağın başlamasına ve amortisörde yapısal hasarlara neden olmaktadır. (Şekil 2.8)



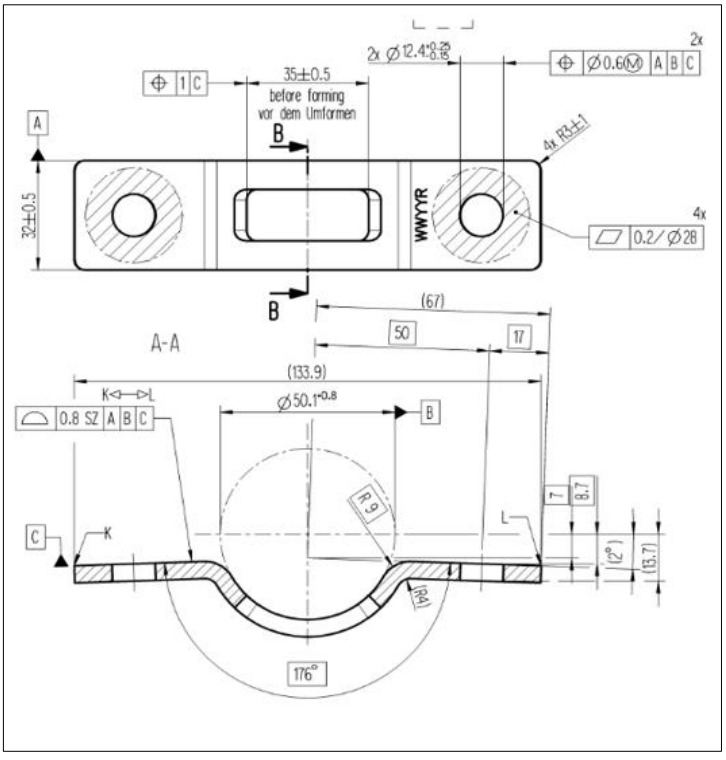
Şekil 2.8. Viraj denge çubuğu ve Z rod ilişkisi

2.7. Amortisör Dengeleyici Kol Braketi

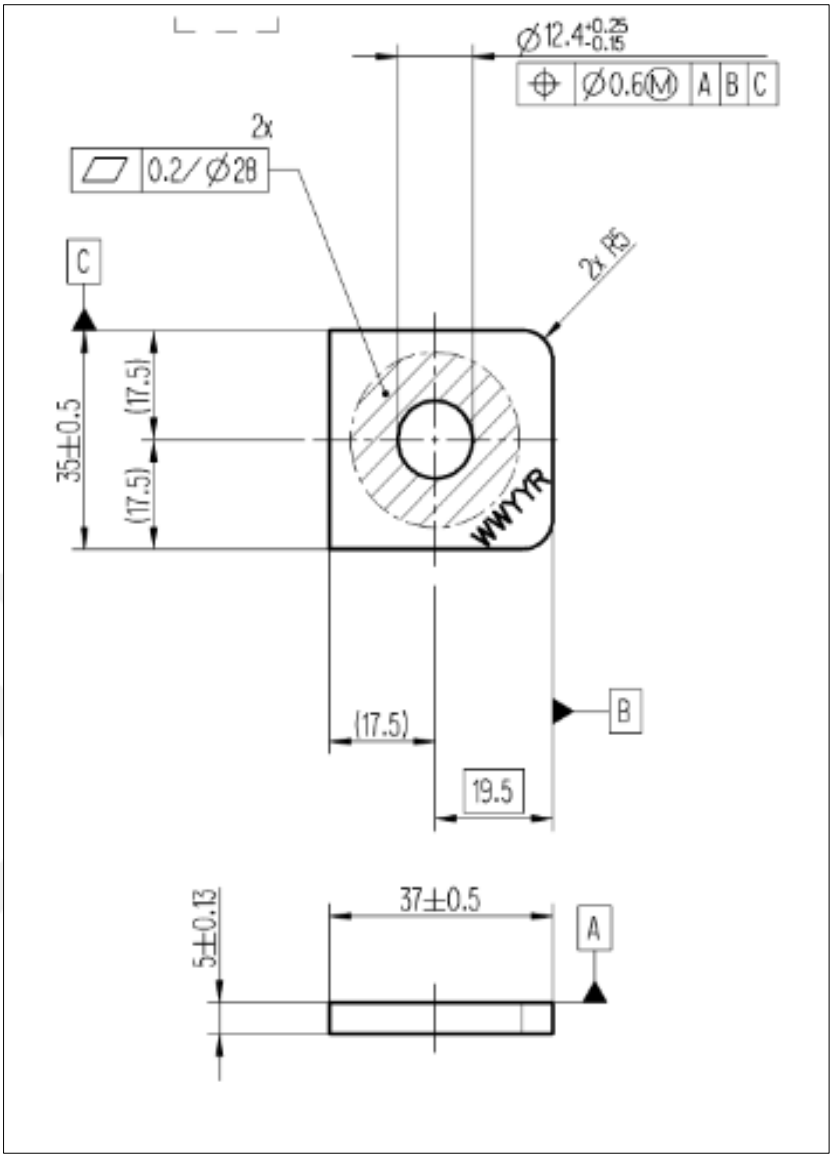
Amortisör üzerinde kaynak edilen dengeleyici kol braketi geometrileri bağlantı şekline göre değişiklik gösterebilmektedir. En fazla kullanılan braket modelleri aşağıda belirtilmiştir. (Şekil 2.9) (Şekil 2.10) (Şekil 2.11)

	Amortisör Dengeleyici Kol Braketi
Kelebek Tipi Braket	
I Tipi Braket	
U Tipi Braket	

Şekil 2.9. Amortisör dengeleyici kol braket



Şekil 2.10. Kelebek tipi braket



Şekil 2.11. I tipi braket

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Virajlarda araç dengesini sağlayan Z rod çubuğu; konfor, güvenlik ve titreşim sönümleyici olarak görev yapan amortisörlerin üzerindeki dengeleyici kol braketlerine cıvata ile montaj edilmektedir. Dengeleyici kol braket ise amortisöre kaynak ile bağlanmaktadır. Dengeleyici kol braket ve amortisör arasında uygulanan kaynak tipi gaz altı kaynak yöntemlerinden MAG kaynak çeşididir. Gerçekleştirilen çalışmada amortisör ve dengeleyici kol braketi arasında farklı boy ve geometride MAG kaynakları uygulanmıştır, kaynak parametrelerinin kaynak performansına etkileri araştırılmıştır ve Z rod çubuğu üzerinden gelecek olan yüke karşılık kaynak yorulma dayanım performansları incelenmiştir.

3.1. Kaynak

Kaynaklı imalatın genel tanımı, iki tane aynı ya da farklı metalin ısı kullanarak veya basınç kullanarak ilave elektrot kullanmadan ya da kullanarak yapılmış olan tahribatsız sökülemeyen birleştirme işlemi şeklinde yapılabilir [24].

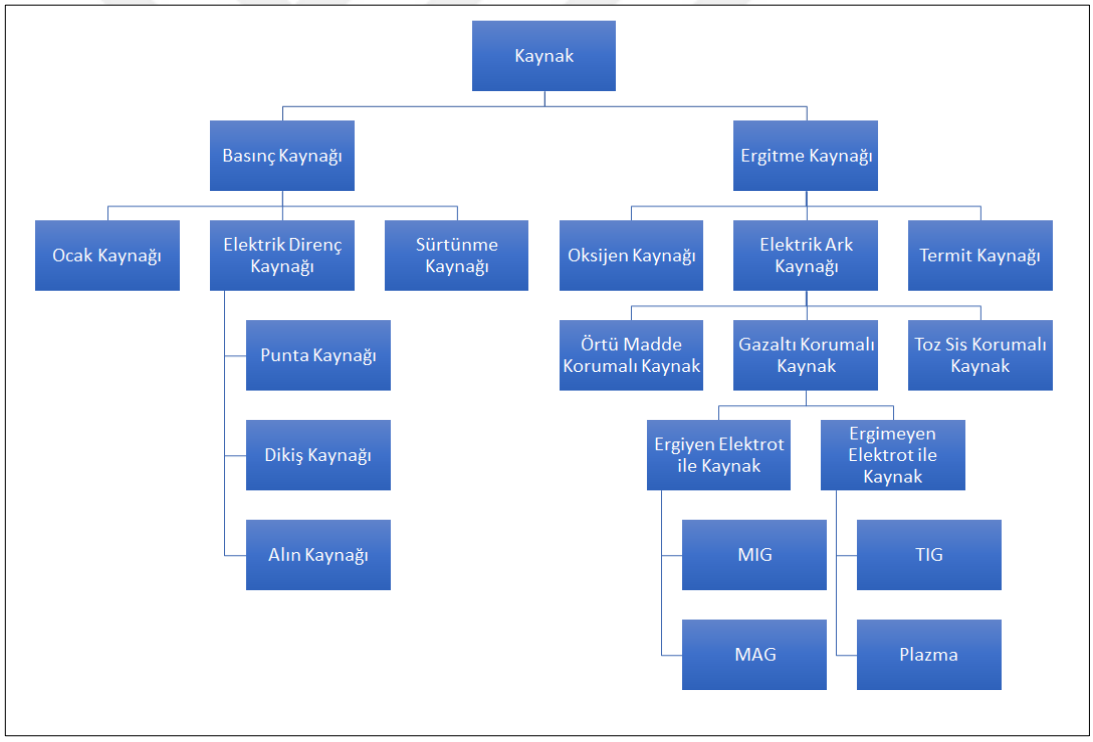
Metalik malzemeyi ısı veya her ikisini birden kullanıp aynı cinsten erime aralığı aynı veya yaklaşık bir malzemeye katarak veya katmadan birleştirmeye “metal kaynağı” adı verilir. İki parçanın birleştirilmesinde ilave bir malzeme kullanılırsa, bu malzemeye “ilave metal” adı verilir [21].

Kaynak, birleştirilecek parçaların birleşme yüzeylerindeki atomların karşılıklı olarak birbirlerinin çekme bölgesine getirilmesidir. Sıvı fazdaki malzemeler arasında hemen hemen hiç çekim kuvveti yoktur ve dolayısıyla sıvı malzeme atomları hareketlidir. Katı halde ise malzemenin atomları arasında bir çekim kuvveti vardır. Atomlar bu çekme kuvvetlerinin etkisiyle birbirlerine göre belirli bir uzaklıkta dengede bulunurlar ve bu sayede katı bir kütleyi oluştururlar. Kaynak işleminde atomlar birbirine yaklaştırılır ve böylece atomlar karşılıklı olarak birbirlerini çekmeye başlarlar ve kaynak işlemi gerçekleşir [22].

Kaynağın mukavemetinin irdelenmesi ise klasik mühendislik yaklaşımlarından farklılık arz etmektedir. Isı etkisi ile kaynak civarında ergime sonucu ITAB denilen "Isı tesiri altında bölge" oluşmakta ve burada özellikler değişmektedir. Örneğin, malzemeye yapılan ısıl işlemlerle kazanılan özellikler bu bölgede ortadan kalkmaktadır. Kaynak bölgesinde cüruf nedeniyle kalıntılar oluşmakta ve metalurjik olarak ana malzemeden farklılaşmaktadır [21].

Gözenek ve aşırı yüzey girintileri gibi kaynak hataları da çentik etkisi yapar. Artık gerilmeler ve distorsiyonların olumsuz etkilerinden, uygun kaynak prosedürleri, kaliteli işçilik ve sıkı denetim ile kaçınabilir. Yüksek hidrojen seviyeleri de kırılganlığı arttırır [16].

Kaynak metodlarını aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz. (Şekil 3.1)



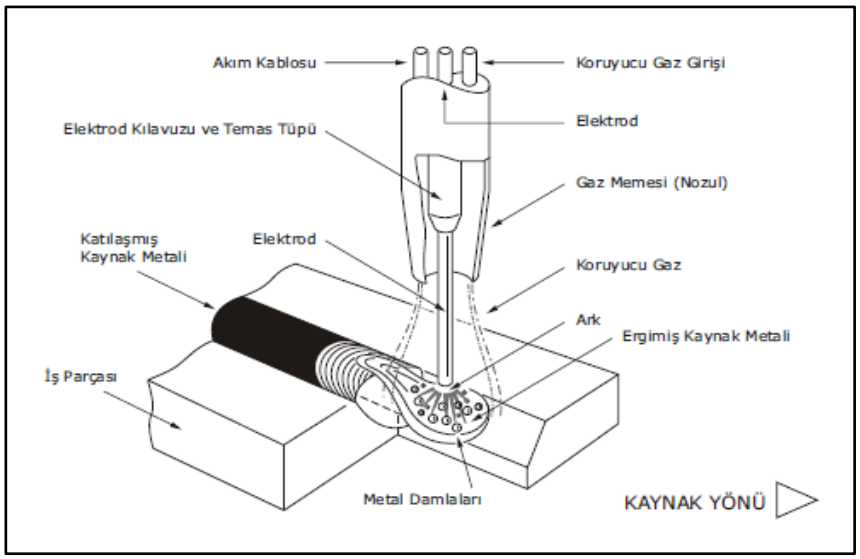
Şekil 3.1. Kaynak sınıflandırması [24]

Amortisör üretiminde elektrik direnç kaynağı metodlarından dikiş kaynağı ve gazaltı korumalı kaynak metodlarından MAG kaynak yöntemi kullanılmaktadır. Amortisör alt kapağı ve rezerve borusu arasında direnç dikiş kaynağı uygulanmaktadır. Amortisör dengeleyici kol braketi ve rezerve borusu arasında ise MAG kaynağı uygulanmaktadır.

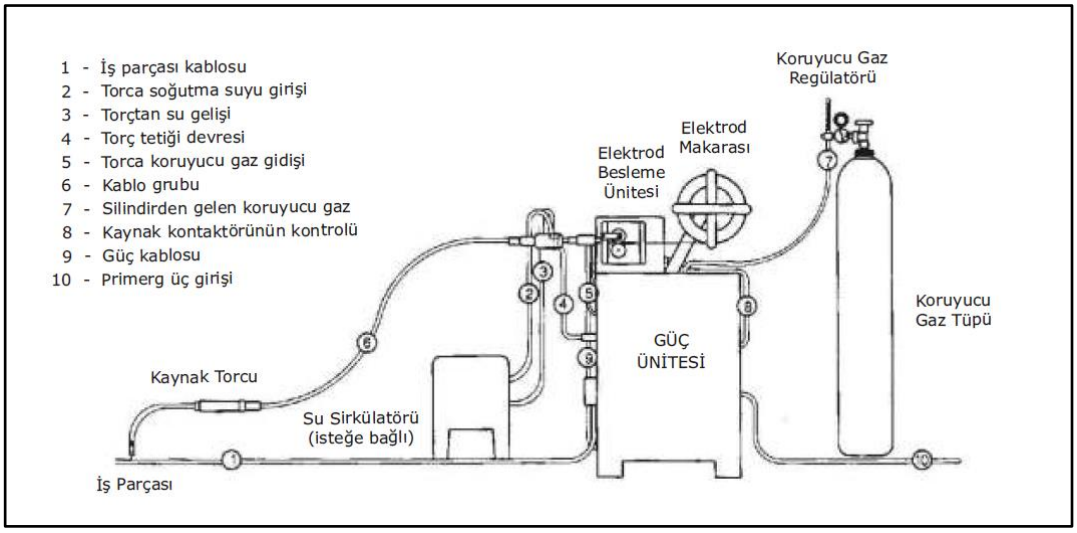
3.2. Metal Aktif Gaz (MAG) Kaynak Yöntemi

MAG kaynak yönteminde kaynak için gereken ısı, ergiyen ve sürekli beslenen bir tel elektrodla kaynak banyosu arasında oluşturulan ark yoluyla ve elektrodtan geçen kaynak akımının elektrodta oluşturduğu direnç ısıtması ile üretilmektedir. Çıplak bir telden oluşturulan elektrod, kaynak bölgesine elektrod besleme tertibatıyla ulaştırılmaktadır. Çıplak elektrod, kaynak arkı, kaynak banyosu ve kaynak edilen metalin kaynak bölgesine komşu bölgeleri, atmosfer kirlenmesine karşı dışarıdan sağlanan ve bölgeye bir gaz memesinden iletilen uygun bir gaz veya gaz karışımı tarafından korunmaktadır. (Şekil 3.2)

Soygaz koruması altında yüksek akım ile ince elektrodlarla gerçekleştirilen bir kaynak yöntemi olarak benimsenen gazaltı kaynağı ilk olarak alüminyum kaynağında kullanılmıştır. Ergiyen metal elektrod ve soygaz kullanılması nedeniyle yönteme MIG (Metal Inert Gas) kaynağı olarak isim verilmiştir. Darbeli akım ve daha düşük akım yoğunluklarıyla çalışma, farklı metallere uygulama ve koruyucu gaz olan aktif gazların (CO_2) ve gaz karışımlarının kullanılması gibi gelişmeler yakın geçmişte meydana gelmiştir. Bu çalışmalar ile aktif koruyucu gazlar kullanılmaya başlanmış, yöntem MAG (Metal Active Gas) kaynağı adını almıştır. Gazaltı kaynak yöntemleri ile kaynak süresi ve kaynak maliyeti düşürülmüş, kaynakçının dikişin kalitesine olan müdahalesi azaltılmıştır. Aşağıdaki şekilde gazaltı kaynak donanımı gösterilmiştir (Şekil 3.3) [24].



Şekil 3.2. MAG kaynak metodu [24]



Şekil 3.3. Gazaltı kaynak donanımı [24]

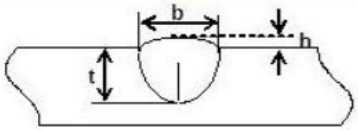
3.3. Mag Kaynağının Sanayide Kullanımının Avantajları

Yöntemin yaygın olarak kullanılma ve üstünlükleri aşağıda sıralanmıştır.

- Alaşımların ve ticari metallerin tümünün kaynağında kullanılabilen yegâne ergiyen elektrodla yapılan kaynak yöntemidir.
- Elektrik ark kaynağında görülen sınırlı uzunlukta elektrod kullanma sorununu ortadan kaldırmıştır.
- Farklı pozisyonlarda kaynak yapılabilir. Tozaltı kaynağında farklı kaynak pozisyonları uygulanamaz.
- Metal yığma hızı elektrik ark kaynağına göre oldukça yüksektir.
- Yüksek dolgu metali yığma hızı ve sürekli elektro besleme sayesinde, kaynak hızları elektrik ark kaynağına nazaran yüksektir.
- Sürekli elektrod besleme sayesinde uzun kaynak dikişlerine izin verir.
- Sprey iletim kullanıldığında, daha derin nüfuziyet elde edilir. Böylece iç köşe kaynaklarda elektrik ark kaynağı ile aynı mukavemeti sağlayan daha küçük kaynak dikişleri çekmek mümkün olur.
- Cüruf tabakasının yoğun seviyede olmayışı nedeniyle kaynak pasoları için temizlik de harcanan zaman çok azdır. Bu avantajlar, gazaltı kaynak yöntemini, özellikle yüksek üretim hız şartlarına ve otomatik kaynak uygulamalarına uygun hale getirmiştir [23].

Gazaltı kaynak parametre değişimlerinin kaynak dikişi üzerine etkileri aşağıda tabloda belirtilmiştir. (Tablo 3.1)

Tablo 3.1. Gazaltı kaynak parametreleri [24]

GAZALTI KAYNAĞI				
		Nüfuziyet t (mm)	Dikiş Genişliği b (mm)	Dikiş Yüksekliği h (mm)
Akım şiddeti I (A)	arttıkça	artar	artar	artar
Tel sürme hızı v (m/dk)	arttıkça	artar	artar	artar
Ark gerilimi U (V)	arttıkça	azalır	artar	azalır
Elektrod çapı (mm)	arttıkça	azalır	artar	artar
Kaynak hızı (m/dk)	arttıkça	azalır	azalır	azalır
Akım cinsi/kutuplama	DC (+)	artar	azalır	azalır
	DC (-)	azalır	artar	artar
Serbest tel boyu (mm)	arttıkça	azalır	artar	artar

3.4. Mag Kaynağının Sanayide Kullanımının Dezavantajları

MAG kaynağının yukarıdan açıklanan olumlu yönlerinin yanında dezavantajları da bulunmaktadır. Bunların başlıca dezavantajları;

- Kaynak donanımı, elektrik ark kaynağı ile karşılaştırıldığında daha karmaşık, daha pahalı ve bir yerden farklı bir çalışma alanına taşınması daha zordur.
- Kaynak torcu elektrik ark kaynağı pensesinden daha büyük olması nedeniyle ve kaynak metalinin koruyucu gazla etkin bir şekilde korunması amacıyla torç bağlantıya yakın bir mesafeden tutulması gerekir, bu yöntemin ulaşılması güç olan yerlerde uygulanması bu yüzden pek mümkün değildir.
- Kaynak arkı, koruyucu gazı bulunduğu yerden uzaklaştıran hava akımlarından korunmalıdır. Bu yüzden, kaynak yapılan alanın etrafı hava akımına karşı korunmadıkça, yöntemin açık alanlarda uygulanması mümkün değildir.
- Çalışma sırasında yüksek şiddette ısı yayması ve yüksek ark yoğunluğu nedeni ile, bazı kaynakçılar bu yöntemi uygulamaktan kaçınabilir [23].

3.5. Koruyucu Gaz

Havada bulunan %20 oksijen, %80 azot ve hidrojen gazları ergimiş ark damlacığı ve kaynak banyosunda istenmeyen reaksiyonlara sebep olmaktadır. Kaynak metali ergimiş durumdayken çözünürlüğü yüksek olan hidrojen ve azot gazları gaz boşluğu

şeklinde kaynak hatası oluşturmaktadır. Azot, reaktif metallerle (Ti, Ta, V, Nb gibi) bileşik yapar. Diğer metallerde ise belirli oranlara kadar çözünür (Fe, Cr, Mn, W gibi). Bunlardan Hidrojen birçok metalde çözünür, ancak Titanyum, Zirkonyum ve Niyobyum gibi metallerle bileşik yapar. Böylece kaynak bölgesinde gevrekleşme ve mukavemet kaybı görülür. Bu yöntemde kullanılan gaz, kaynak bölgesini ve ergimiş kaynak banyosunu havadaki gazların zararlı etkilerinden korur.

Kullanılan gazlar genel olarak; kaynak arkının düzgün oluşmasını ve kararlılığını sağlamakta, metal damla geçiş biçimini kontrol etmekte, farklı pozisyonlarda kaynak yapma işlemini kolaylaştırmakta, istenilen nitelikte nüfuziyet ve kaynak dikiş profili elde etmeyi sağlamaktadır. Karışım gazı olarak kullandığımız Ar + CO_2 gazı, sprey ark elde etmemizi sağlayarak daha düzgün sıçrantısız ve kısa devresiz ark geçişine imkan sağlamaktadır [25].

3.6. Elektrodlar

Birleştirme işlerinde elektrodun bileşimi esas metalin bileşimine benzerdir. Kaynak arkında oluşan kayıpları karşılamak veya kaynak banyosuna oksit giderici maddeler sağlamak amacıyla elektrodun bileşimi hafif bir şekilde değiştirilebilir. Bu değişiklikler esas metalin bileşiminden çok az bir farklılaşma yaratılarak yapılabilir. Ancak bazı uygulamalarda, başarılı bir kaynak karakteristiği ve kaynak metali özelliği elde edebilmek için esas metalden tamamen farklı kimyasal bileşime sahip elektrodlar gerekmektedir.

Gazaltı kaynağında kullanılan elektrodlar tozaltı ark veya özlü elektrodla ark kaynağında kullanılanlara nazaran çok daha küçük çapa sahiptirler. Genelde elektrod çapları 0,8 ile 1,6 mm arasındadır. Ancak 0,5 mm'ye kadar ince ve 3,2 mm'ye kadar kalın çaplı elektrodlar da gazaltı kaynağında kullanılabilmektedir. Elektrod çapının küçük olması ve akım şiddetinin göreceli olarak yüksek olması elektrod besleme hızlarının yüksek olmasını gerektirmektedir. Besleme hızları magnezyum hariç, çoğu metaller için 40 ile 340 mm/s arasında değişmektedir. Magnezyumda ise üst değer 590 mm/s'ye kadar çıkabilmektedir. Böylesine yüksek hızlar için elektrodlar uygun şekilde temperlenmiş, uzun ve sürekli tel halinde hazırlanmıştır ve bunlar kaynak ekipmanı boyunca sürekli ve yumuşak bir biçimde beslenirler. Çaplarının küçük olması nedeniyle elektrodlar yüksek yüzey/hacim oranına sahiptir (Tablo 3.2) [24].

Tablo 3.2. Gazaltı kaynak yönteminde kullanılan elektrodlar [24]

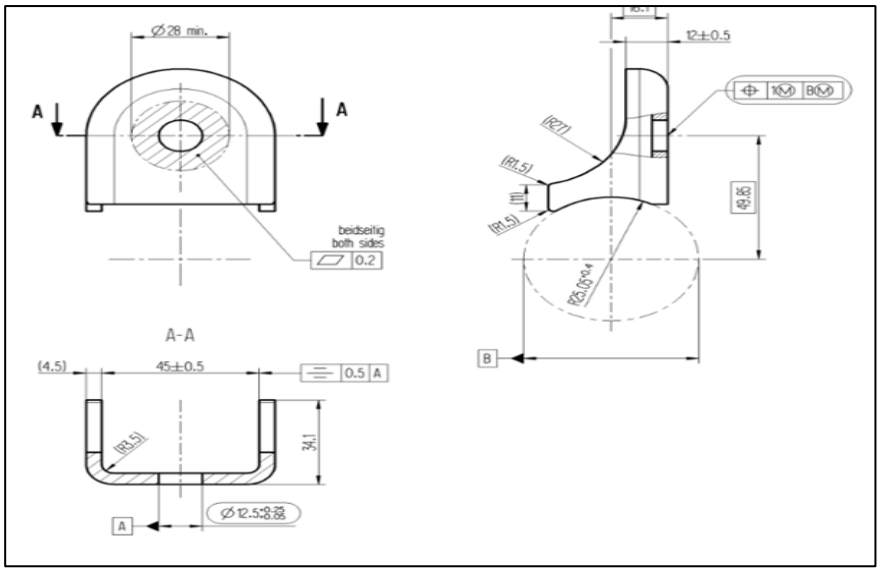
Metaller	Gösterilişi	Elektrodlar	AWS
Alüminyum ve Alüminyum Alaşımları	1100	ER110, ER4043	A5.10
	3003, 3004	ER1100, ER5356	
	5052, 5454	ER554, ER5356, ER5183	
	5083, 5086, 5456	ER5556, ER5356	
	6061, 6063	ER4043, ER5356	
Magnezyım Alaşımları	AZ10A	ERAZ61A, ERAZ92A	A5.19
	AZ31B, AZ61A, AZ80A	ERAZ61A, ERAZ92A	
	ZE10A	ERAZ61A, ERAZ92A	
	ZK21A	ERAZ61A, ERAZ92A	
	AZ63A, AZ81A, AZ91C	ERAZ92A	
	AZ92A, AM100A	ERAZ92A	
	HK31A, HM21A, HM31A	EREZ33A	
	LA14A	EREZ33A	
Bakır ve Bakır Alaşımları	Ticari Saflıkta Bakır	ERCu	A5.7
	Silisyum Bronzu	ERCuSi-A	
	Cu-Ni Alaşımı	ERCuNi	
	Alüminyum Bronzu	ERCuAl-Al, -A2, -A3	
	Kalay, Fosfor Bronzu	ERCuSn-A	
Nikel ve Nikel Alaşımları	Ticari Saflıkta Nikel	ERNi	A5.14
	Ni-Cu alaşımı (Monel 400)	ERNiCu-7	
	Ni-Cr-Fe Alaşımı (Inconel 600)	ERNiCrFe-5	
Titanium ve Titanyum Alaşımları	Ticari Saflıkta Titanyum	ERTi-1, -2, -3, -4 (1 veya 5 Grade düşük)	A5.16
	Ti-0.15Pd	ERTi-0.2Pd	
	Ti-5AL-2.5 Sn	ERTi-5Al-2Sn veya ERTi Tipi	
Östenitik Paslanmaz Çelikler	201	ER308	A5.9
	301, 302, 304, 308	ER308	
	304L	ER308L	
	310	ER310	
	316	ER316	
	321	ER321	
	347	ER347	
Çelikler	Sıcak veya Soğuk Haddelenmiş Alaşımsız Karbon Çelikleri	E70S-3, E70S-1	A5.18
		E70S-2, E70S-4	
		E70S-5, E70S-6	
Çelikler	Yüksek Mukavemetli Düşük Alaşımlı Çelikler	E80S-D2	A5.28
		E80S-Ni1	
		E100S-G	

3.7. Amortisör ile Dengeleyici Kol Braket Kaynağını Etkileyen Parametreler

3.7.1. Amortisör dengeleyici kol braket kalınlığı

Amortisör üzerinde bulunan dengeleyici kol braket kalınlığını arttırmak yada azaltmak ile kaynak boğaz ölçülerinde değişiklik yapılmadığı takdirde kaynağın statik mukavemeti değişmemektedir [34.] Yorulma açısından incelersek dengeleyici kol braket kalınlığını arttırmak ile aynı kaynak penetrasyonunu sağlayabilmek için daha fazla kaynak ısı girdisine ihtiyacımız olmaktadır. Oluşan bu ısı girdisi ile kaynak edilen parçalar daha fazla sıcaklığa maruz kalmakta ve malzeme mikroyapısında istenmeyen tane büyümesine ve tane ebatlarında homojensizliklerine oluşmakta ve bu da kaynak edilen braket üzerinde farklı bir mekanik özellik içeren bölge oluşmasına sebep olmaktadır.

Kaynak operasyonu sonrası soğuma hızı kritik soğuma hızı üzerinde olabilmektedir ve bu bölge martenzite dönüşebilmektedir. Isıl genleşme ve soğurken büzülme nedeniyle kılcal çatlaklar oluşmakta ve dinamik yükler altında kılcal çatlaklar konstrüksiyonu kullanılamaz hale getirmektedir. Amortisör dengeleyici kol braket kalınlığı müşteri tarafından geçmiş proje tecrübelerinden yararlanılarak ve dayanım testleri ile belirlenmektedir. Deneylerde kullanılacak olan braket kalınlığı karşılaştırma amaçlı olacağından tüm test numunelerinde 4,5mm et kalınlığında U tipi braket kullanılmıştır. (Şekil 3.4)



Şekil 3.4. Amortisör dengeleyici kol braketi

3.7.2. Amortisör dengeleyici kol braketi malzeme mekanik özellikleri

Amortisör dengeleyici kol braket malzeme tipi müşteri tarafından geçmiş proje tecrübelerinden yararlanılarak ve dayanım testleri ile belirlenmektedir. Testlerde kullanılacak braket seri imalat koşullarında kullanılan ticari bir amortisörden seçilmiştir ve malzemesi EN 10149-2-2013 S420MC (Erdemir 4942) çeliğidir.

Aynı lot üzerinden alınan braket tipleri malzeme çekme testine tabii tutulmuştur ve brakete dair olması gereken malzeme mekanik değer ve sonuçları aşağıda belirtilmiştir [26].

- Malzeme: EN 10149-2-2013 S420MC (Erdemir 4942)
- Minumum akma dayanımı:420MPa
- Minumum çekme dayanımı:480MPa-620MPa
- Minumum kopma uzaması: %19

Çekme deneyi sonucu elde edilen değerler aşağıda Tablo 3.3'de belirtilmiştir.

Tablo 3.3. Amortisör dengeleyici kol braketi çekme testi sonuçları

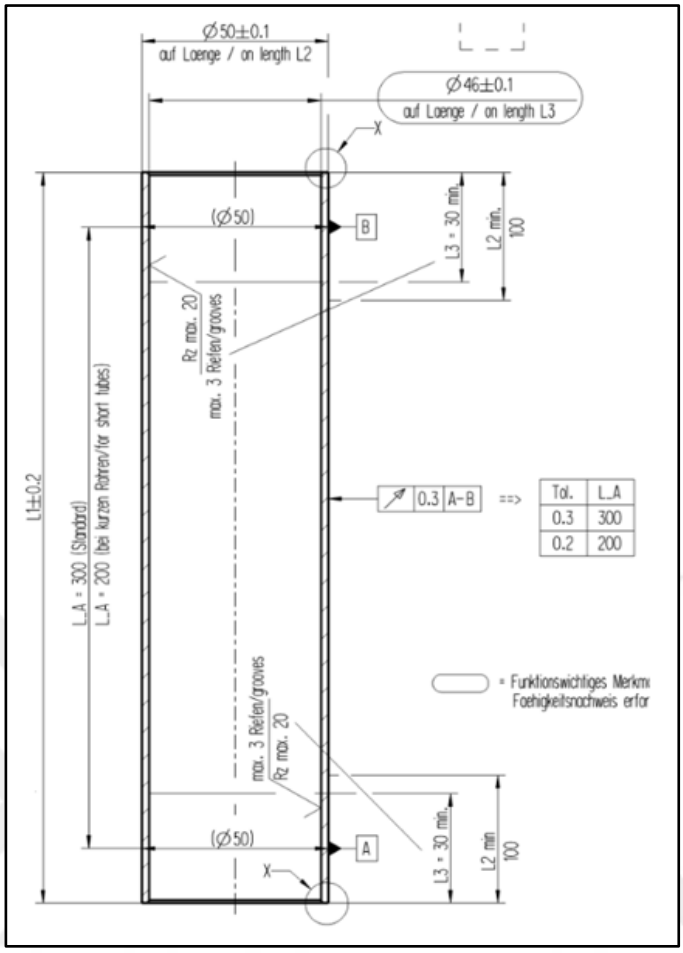
Üst Akma Dayanımı (ReH) (Mpa)	Çekme Mukavemeti (Rm)	Kopma Uzama Oranı (A) (%)	Tarih
439	525	32	30.10.217

3.7.3. Rezerve borusu ve kalınlığı

Amortisör üzerinde kullanılan rezerve borusu amortisör açık, kapalı ve gövde boyu hesaplandıktan sonra yapılan dayanım testleri sonucu firma standartlarında bulunan, dayanıma uygun standart boru tipi üzerinden seçilmektedir.

Tüm test numunelerinde malzeme kalınlığı 2mm et kalınlığında dikişsiz boru kullanılmıştır. Boru ölçüleri Ø50xØ46x359 mm'dir.

Rezerve borusunun kalınlığını arttırmak ile kaynak statik dayanımı değişmemektedir fakat yorulma dayanımı dengeleyici kol braket kalınlığı değişiminde açıklandığı gibi azalmaktadır. Rezerve boru resmi aşağıda verilmiştir. (Şekil 3.5)



Şekil 3.5. Rezerve borusu

3.7.4. Rezerve borusu malzeme mekanik özellikleri

Rezerve borusu malzeme tipi kaynak boğaz çapı değişmediği sürece statik kaynak dayanımını değiştirmemektedir fakat aynı akma dayanımına sahip farklı elastisite modulü içeren kaynaklı tasarımlarda elastisite modülü büyük olanın rijitliği daha düşük olup, esneme miktarı daha düşük olmakta ve dolayısıyla yorulma dayanımı daha düşük olmaktadır.

Amortisör üzerinde kullanılan rezerve boru malzemesi yapılan deneysel dayanım test sonuçları ve müşteri talebi ile belirlenmektedir, firma standartları arasında bulunan uygun borular arasından seçilmektedir. Hazırlanan test numunelerinde E355 DIN2393-1 normunda soğuk çekim dikişsiz boru kullanılmıştır.

Rezerve borusunun olması gereken mekanik özellikleri aşağıda belirtilmiştir [27];

– Minumum akma dayanımı:550MPa

- Minumum çekme dayanımı:650MPa…800MPa
- Minumum kopma uzaması: %6
- Sertlik değeri:195…240 HBW

Yapılan malzeme çekme test sonuçları aşağıda belirtilmiştir ve testlerde kullanılacak rezerve boruları malzeme mekanik gereksinimlerini sağlamaktadır. (Tablo 3.4)

Tablo 3.4. Rezerve borusu çekme testi sonuçları

Parça Numarası	%2 Uzama Mukavemeti (Rp0,2) (MPa)	Çekme Mukavemeti (Rm) (MPa)	Kopma Uzama Oranı (A) (%)	Tarih
Numune1	723	733	7.8	12.04.2018
Numune 2	723	733	7.8	12.04.2018
Numune 3	723	733	7.8	28.03.2018
Numune 4	723	733	7.8	02.03.2018
Numune 5	704	746	11.9	23.02.2018
Numune 6	676	743	9.7	05.02.2018
Numune 7	662	709	9.2	23.01.2018
Numune 8	659	724	11	05.01.2018
Numune 9	651	741	9.5	24.04.2018

3.7.5. Malzeme kimyasal kompozisyonu ve eşlenik değeri

Karbon eşdeğeri kavramı, kaynakta çeliğin sertleşme eğilimini belirten bir değer sayısının bulunması ve bununla çeliğin bileşimine dayanarak, kaynak kabiliyetini belirten bir formülün elde edilebilmesi için birçok çalışma yapılmış ve alaşım elementlerinin verdiği sertleşmeye eş değerde sertliği sağlayacak karbon miktarı saptamak için ortaya çıkmıştır. Bu şekilde saptanan ve çeliğin bileşimindeki alaşım elementlerinin oluşturduğu sertliğe eş sertliği veren karbon miktarına karbon eşdeğeri adı verilmiştir.

Alaşımsız çelikler için geçerli olan C ≤ %0,22'den az kuralı kaynak dikişi etrafında kılcal çatlakların oluşma ihtimalini azaltmaktadır. Karbon oranının düşük tutulması ile kaynak sırasında kaynak dikişi çevresinde oluşan martenzit miktarının %30'u geçmemesi sağlanmaktadır. Bu oranda karbon içeren martenzit yapı zaten sünek ve iyi şekillendirme kabiliyetine sahip olduğu için kaynak operasyonunda ısıl

genleşmeden dolayı kaynak distorsiyonu çatlamalarına sebep olmaz. Distorsiyon sürecindeki zoraki şekillendirme kırılmadan yapılabilmektedir. [28]

Karbon eşdeğeri hesaplanması konusunda, literatürde çok değişik formüllere rastlanılmaktadır. Uluslararası Kaynak Enstitüsünün önermiş olduğu karbon eşlenik değeri 0,4'ün altında olmalıdır [28]. Bazı OEM müşteri formulizasyonuna göre bu değer her iki kaynak metali için de 0,35'in altında olmalıdır.

Uluslarası Kaynak Enstitisüne göre (IIW) Karbon eşlenik değeri denklem (3.1)'de aşağıda belirtilmiştir.

KED:

$$(\%)=C+\left(\frac{Mn}{6}\right)+\frac{(Cr+Mo+V)}{5}+\left(\frac{Ni+Cu}{15}\right) \quad (3.1)$$

MAG kaynak operasyonu yapılan parçaların kimyasal kimyasal kompozisyonu yapılmıştır. Eşitliğe göre kaynak edilen parçaların karbon eşlenik değerleri aşağıdaki denklem (3.2) ve (3.3)'deki gibi bulunmuştur.

Rezerve borusu için hesap aşağıda yapılmıştır.

$$\text{IIW: } 0,176+\frac{1,4}{6}\left(\frac{0+0+0,0042}{5}\right)+\frac{0+0}{15}=0,41 \quad (3.2)$$

Dengeleyici kol braketi için hesap aşağıda yapılmıştır.

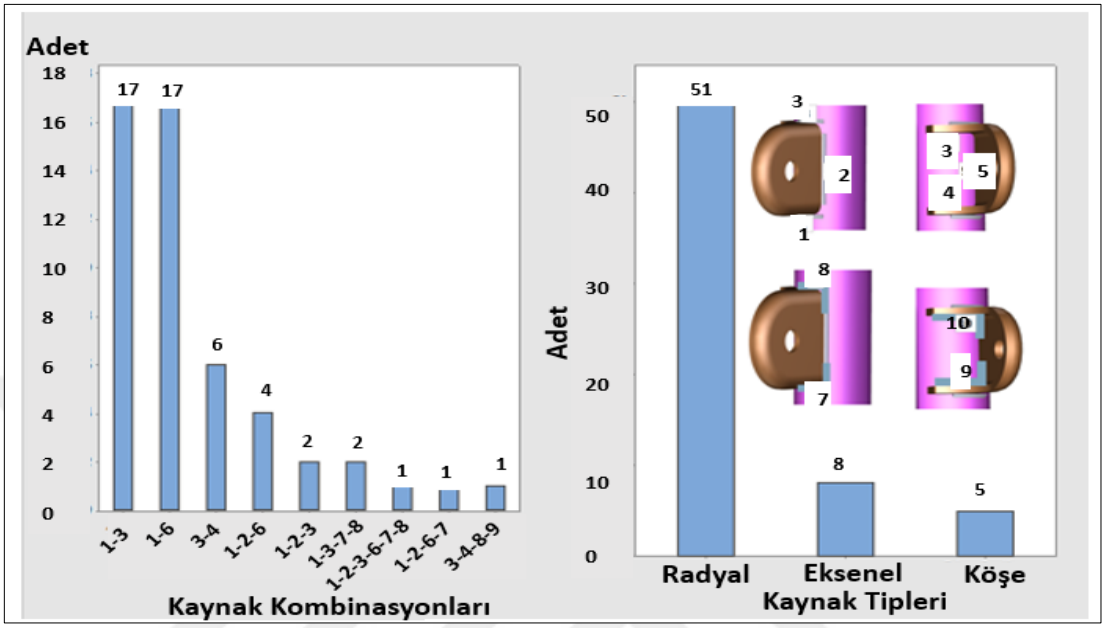
$$\text{IIW: } 0,085+\frac{1,125}{6}+\left(\frac{0,018+0,061+0,007}{5}\right)+\frac{0,041+0,025}{15}=0,29 \quad (3.3)$$

Karbon eşlenik değerleri sınır değerlere yakın olduğu için ön tavlama işlemi yapılmadan kaynak malzemeleri kaynak edilmeye uygundur.

3.7.6. Kaynak pozisyonu

U tipi dengeleyici kol braket üzerinde braket geometrisi nedeniyle radyal, eksenel ve köşe kaynak tipleri uygulanabilmektedir. Uygun kaynak metodu yapılan modeller sonlu eleman analiz yöntemi sonrası, dayanım testleri ile doğrulanmaktadır.

Geçmişte yapılmış olan seride kullanılan 51 adet U tipi dengeleyici kol braketi içeren amortisör incelenmiştir ve farklı kombinasyon dağılımları tabloda belirtilmiştir. Şekil ticari bir amortisör fabrikasından alınmıştır (Şekil 3.6).

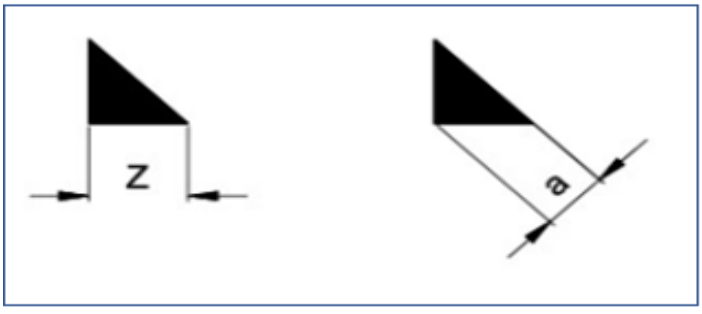


Şekil 3.6. Amortisör dengeleyici kol braketi kaynak kombinasyon dağılımları

Projelerin hepsi radyal kaynak içermektedir, 8 tanesi (%15) eksenel kaynak ve 5 tanesi (%9) köşe kaynak içermektedir.

3.7.7. Kaynak dikiş kalınlığı

Kaynak dikiş kalınlığı için hesaplamalarda DIN 18800-1 numaralı çelik yapılar normu kullanılmıştır. Çelik yapılar speğine göre kaynatılacak parçalarda istenen malzeme et kalınlığı 3 mm'den büyük ise dikiş kalınlığı kaynak normu formulizasyona göre belirlenmektedir [29]. Maksimum kaynak dikiş uzunluğu için dikiş kalınlık gösterimi aşağıdaki şekilde belirtilmiştir. (Şekil 3.7)



Şekil 3.7. Kaynak dikiş kalınlığı [21]

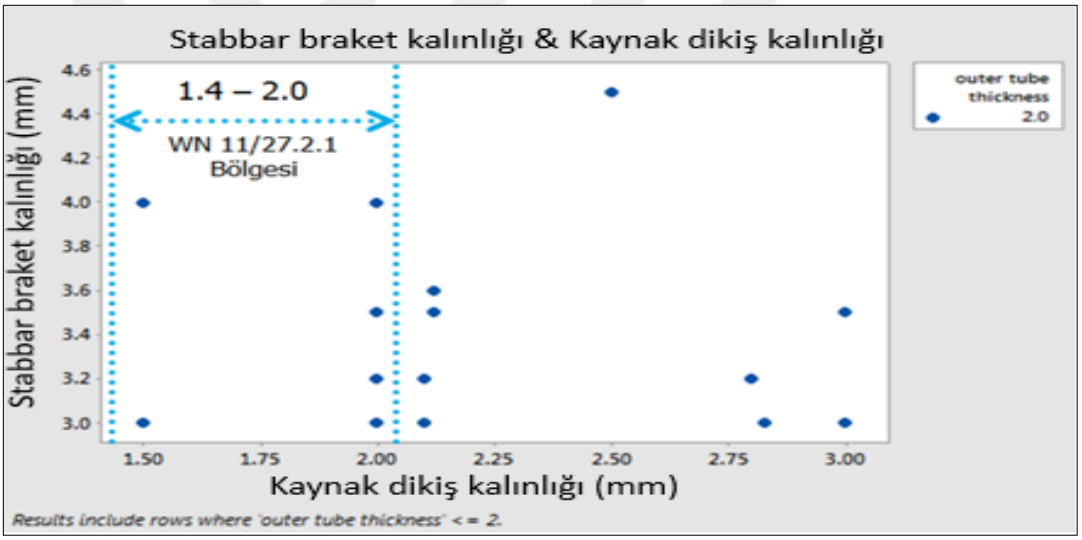
Minumum kaynak et kalınlığı için aşağıdaki Denklem 3.4'den yararlanılır.

$$a = \frac{z}{\sqrt{2}} \tag{3.4}$$

Minumum kaynak dikiş uzunluğu için denklem (3.5) 'den yararlanılır.

$$a \geq \sqrt{\max t} - 0{,}5 \tag{3.5}$$

Kaynatılacak parçalardan dengeleyici kol braketinin kalınlığı (t) 4,5 mm'dir ve rezerve boru kalınlığı 2 mm'dir. Formulizasyona göre 1,62 ≤ a hesaplanmıştır ve dikiş kalınlığı z=2,5 mm olarak belirlenmiştir. Aşağıda ticari bir amortisör fabrikasına ait geçmiş projelerde kullanılmış dengeleyici kol braketi ve kaynak dağılımı belirtilmiştir (Şekil 3.8)



Şekil 3.8. Amortisör dengeleyici kol braketi - kaynak dikiş kalınlığı dağılımı

3.7.8. Kaynak dikiş uzunluğu

Eksenel ve radyal tipi kaynak boyları geçmiş projelerde incelenmiş ve incelenen 45 farklı U tipi brakette 28 tanesinin kaynak uzunluğu 30 mm'den kısa olduğu anlaşılmıştır. Kaynak boyunun uzunluğu kaynak dayanım performansını etkilemektedir. Kaynak boyunun gereğinden kısa olması düşük yüklerde kırılmaya neden olmaktadır. Gereğinden fazla uzun boyda atılan kaynak operasyonlarında ise rezerve komple üzerinde rijit bir yapı oluşturulmuş olacak ve rezerve komplenin esneme miktarı düşürülmüş olup, erken çatlağın başlamasına neden olmaktadır.

DIN 18800-1 çelik yapılar normu incelendiğinde minumum olması gereken kaynak uzunluğu için aşağıdaki eşitlikler (3.6) (3.7) uygulanmaktadır [29].

$$l \geq 6a \tag{3.6}$$

$$l \geq 20 \tag{3.7}$$

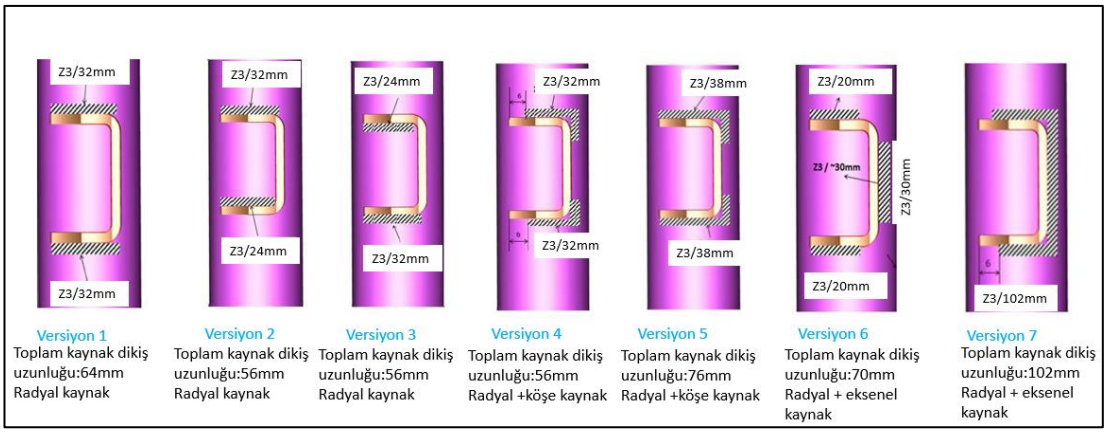
Kaynak kalınlığı a=1,8 için l ≥10,8 olmalıdır ve bu yüzden l=20 mm olarak minumum kaynak uzunluğu deneme numune üretimlerinde kullanılmıştır.

Farklı projelere ait Ø50x2mm rezerve boru içeren çalışmalardaki kaynak boyları tabloda belirtilmiştir. Aşağıda ticari bir amortisör fabrikasındaki amortisör dengeleyici kol braketi ve kaynak dağılımı belirtilmiştir. (Tablo 3.5)

Tablo 3.5. Kaynak dikiş uzunluğu

Proje Numarası	Kaynak Dikiş Uzunluğu		
	z1	z2	z3
Proje Numarası 1	44	28+5	
Proje Numarası 2	20+5	20+5	
Proje Numarası 3	30	25	25
Proje Numarası 4	22+5	22+5	
Proje Numarası 5	20+5	20+5	
Proje Numarası 6	45	45	
Proje Numarası 7	12	13	20
Proje Numarası 8	19	19	35
Proje Numarası 9	35	35	35
Proje Numarası 10	31	31	
Proje Numarası 11	20	20	
Proje Numarası 12	32	38	
Proje Numarası 13	22	32	
Proje Numarası 14	45	45	
Proje Numarası 15	38	38	
Proje Numarası 16	32	32	
Proje Numarası 17	35	35	
Proje Numarası 18	32	32	
Proje Numarası 19	23	23	

Deneysel testlerde ve yapılacak olan sonlu elemanlar analiz çalışmalarında kullanılmak üzere 7 farklı boy konumda eksenel, radyal ve köşe kaynak içeren rezerve komple amortisör modeli aşağıdaki gibi belirlenmiştir. (Şekil 3.9)



Şekil 3.9. Rezerve komple çalışma modelleri

3.7.9. Kaynak teli ve çapı

Gazaltı kaynağında kullanılan elektrodlar tozaltı ark veya özlü elektrodla ark kaynağında kullanılanlara göre çok daha küçük çapa sahiptirler. Genelde elektrod çapları 0,8 ile 1,6 mm arasındadır. Ancak 0,5 mm'ye kadar ince ve 3,2 mm'ye kadar kalın çaplı elektrodlar da gazaltı kaynağında kullanılabilmektedir.

Elektrod çapının küçük olması ve akım şiddetinin göreceli olarak yüksek olması elektrod besleme hızlarının yüksek olmasını gerektirmektedir. Fabrikadaki seri üretim şartlarında kullanılan 1,2 mm çapındaki SG3 gaz kaynak teli karşılaştırmalı test numune üretiminde kullanılmıştır. SG3 kaynak teli çekme dayanımı 570 N/mm²'ye kadar olan alaşımsız yapı çeliklerinin, ince taneli "C-Mn" çeliklerinin ve gemi levhalarının kaynağında kullanılan yüzeyi bakır kaplı gazaltı kaynak telidir. SG3 kaynak telinde içerdiği yüksek "Mn" sayesinde AS SG2 teline oranla akma ve çekme dayanımında 20-50 N/mm²'lik bir artış elde edilir. Yüksek "Si" oranı ise kaynak dikişinin yüzeyindeki süreksizlikleri azaltarak daha düzgün ve sağlıklı kaynak dikişlerinin elde edilmesine olanak sağlamaktadır [24].

3.7.10. Kaynak teli besleme hızı

En derin nüfuziyet, kaynak hızının optimum değerinde elde edilmektedir ve bu hızın yavaşlaması veya artması hallerinde ise nüfuziyet azalmaktadır. Kaynak hızı yavaş olduğu zaman, birim zamanda birim boya yığılan kaynak metali artar ve bu da kaynak banyosunun büyümesine neden olur, çok akışkan hale gelen sıvı metal ağız içinde arkın önüne doğru akar ve bu da nüfuziyetin azalmasına neden olur ve sonuçta

geniş bir kaynak dikişi elde edilmektedir. Kaynak hızının artması, dikiş yüksekliğinin artmasına neden olmaktadır. Aşırı derecede yavaş kaynak hızı, fazla miktarda kaynak metalinin yığılması ve nüfuziyetin azlığı nedeni ile ağız kenarlarında kalan bölge oluşmasına neden olur. Hızın artması birim boya verilen ısının azalmasına ve dolayısı ile de esas metalin eriyen miktarlarının azalmasına neden olur ve bu da nüfuziyeti azaltmaktadır [24]. Numunelerin hazırlık aşamasında radyal kaynak tel besleme hızı 12,5m/dk'dır, eksenel kaynak tel besleme hızı ise 10m/dk'dır.

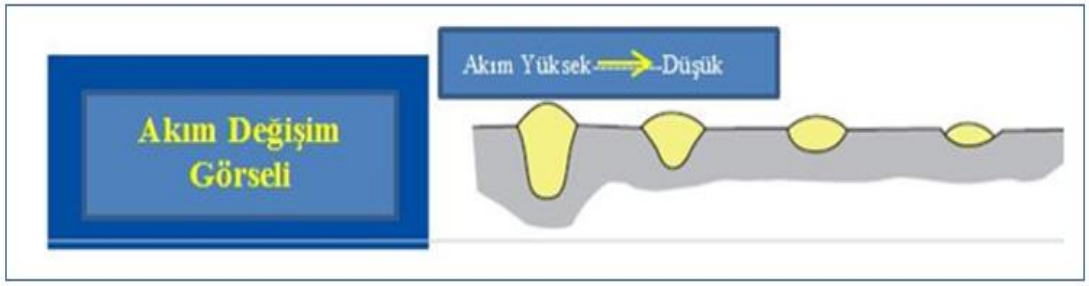
3.7.11. Koruyucu gaz ve debisi

Kaynakta koruyucu gaz debisi, kaynak banyosunun atmosfer ortamından korunması ve kaynak dikişinde oluşabilecek porosite ile arkın kaynak banyosundan uzaklaşmasını sağlaması sebebiyle önemlidir. Kaynak banyosunu koruyucu gaz ile yeterince korumak ve porosite oluşumunu engellemek gerekmektedir. Yetersiz gaz debisi porosit oluşumuna sebebiyet vermektedir. Aşırı gaz debisi gaz valflerine (robotlarda) zarar vermekte ve dikişin içindeki ark oluşumu sırasında tel ucunda oluşan plazmanın metalin kaynak banyosu bölgesinden uzaklaşmasına neden olmaktadır. Aşırı koruyucu gaz debisi vakum etkisi yaratarak kaynak dikişinde gözenek oluşumuna sebebiyet verebilmektedir. Ayrıca kaynak yapılan ortamda aşırı hava akımı veya rüzgar var ise bu durum koruyucu gazın ortamdan uzaklaşmasına ve yukarıda bahsedilen yetersiz gaz koruması durumunda oluşabilecek kaynak hatalarına sebebiyet vermektedir [24]. Karşılaştırmalı test numune üretiminde koruyucu gaz olarak %95 argon, %5 CO_2 karışım gazı kullanılmıştır. Gazın debisi 20lt/dk'dır. Rezerve komple üretimi için fabrikada seri üretimde kullanılan gaz debisi seçilmiştir. Kaynak kapalı alanda yapılmaktadır, herhangi bir hava akımına maruz kalmamaktadır.

3.7.12. Kaynak makine parametreleri ve kaynak akımı

Kaynak proses parametrelerinden biri olan akım şiddeti arttıkça erime gücü de artmaktadır. Bütün diğer kaynak parametreleri sabit tutulduğu zaman akım şiddeti ile kaynak dikişinin eninin yüksekliğinin, nüfuziyetinin ve boyutlarının artan akım şiddeti ile arttığı görülmektedir.

Aşırı yüksek akım şiddeti çok geniş bir kaynak banyosu ve derin nüfuziyete neden olduğundan yüzeyde delinmelerin ortaya çıkmasına neden olabilmektedir; çok düşük akım şiddeti de çok kötü bir nüfuziyete ve elektrod metalinin parçanın üzerine yığılmasına neden olmaktadır [24]. Bu yüzden geçmiş proje tecrübelerinden yararlanılarak iş parçası kalınlıklarına uygun seri üretimde kullanılanılan en az kalite sorunu içeren kaynak akım şiddeti seçilmiştir (Şekil 3.10)

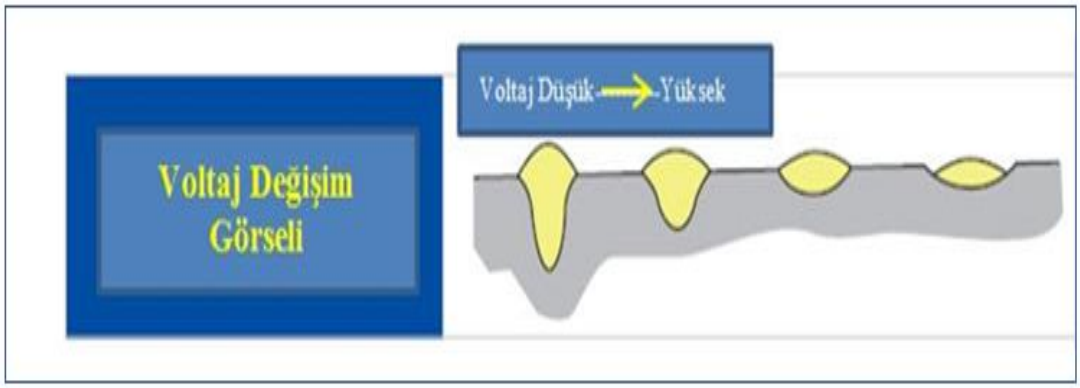


Şekil 3.10. Kaynak akımı ve nüfuziyet [24]

3.7.13. Kaynak gerilimi ve voltaj

Kaynak ile ilgili diğer parametreler sabit kalmak koşulu ile ark geriliminin artması halinde kaynak dikişi yaygın ve geniş bir biçim almaktadır. Kaynak nüfuziyet derinliği ise artan ark gerilimi ile birlikte optimum değere kadar artar ve bu değerden sonra azalmaya başlamaktadır. Çok küçük ark gerilimi çok dar ve aşırı şişkin (konveks) kaynak dikişlerinin oluşmasına, aşırı derecede küçük ark gerilimi ise poroziteye neden olmaktadır [24]. (Şekil 3.11)

Bu yüzden geçmiş proje tecrübelerinden yararlanılarak iş parçası kalınlıklarına uygun seri üretimde kullanılan en az kalite sorunu içeren kaynak akımı seçilmiştir.



Şekil 3.11. Kaynak voltajı ve nüfuziyet [24]

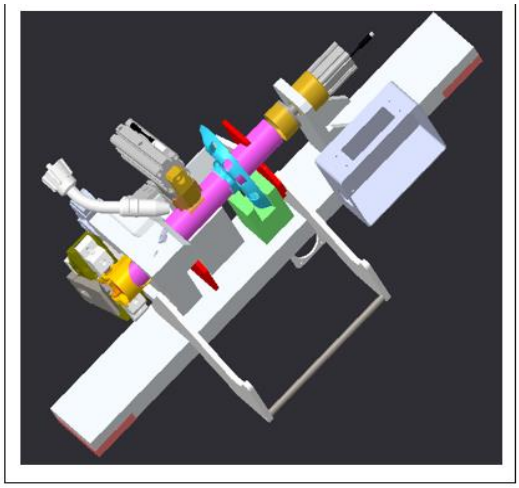
Rezerve komple üretimi yapılırken kaynak parametreleri ayarı yapılmaktadır. Kaynak tel sürme hızı, akım, volt ve yardımcı parametreler tabloda belirtilmiştir. Kaynak tel sürme hızı arttıkça kaynak nufuziyeti artar, kaynak dikiş genişliği ve dikiş yüksekliği de artmaktadır. Bu yüzden tüm üretilen numunelerde aynı parameterler kullanılarak, numuneler arasında standartlaştırma sağlanmıştır. Kaynak makinası parametreleri tabloda aşağıda belirtilmiştir. (Tablo 3.6)

Tablo 3.6. Kaynak makina ana parametreleri ve yardımcı parametreleri

		Radyal Kaynak	Eksenel Kaynak
Ana Parametreler	Kaynak teli besleme hızı	12.5m/dk	10m/dk
	Ark boyu ayarlama	-0.06	-0.06
	Uyarı/Dinamik Düzeltme	0	0
	Tigger Modu	S2-Steep	S2-Steep
	Pross	Puls	Puls
Yardımcı Parametreler	Kaynak akımı (A)	260	200
	Kayynak akımı torelansı (A)	±36	±30
	Kaynak akımı gerilimi-voltaj (V)	24	23
	Kaynak akımı gerilimi torelansı	±3.6	±3.3
	Kaynak teli beslenme hız torelansı	±1	±1
	Robot kaynak ilerleme hızı	60	70

3.8. Amortisör Dengeleyici Kol Braket Kaynak Prosesi

Tasarlanan amortisör modeline uygun olarak amortisör dengeleyici kol braketi fikstürü bilgisayar destekli tasarım program ile tasarlanmıştır. (Şekil 3.12)



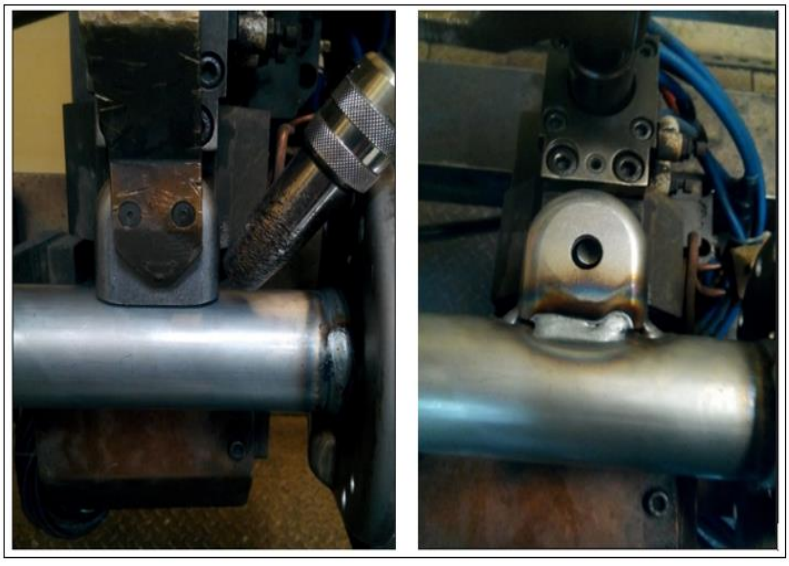
Şekil 3.12. Amortisör dengeleyici kol braketi kaynak fikstürü

Hazırlanan fikstür üzerine rezerve komple numunesi yay tablası ve klevis braketi üzerinden sabitlenerek fikstür üzerine yerleştirilmiştir. (Şekil 3.13)



Şekil 3.13. MAG kaynak prosesi

Rezerve komple üzerindeki dengeleyici kol braketi kaynak yuvası üzerine oturtulmuş ve kaynak parametre değerleri kaynak makinesi üzerinden girilmiştir. Robotlar üzerine konumlandırılmış kaynak torcu, dengeleyici kol braketi üzerinde belirlenmiş kaynak dikiş koordinatlarına hareket ederek robotik olarak MAG kaynağını gerçekleştirmiştir. (Şekil 3.14)



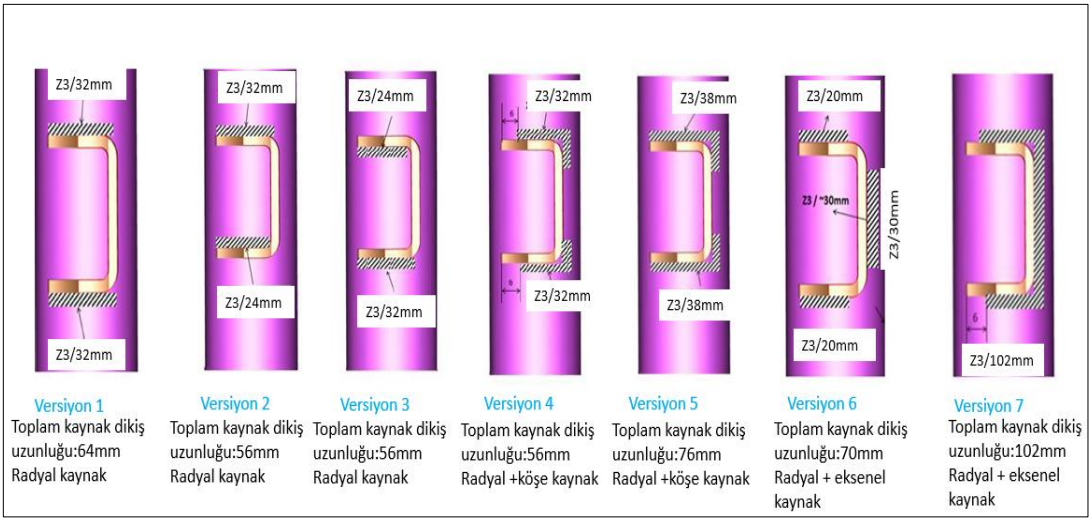
Şekil 3.14. Robotik kaynak prosesi

Rezerve komple numuneleri üzerindeki kaynak dikişleri basınçlı hava ile kaynak sızdırmazlık testine tabi tutulmuştur. Sızdırmazlık testi aşağıda gösterilmiştir. (Şekil 3.15)



Şekil 3.15. Sızdırmazlık prosesi

Deneysel testlerde ve yapılacak olan sonlu elemanlar analiz çalışmalarında kullanılmak üzere 7 farklı boy ve konumda eksenel, radyal ve köşe kaynak içeren rezerve komple amortisör modeli belirlenmiştir ve aşağıdaki pozisyonlarda üretilmiştir. (Şekil 3.16)

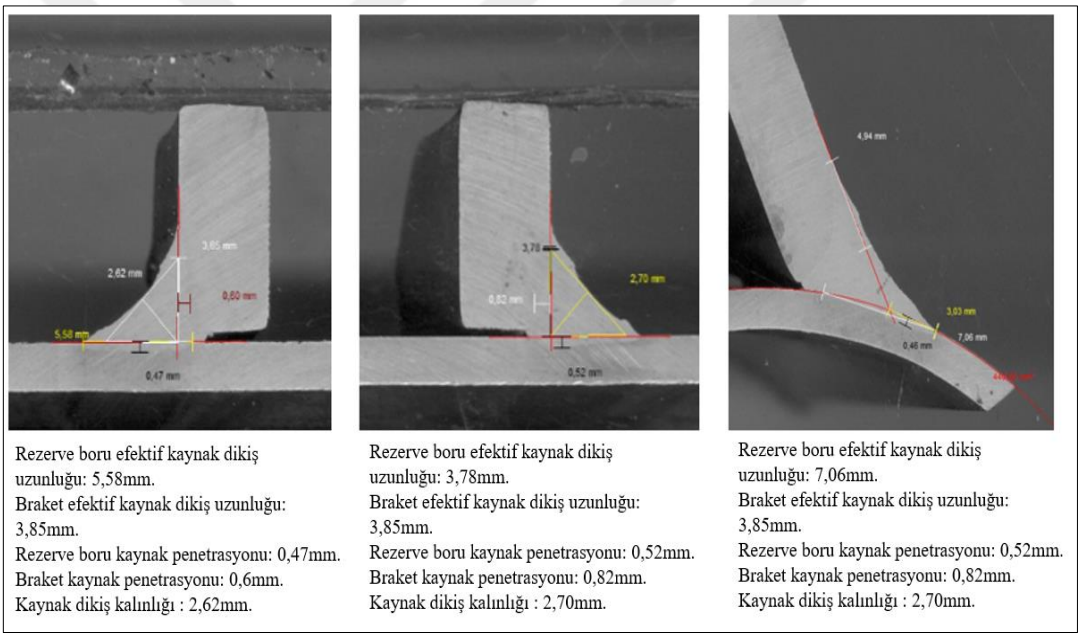


Şekil 3.16. Rezerve komple test modelleri

3.9. Kaynak Kalınlığı ve Kaynak Penetrasyonu

Kaynak dayanımını etkileyen parametrelerden biri de efektif kaynak kalınlığı ve kaynak penetrasyonudur. Kaynak penetrasyonu fabrika normuna göre seri üretimde olması gereken minumum değeri 0,2 mm'dir. Bu değerin fabrika üretim normuna göre 1,4 mm'yi aşmaması gerekmektedir.

Düşük penetrasyon düşük tekrarlı gerilmelerde kopmalara, yüksek penetrasyon ise yüksek ısıl girdi oluşmasına ve malzeme kimyasal kompozisyonunda bozulmalara neden olarak, akma mukavemetinin düşmesine neden olmaktadır. Bu yüzden üretilen test numunelerinin penetrasyon ve efektif kaynak boyları aşağıdaki kesim yapılmış numuneler üzerinde belirtilmiştir. (Şekil 3.17)



Şekil 3.17. Kesim yapılmış kaynak modelleri

4. YORULMA TEORİSİ VE IIW YORULMA ÖMÜR YAKLAŞIMI

Yorulma; tekrarlı ve değişken yükler altında yapıda çatlak oluşması ve sonrasında çatlağın büyümesi olayına denir. Yükleme büyüklüğü yapıda yorulma çatlağı oluşturmaya yeterli olmalıdır; fakat bu yükleme büyüklüğü tek bir yük altında parçanın kırılmasına neden olan yükten çok daha az olabilir. Yapılan yükleme, parçanın izin verilen statik tasarım limit değerinin çok altında olabilir. Normal koşullarda statik tasarım limiti, akma mukavemeti olarak kabul edilir. Bunun yanısıra güvenlik faktörü kullanılarak gerilme limiti akma mukavemetine uzak ve çekme mukavemetinden ise çok uzakta olur; fakat bu yaklaşım türü statik yüklemeler altında çalışan yapılar için geçerlidir.

Pratikte bazı sistemler yalnızca statik yük altında çalışırlar. Genelde yapılarda oluşan gerilmeler değişken olur. Bunlar tekrarlı yüklemelerden, tamamen rastgele değişen yüklemelere kadar farklı şekillerde olabilir. Bu gerilme değerleri izin verilen statik değerin altında olmasına rağmen yorulma kırılması olasılığı düşünüldüğünde güvenli bölgede değildir. Normal çalışma koşullarında bu değişken yükler; titreşim, basınç değişimi, sıcaklık dalgalanmaları, rüzgâr kuvvetinin etkisi yapıdaki gerilmelerin değişmesine neden olan farklı çeşitli yüklemelerdir. Kaynaklı konstruksiyonlarda da bu tarz yüklemeler görülebilir [3].

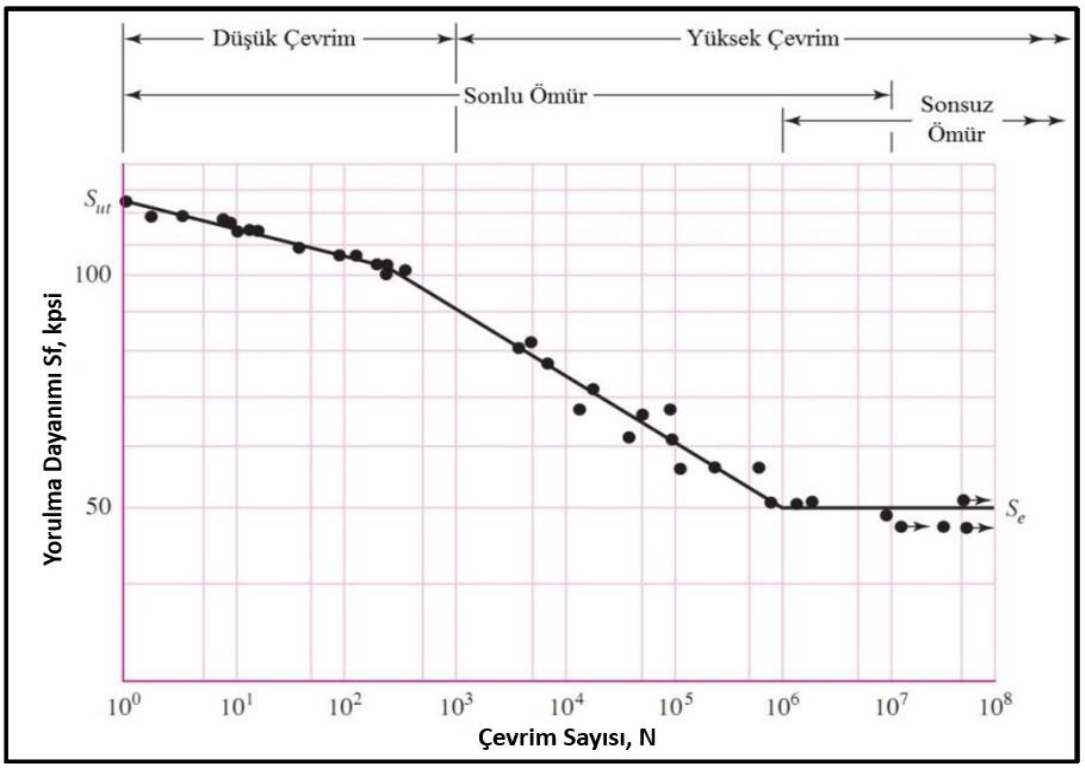
Yorulma üzerinde durulan dört önemli özellik aşağıda belirtilmiştir.

- Olayın sürekli gelişmesi
- Bölgesel olması
- Çatlağın ilerlemesi
- Çatlağın büyümesi ve kırılma olayının gerçekleşmesi

Pratikte makine sistemini oluşturan parçalara çoğunlukla yönü ve büyüklüğü düzensiz veya düzenli bir şekilde zamanla değişen gerilme, kuvvetler, eğilme ve burulma momentleri tesir eder [30]. Bu türde zorlanmaya maruz kalan makine parçası kendi akma mukavemeti altındaki bir gerilme değerinde beklenmedik bir şekilde kırılabilir. Bu tür kırılmalara yorulma kırılması adı verilir [32]. Yorulma zorlanması durumunda

yük istenildiği kadar tekrar edilebilir ve zorlanmanın zaman aralıklarına ulaşılabilir [33].

Yorulma konusunda ilk deneysel çalışmalar August Wöhler tarafından yapılmıştır. Wöhler metodunun temelini, çevrim sayısı ve gerilme genliğini içeren Wöhler (S-N) diyagramları oluşturmaktadır. Wöhler metodunda biçim, malzeme tipi ve yüzey kalitesi bakımından aynı olan deney örnekleri her biri farklı ve sürekli yüklemelerde zorlanarak kırılmaların oluştuğu çevrim sayıları belirlenmektedir. Bir deney serisinde 6-10 adet parça ihtiyaç vardır. Yorulma deneyi süreklilik içermelidir, durdurulursa deney parçalarında toparlanma olayı görülür ve aralıksız yük uygulanan deneyden daha yüksek yorulma ömür dayanımı elde edilir. Wöhler metodunda bir deney serisinde tüm parçalar için ortalama gerilme (σ_m) yahut alt gerilme (σ_{min}) sabit tutularak her deney için farklı gerilme genliği (σ_a) seçilir. İlk deney parçası üst gerilme genlikle akma sınırına yakın olacak şekilde zorlanır. Daha sonraki deney örneklerine gittikçe azalan gerilmeler uygulanmaktadır. Bir deneysel çalışma sonunda uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrim sayılarının bir eğri olarak çizimi ile Wöhler eğrisi bulunur (Şekil 4.1) [30]. Ortalama gerilmenin veya alt gerilmenin her bir değeri için ayrı bir eğri bulunmalıdır.



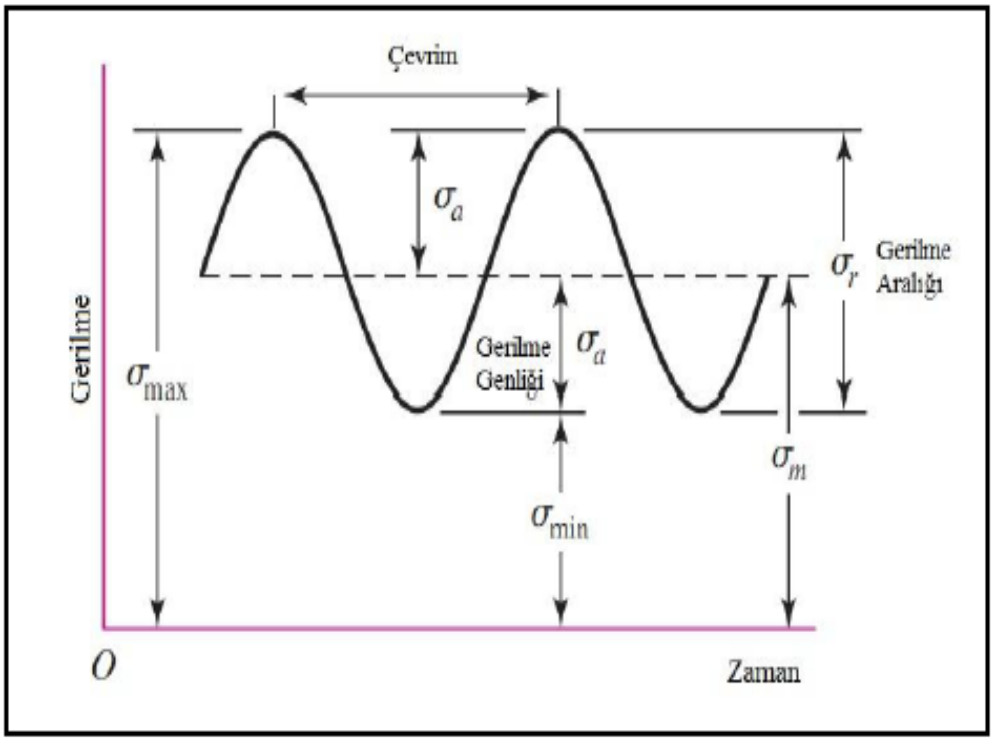
Şekil 4.1. Wöhler eğrisi [30]

Sonsuz çevrim sayısında kırılmanın görülmediği en büyük değer yorulma dayanımıdır. Tecrübe ile elde edilen verilere göre yorulma dayanımı kopma dayanımının 0.35 - 0.5 katları arasında olabilmektedir. Belirli bir çevrim sayısından (sınır çevrim sayısı) sonra eğri sonsuz çevrim sayısına yaklaşıyor kabul edilir. Sınır çevrim sayısı oda sıcaklığında ve düşük sıcaklıklarda çelikler için 10^6, ağır ve hafif metaller ile yüksek sıcaklıklarda çelikler için 10^8 ya da daha fazlası kabul edilebilir. Wöhler eğrisinin sınır çevrim sayısına kadar olan bölümüne süreli yorulma bölgesi denir. Yorulma dayanımından daha büyük gerilme genliklerinin bir süre uygulanmasının kesin olarak hasara neden olacağı söylenemez. Önemli olan yüklemenin büyüklüğü ve yüklemeye ait çevrim sayısıdır [30].

4.1. Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanımlar

4.1.1. Semboller ve tanımlar

Çevrim: Gerilme ve zaman eğrisinin periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına denir. Aşağıda yorulma deneyi ile ilgili gerilme-zaman çevrim grafiği yer almaktadır. (Şekil 4.2)



Şekil 4.2. Gerilme-zaman grafiği [30]

σ_{max}: Maksimum Gerilme: Gerilme periyodundaki en büyük gerilme

σ_{min}: Minimum Gerilme: Gerilme periyodundaki en küçük gerilme

σ_m: Ortalama Gerilme: Gerilme periyodundaki en büyük ve en küçük gerilmenin aritmetik ortalaması

σ_a: Gerilme Genliği: Gerilme periyodundaki en büyük ve en küçük gerilmenin farkının ortalaması

σ_r: Gerilme Aralığı: Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki fark.

R: Gerilme Oranı: Minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranı

A: Genlik Oranı: Gerilme genliğinin ortalama gerilmeye oranı

N: Çevrim Sayısı: Deney sırasında herhangi bir durumda uygulanan periyot sayısı

Yukarıda sembolleri verilen gerilmeler aşağıdaki eşitlikler ile bulunmaktadır;

$$\sigma_m = \frac{(\sigma max + \sigma min)}{2} \quad (4.1)$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma max - \sigma min)}{2} \quad (4.2)$$

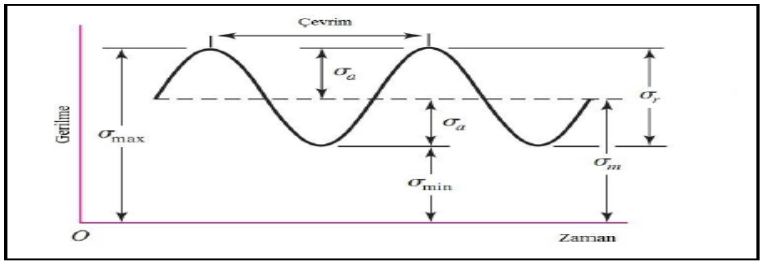
$$R = \frac{\sigma min}{\sigma max} \quad (4.3)$$

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (4.4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (4.5)$$

4.1.2. Sinüzoidal dalgalanan gerilme durumu (alternatif gerilme)

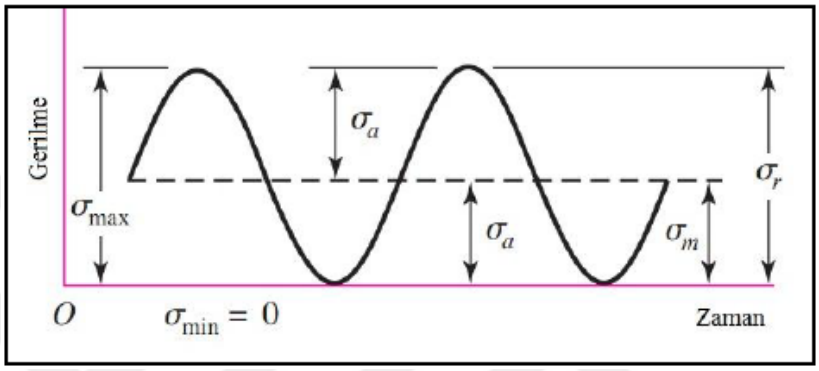
Ortalama gerilme sıfırdan farklı ve gerilme genliğinden daha büyüktür. ($0 < R < 1$) Alternatif gerilmede gerilme zamana bağlı değişir. Kayış ve pnömatik silindir gerilmelere örnek verilebilir. Gerilme - zaman grafiği aşağıda belirtilmiştir. (Şekil 4.3)



Şekil 4.3. Sinüzoidal dalgalanan çekme grafiği [30]

4.1.3. Tekrarlı gerilme durumu (titreşimli gerilme hali)

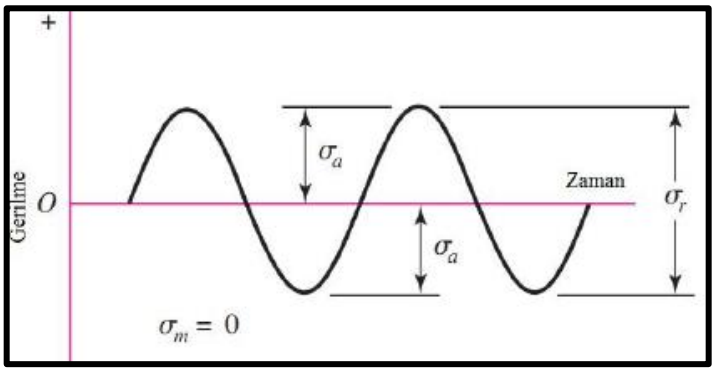
Tekrarlı gerilme türünde gerilme genliği ortalama gerilmeye eşittir. Alt gerilme σalt=0, dolayısı ile R=0. Bu durum aşağıdaki şekilde gösterilmektedir. Dalgalı yorulma dayanımının sayısal değeri genel kural dışında gerilme genliğinin iki katı gerilme aralığına eşittir. Zincirde oluşan gerilme ve dişlilerin diş dibi gerilmeleri tekrarlı gerilmelere örnek olarak verilebilir. (Şekil 4.4)



Şekil 4.4. Tekrarlı gerilim [30]

4.1.4. Tam değişken gerilme durumu

Tam değişken gerilme durumunda ortalama gerilme her zaman sıfırdır. Yani gerilme eşit fakat ters işaretli iki sınır arasında değişir. Bu nedenle genliğin maksimum değeri alt ve üst gerilmelere eşit olup R=-1'dir. Ortalama gerilmenin $\sigma_m = 0$ olduğu bir durumdur. Dönen akstaki gerilme tam değişken gerilmeye örnektir (Şekil 4.5) [30].



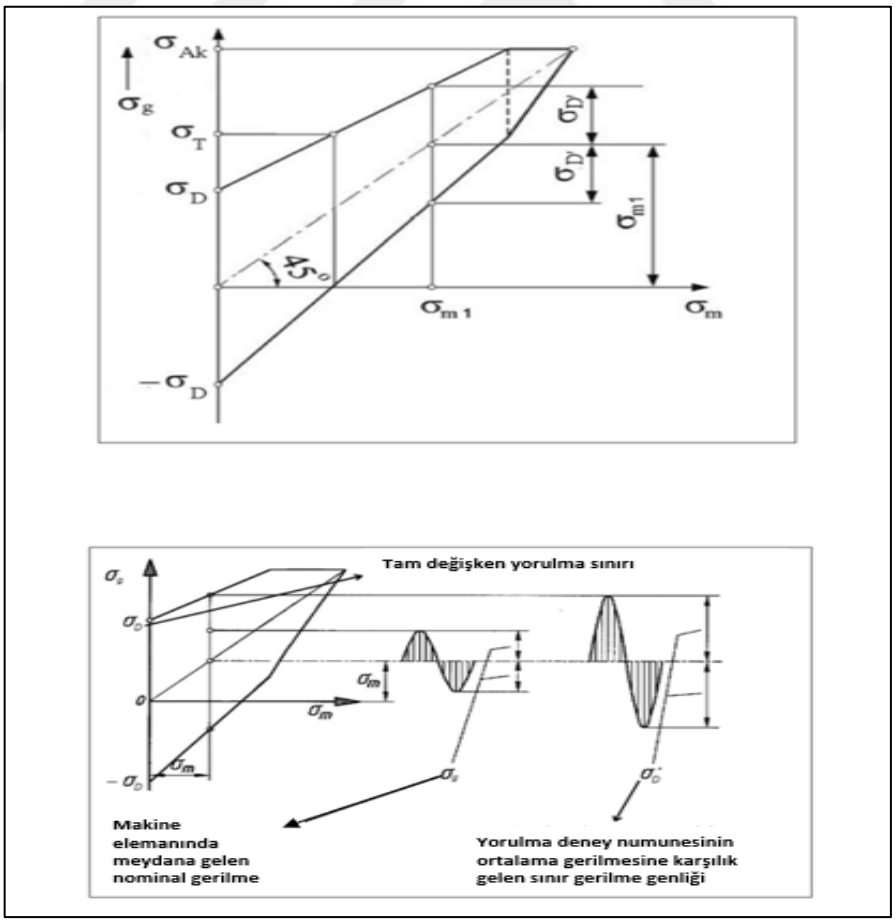
Şekil 4.5. Tam değişken gerilme grafiği [30]

Ortalama gerilme değişince Wöhler eğrisi de değişir. Aynı malzemeye ait çok sayıda Wöhler eğrisi mevcuttur. Wöhler eğrilerinin ortalama gerilme ve sürekli mukavemet değerleri Smith diyagramı da denilen sürekli mukavemet diyagramında tek bir

diyagram halinde gösterilir. Batı Avrupa ülkerinde yaygın olarak Smith diagramı kullanılmaktadır [30]. Bu diyagramı oluşturmanın değişik yöntemleri mevcuttur.

4.1.5. Smith diagramının çizilmesi

Öncelikle düşey eksenin gerilme genliğini, yatay eksenin ortalama gerilmeyi temsil ettiği bir eksen takımı çizilir. Çizilen bu eksen takımına orjinden başlayan 45° lik bir doğru çizilir. Tasarımcının elinde malzeme tablolarından alacağı akma gerilmesi (σ_{Ak}) ve söz konusu zorlanma hali için tam değişken yorulma sınırı (σ_D) bulunmaktadır. Düşey eksenden negatif ve pozitif yönde (σ_D) lik kısımlar işaretlenir. Sürekli mukavemet eğrisinin ikinci noktası ise titreşimli zorlanmada yorulma sınır değeri olarak bulunur. Bu iki noktayı birleştiren doğru, akma gerimesini temsil eden yatay doğruyu kesene kadar uzatılır. Üst eğri yatay olarak uzatılır ve 45° lik doğruyu kestiği yerde bitirilir. Kesikli çizginin 45° lik doğruya olan mesafesi altta ve üstte aynı olacak şekilde eğri tamamlanır. Diagram örnekleri aşağıda verilmiştir (Şekil 4.6) [31].



Şekil 4.6. Smith diagramının çizilmesi [31]

4.2. Kaynak Bağlantılarının Kalitesi

Kaynak konstrüksiyonlarının kalitesine etkiyen faktörler aşağıdaki şekilde sıralanmıştır.

- Malzeme: Kaynak edilebilme yeteneğine sahip olmalıdır.
- Hazırlık: Kaynak tekniğine uygun çalışma, kaynak ağzı oluşturulması ve kaynak bölgesinin temizlemesi gibi.
- Kaynak yöntemi: Kaynak dikişinin, iş parçalarının kalınlığına ve zorlanma şekline uygun seçilmelidir.
- Kaynak malzemesi (elektrot): Kaynak operasyonu yapılacak malzemeye uygun seçilmelidir.
- Personel: Tecrübeli ve çalışma boyunca dikkatli ve emniyetli olmalıdır.
- Kontrol: Kaynak dikişi uygun yöntemlerle sürekli kontrol edilmelidir.

Kaynak bağlantıları, yukarıda bahsedilen hususların var olup olmama durumuna göre üç kalite grubuna ayrılır.

Kalite 1: Yukarıda faktörlerin tamamını içeren kaynak dikişleri için,

Kalite 2: Sadece kontrol edilemeyen kaynak dikişleri için,

Kalite 3: İş parçalarının kaynak tekniğine uygun kaynatılması yeterli şarttır, diğer şartlar aranmaz.

4.3. Kaynak Bağlantılarının Emniyeti

Mukavemet kurallarına göre, kaynak dikişi, yapı elemanının konstruksiyonun bir parçası olduğu dikkate alınmalıdır. Ancak kaynak dikişlerinde oluşan gerilmeler mümkün olduğunca doğru tespit edilerek emniyet gerilmesi ile kıyaslanmalı ve tehlikeli bir durum olup olmadığı kontrol edilmelidir. Kaynak dikişinde oluşan gerilmeler; kaynağın dikiş şekli, iç gerilmeler ve kalitesi gibi birçok faktöre bağlıdır. Ayrıca kaynak dikişinin zorlanma şekli (değişken, statik, darbe yükü gibi) dikişin sürekli mukavemetine etkiyen bir faktördür. Bu yüzden kaynak dikişinin emniyet gerilmesinin tespitinde bahsedilen faktörlerin göz önüne alınması gerekmektedir. Yukarıda bahsedilen etkenler zayıflatma faktörü adı verilen bir katsayı ile hesaba katılır ve basit bir şekilde (4.6) (4.7);

Normal gerilmeler için: $\sigma_{kem}=V \times \sigma_{em}$ (4.6)

Kayma gerilmeleri için: $T_{kem}=V \times T_{em}$ (4.7)

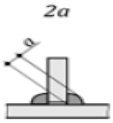
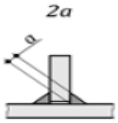
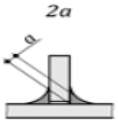
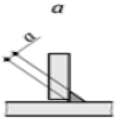
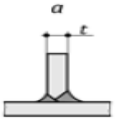
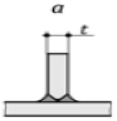
eşitlileri yazılır. Burada σ_{em} ve T_{em}; kaynak yapılan malzemenin emniyet gerilmesidir ve hesaplanmasında kullanılan S emniyet katsayısı 1,5 ve 3 arasında seçilir. Formullerde V-zayıflatma faktörüdür. Bu faktör denemeler ve uygulamalardan tespit edilmiş bir büyüklük olup özellikle dinamik zorlamalar için eşitlik (4.8) aşağıda belirtilmiştir.

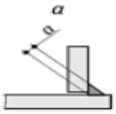
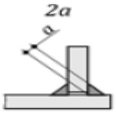
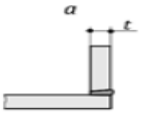
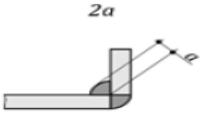
$V=V_1 \times V_2 \times V_3$ şeklindedir. (4.8)

Burada V1-kaynak dikiş faktörü; zorlanma ve dikiş şekline bağlı bir katsayıdır. Ancak statik zorlanmalarda bütün dikiş şekilleri için bu faktör 1 olarak alınır. Dinamik zorlanmalarda faktör tablodan seçilmelidir. (Şekil 4.7) V2-kaynak kalitesi faktörü; kaynak konstruksiyonunun kalitesine bağlı olarak

1. kalite için $V_2=1$
2. kalite için $V_2=0,8$
3. kalite için $V_2=0,5$ şeklinde verilmiştir.

Alın dikişi	V-Dikişi	V-Dikişi Kökü kaynak Edilmiş	V-Dikişi işlenmiş	X-Dikişi	Düz plaka
Dikiş şekli					
Çeki-Bası	0,5	0,7	0,92	0,7	1
Eğilme	0,6	0,84	1,1	0,84	1,2
Kesme	0,42	0,56	0,73	0,56	0,9

T - Dikişi	Çift dış bükey dikişi	Çift düz köşe dikişi	Çift iç bükey dikişi	Düz köşe dikişi	HU-Dikişi Kök kaynak edilmiş	Çift K-Dikişi
Dikiş kalınlığı	2a	2a	2a	a	a	a
Dikiş şekli						
Çeki-Bası	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56
Eğilme	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8
Kesme	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45

Köşe Dikişi	Düz köşe dikişi	Çift düz köşe dikişi	Köşe alın dikişi	Köşe X-Dikişi
Dikiş kalınlığı	a	2a	a	2a
Dikiş şekli				
Çeki-Bası	0,22	0,3	0,45	0,35
Eğilme	0,11	0,6	0,55	0,7
Kesme	0,22	0,3	0,37	0,35

Şekil 4.7. Dinamik zorlanmalar için V1 faktörü değerleri [32]

V_3- darbe faktörü: çalışma anında, makinalarda veya işletme şartlarında oluşan darbelerin göz önüne alınması durumudur. Darbenin şiddetine göre şu şekildedir.

Ufak ve zayıf şiddetli darbelerde $V_3 = 1 \ldots 0{,}9$
Orta şiddetli darbelerde $V_3 = 0{,}8 \ldots 0{,}7$
Kuvvetli darbelerde $V_3 = 0{,}5$
Çok kuvvetli darbelerde $V_3 = 0{,}3$

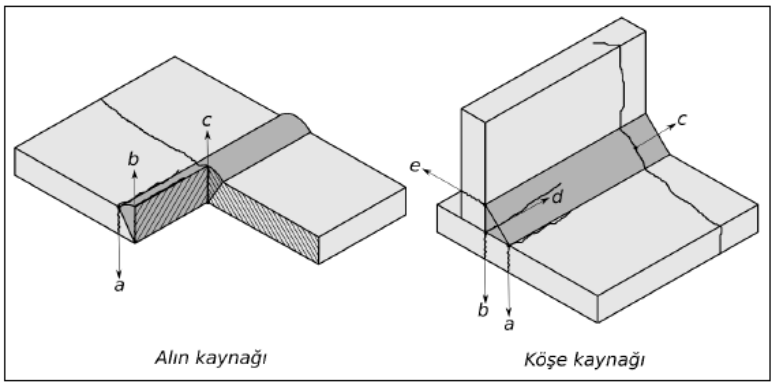
Kaynak dikişinin bileşik gerilmeye maruz kalması halinde, eşdeğer gerilme eşitliği aşağıda belirtilmiştir.

$$\sigma_{kmaks} = \frac{1}{2}\left(\sigma k + \sqrt{\sigma k^2 + 4\tau k^2}\right) \leq \sigma_{kem} \tag{4.9}$$

Buna ek olarak $T_k \leq T_{kem}$ şartının tek başına gerçekleşmesi gerekir [32].

4.4. Kaynaklı Bağlantıların Yorulma Tahminlerinde Kullanılan Yaklaşımlar

Kaynaklı bağlantılarda oluşan hasarlar incelendiğinde çatlak başlama noktaları ve ilerleme yönleri aşağıdaki gibi görülmektedir. Bu hasar içeren yapılar incelendiğinde kaliteli kaynaklar genellikle bütünlüğünü korurken hasarlar kaynak ucu veya kaynak kökünden başlayarak ana metalin ayrılması ile oluşmaktadır. (Şekil 4.8)



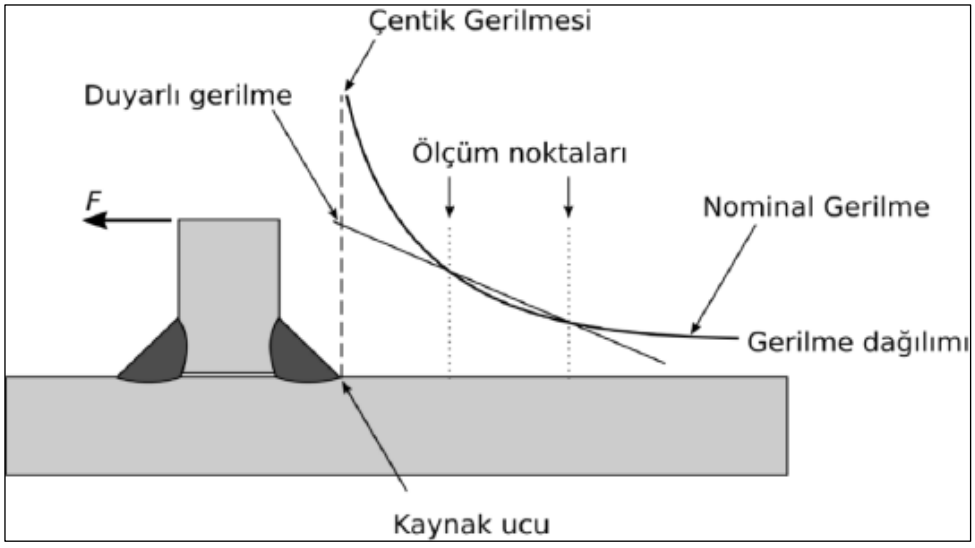
Şekil 4.8. Kaynak kesitinde gerilme ve önemli boyutlar

Kaynaklı yapılar çok geniş imalat tekniklerinde uygulanmakta olduğundan, yorulma davranışı belirleme tahminlerinde farklı yaklaşımlar sunulmuştur. Genel ve yerel yaklaşımlar ile bunların özelleştirilmiş türleri yaklaşım metodlarındandır. Genel yaklaşımda S-N eğrilerinden yola çıkılarak sabit genlikte gerilmelere karşı olan yorulma ömür tahminleri yapılmaktadır. Yerel yaklaşım metodlarında ise farazi çatlak

davranışı tahmin edilmeye çalışılmaktadır. Kaynak bağlantılarının yorulma tahminlerindeki yaklaşımlar: Ortalama gerilme yaklaşımı, duyarlı gerilme yaklaşımı, çentik gerilme yaklaşımı, kırılma mekaniği yaklaşımı olarak sınıflandırılmıştır. Bu yaklaşımlarda kaynaklı bağlantıda oluşan gerilmenin değerlendirilmesi aşağıdaki verilen tanımlamalara göre yapılmaktadır. (Şekil 4.9) Bunun haricinde kaynaklı bağlantıların tasarımı yük taşıyan veya taşımayan kaynak bağlantısı olarak ayrılmaktadır. Yük yaşıyan kaynak bağlantıları etki eden kuvvetlerin doğrudan kaynak bağlantısını zorladığı bağlantı şeklidir.

Yük taşımayan kaynak bağlantıları ise ana parçanın taşıdığı yükten dolayı kaynak bağlantısında destek plakası gibi kullanılan ikincil elemanların hasar gördüğü bağlantı şekilleridir. Literatürde yorulma dayanımı kaynaklı bağlantıyı temsil edecek örneklerin test edilmesiyle belirlenmiştir. Bundan dolayı;

- Verilen detaylara göre yığılmanın etkisi
- Kaynak gerilmesine bağlı olarak yerel gerilme yığılmaları
- İmalattan dolayı oluşan kaynak kusurları
- Gerilme yönü
- Kalıntı kaynak gerilmeleri
- İç yapı değişimleri
- Kaynak metodu
- Kaynak sonrası işlemler bu çizelgelerde görülebilir.



Şekil 4.9. Yorulma tahmininde kullanılan gelişmeler [4]

Yorulma ömrü çoğunlukla değişken ve sabit genlikli testlerden elde edilen veriler ile belirlenmektedir. Yorulma ömrü belirlenirken küçük ölçekli numunelerde test numunesinin tamamen kopması beklenmektedir. Çevrim sayısı ile ifade edilen S-N eğrilerinde gösterilmektedir. Kırılma mekaniğinde ise çatlak ilerlemesine ilişkin değişkenler yapılan testlerin değerlendirilmesi sonucunda belirlenmektedir. Aksi belirtilmedikçe yorulma verileri çift yönlü %75 güven aralığında, en az %95 sağ kalım olasılığı olduğu kabul edilmektedir. Yorulma dayanımları 2 milyon çevrimde ulaşılan dayanım değerine göre adlandırılmaktadır. Normal gerilmenin esas alındığı değerlendirmede yorulma dayanımı eğrisinin eğimi e=3 değerini almaktadır. Sabit genlikli yorulma sınırı $5x10^6$, kayma gerilmesi durumunda eğim e=5 ve buna karşılık yorulma sınırı 10^8 çevrimdir [4].

4.4.1. Ortalama gerilme yaklaşımı

Ortalama gerilme yaklaşımı çelik yapılarda, gemilerde, basınçlı kaplarda vb. alanlarda yapı ağırlığının kabul edilebilir olmasından dolayı tercih edilmektedir. Bu konstrüksiyonların çoğunda yorulma dayanım hesabında sonuç kabul görebilir fakat uçak ve otomotiv endüstrisinde olduğu gibi ağırlığın önemli olduğu sektörlerde yerel yaklaşımlar tercih edilmektedir. Kaynak bağlantısının zorlamaya maruz kalan kesitindeki gerilmenin dikkate alınıp, yorulmaya karşı dayanımı incelenmektedir. Bu yaklaşımda çentik etkisi hesaba katılmamakta, parçanın geometrisinden kaynaklanan gerilme artışı hesaba katılmaktadır. Ortalama yaklaşımda parça tam elastik davrandığı düşünülmektedir. Ortalama gerilme yaklaşımında kaynaklı konstruksiyonda, kaynak bölgesinden ziyade tüm bağlantıya etki eden gerilmeden söz edilmektedir. Yani yorulma tahmininde kaynak dikişinden dolayı oluşan gerilme yığılmaları dikkate alınmadan S-N eğrileri kullanılmaktadır.

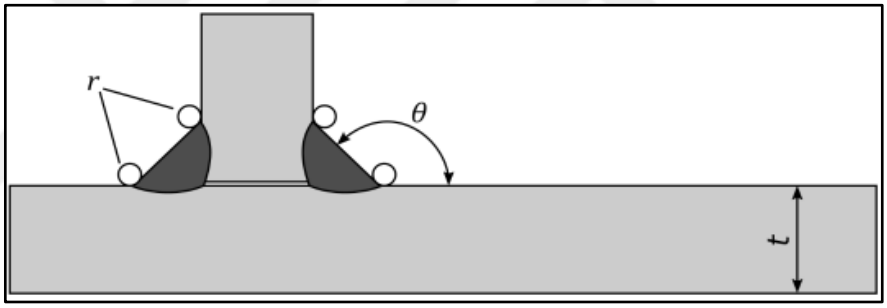
4.4.2. Duyarlı gerilme yaklaşımı

Duyarlı gerilme, kaynaklı bağlantıda çatlak oluşması beklenen kaynak ucuna yakın (hasara duyarlı) bölgede oluşan gerilme arttırıcı etkenlerden dolayı tanımlanmış gerilmedir. Duyarlı gerilme, kaynaklı bağlantının yapısından dolayı oluşan düzensizlikleri içermektedir. Duyarlı gerilme kaynak bölgesinde boyut ve yükleme durumuna bağlıdır. Genellikle plaka, profil ve borularda duyarlı gerilme ile karşılaşılmaktadır.

Bu gibi durumlarda duyarlı gerilme, normal gerilme ve eğilme gerilmesi bileşenlerine ayrılır. Bu yaklaşımda yorulma tahmini için duyarlı bölgedeki maksimum asal gerilmeler dikkate alınmaktadır. Duyarlı gerilme yaklaşımı yapının tamamen sınıflandırılamadığı ve ortalama gerilmenin net olarak belirlenmediği kaynaklı bağlantılarda tercih edilmektedir. Duyarlı gerilme hesaplanırken kaynak hatalarından dolayı kullanılan düzeltme katsayısı, gerilmenin ölçüm yöntemleri ile belirlenmesi durumunda uygulanmaz [4].

4.4.3. Etkin çentik gerilmesi yaklaşımı

Kaynaklı tasarımlarda, kaynak kökü ve kaynak ucunun çentik etkisi oluşturmasından dolayı sunulmuş yaklaşımlardan birisidir. Hesaplamaların bu çentik etkisi dikkate alınarak yapılması durumunda farazi bir çentik yarıçapından yola çıkılarak önerilmiştir (Şekil 4.10) [4].



Şekil 4.10. Açılış açısı (θ) ve kaynak radyusları (r) [4]

Aşağıdaki eşitlikte (4.10) gerçek çentik uç yarıçapı (r_g), birleşik etki çarpanı (s) ve içyapı destek uzunluğu (ρ) olmak üzere r_f farazi yarıçapın hesabı verilmiştir.

$$r_f = r_g + s \times \rho \qquad (4.10)$$

Doğrusal elastik malzeme davranışı koşullarında, parça kalınlıklarının t=5mm değerinden büyük olduğu genel yapı çeliklerinde etkin çentik yarıçapının r_f=1mm olması durumunda tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Bu yaklaşımla yorulma tahmini yapılırken, etkin çentik gerilmesi yorulma dayanım eğrisi ile kıyaslanmaktadır. Etkin çentik yarıçapı kaynaklı bağlantıdaki çentik etkisi oluşturacak yerlerde çentiğin kök yarıçapı yerine kullanılmaktadır. Bu yöntem malzeme kusurlarından kaynaklanan kırılmalar haricinde kaynak kökü ve kaynak ucundan başlayan kırılmalara

uygulanmaktadır. Aynı zamanda gerilme bileşenlerinin kaynağa yada kök açıklığına paralel olması durumu için de uygulanabilir değildir [3].

4.4.4. Kırılma mekaniği yaklaşımı

Kaynaklı yapıların teşkilinde kaynak dikişinin birleştirilen parçalarla bütünleştiği kısımlarda, kaynak kökünde ve kaynak ucunda bulunan düzensizlikten dolayı çentik etkisi oluşmaktadır. Çentik etkisi yaklaşımı bu noktalardaki en yüksek elastik gerilmeyi dikkate alarak kaynaklı bağlantının yorulma ömrünü tahmin eder. Kırılma mekaniğinin temelleri üzerine kurulan bu yaklaşımda, etkin çentik gerilmesinden farklı olarak farazi bir çentik yarıçapı yerine çentik gerilmesini kırılma mekaniğine uygulayarak yorulma ömrünün belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu yaklaşıma göre, yorulma hasarı ortalama gerilme veya duyarlı gerilmeden ziyade kaynak ucundaki yerel gerilmelerin bir sonucudur. Çentik ucundaki gerilme veya gerinim kaynak bağlantısının dayanımını büyük ölçüde etkilediğinden bu yaklaşım yorulma ömrünün belirlenmesinde gerçeğe en yakın sonuçları veren yöntemdir. Ancak geleneksel yöntemlere göre ölçüm, test ve hesaplama maliyeti fazla olduğundan uygulanması zordur. Bu yöntemle doğru ömür tahminleri yapabilmek için çentik gerilmesi hakkında teorik bilgiye; sonlu elemanlar gibi sayısal bir metoda; gerinim pulları gibi bir ölçüm yöntemine; geometri, boyut ve şekil açısından oluşan farklıların etkisi ve imalattan kaynaklanan sapmalara ilişkin bilgiye; bölgesel gerilme-uzama döngüsüne, ana metalin ve kaynak metalinin içyapısından kaynaklanan yorulma dayanımını etkileyen hususlar hakkında bilgiye, zamanla değişen yükleme koşullarından dolayı oluşan hasar birikimine, dinamik yüklemeden kaynaklanan etkilerin test edilmesine; kaynak ucundaki kalıntı gerilmelere dikkat etmek gerekmektedir. Etkin çentik gerilmesi yaklaşımının parça kalınlığı $t<5mm$. olması durumunda yetersiz kaldığı görülmüştür. [4].

Kaynak bağlantılarının hesaplanmasında önerilen güncel yaklaşımlar incelendiğinde bazıları halen geliştirilme aşamasında olduğu ve deneysel çalışmalar ile desteklenmesi gerektiği görülmektedir. Kaynaklı bağlantıların kaynak dikiş kalınlığı, kaynak dikiş şekli, yük taşıma şekli kuvvetin yönü ile genliğinden etkilendiği bilinmektedir. Bu nedenle önerilen yöntemler farklı uygulama alanlarında iyi sonuçlar vermektedir. Çentik yaklaşımları iyi sonuçlar vermekle birlikte, kaynak geometrisinin her noktada

aynı olmamasından dolayı referans alınacak bölgenin iyi belirlenmesi gerekmektedir. Geleneksel yöntemlerin ise güvenli tarafta kalmak adına katsayıları geniş tuttuğu ve yeterince hassas olmadığı anlaşılmaktadır. Bu durum gereğinden fazla mukavim bağlantıların oluşturulmasına neden olmakla birlikte fazladan malzeme kullanımı ve işçilik olarak maliyete eklenmektedir [4].

Bu yüzden karşılaştırmalı yapacağımız farklı amortisör dengeleyici kol braket yorulma çalışmalarında bilgisayar destekli analiz programı yardımı ile sonlu elemanlar hesaplaması kullanılıp, içerisinde uluslararası kaynak enstitüsünün (IIW) yorulma cetvellerini içeren paket programdan yararlanılmıştır ve güncel saha koşullarının yansıtıldığı test metodu ile deneysel doğrulama yapılmıştır.

4.5. Uluslararası Kaynak Enstitüsünün (IIW) Önerdiği Kaynaklı Yapılarda Yorulma Ömür Hesap Yaklaşımı

Uluslararası Kaynak Enstitüsünün önermiş olduğu yapısal sıcak nokta gerilme yaklaşımı, geometrik olarak karmaşık yapılardan oluşan ve herhangi bir çelik sınıfına eşdeğer olmayan kaynaklı yapılarda yorulma ömür hesabında kullanılmaktadır. Yapılan bu ömür hesabında bilgisayar destekli analiz programı ile daha önceden hesaplanmış olan kaynaklı bölgedeki basma ve çekme gerilme değerlerinden yararlanılmaktadır.

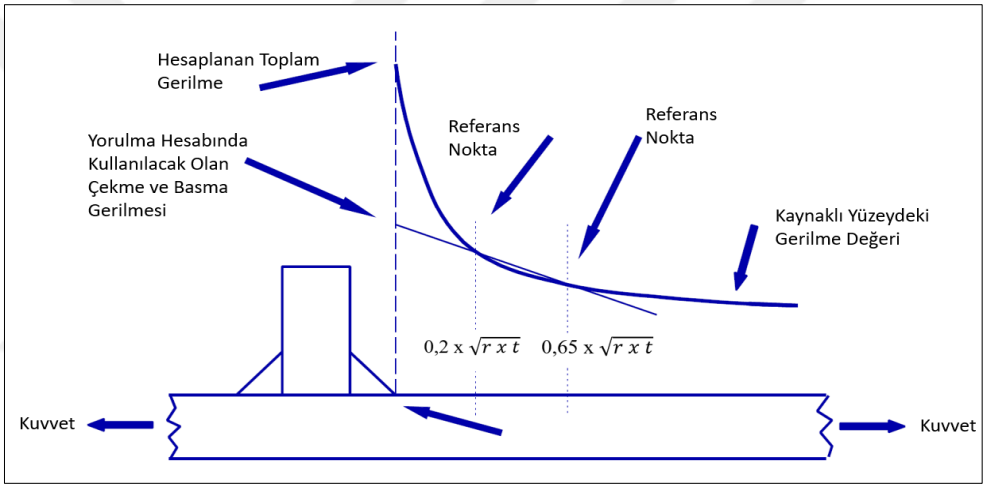
Statik analizde hesaplanmış olan maksimum çekme gerilmesinin görüldüğü kaynaklı bölgeden sırasıyla referans noktalar alınır ve analiz programında bu referans noktaların gerilmeleri okunarak kaynaklı gerilme yüzeyindeki değerler kısmında grafiğe yerleştirilmektedir. Rezerve boru ve boru et kalınlığı bilgisinden yararlanılarak ampirik formuller aracılığıyla kaynak yorulma hesabında kullanılacak olan kaynak başlangıç ve bitiş noktaları hesaplanmaktadır. Kaynak bitiş ve başlangıç noktalarından, kaynaklı yüzeydeki gerilme değeri eğrisini kesecek şekilde dikey doğrular oluşturulmaktadır.

Kaynak başlangıç, kaynak bitiş ve kaynaklı yüzey gerilme eğrisinden geçecek şekilde bir teğet çizilir. Çizilen bu teğetten yararlanılarak grafik üzerinden gerilme değeri okunur, okunan bu değer yorulma hesabında kullanılacak olan yapısal çekme gerilmesini oluşturmaktadır. (Şekil 4.11)

Sırasıyla aynı işlemler statik analizde hesaplanmış olan maksimum basma gerilmesi için uygulanmaktadır ve yorulma hesabında kullanılacak olan yapısal basma gerilmesi bulunmaktadır. Hesaplanan yapısal çekme gerilmesi σ_{max}'ı oluşturmakta, yapısal basma gerilmesi ise σ_{min}'i oluşturmaktadır ve gerilme aralığı hesabında bu değerler aşağıdaki eşitlikteki (4.11) gibi kullanılmaktadır [34].

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \tag{4.11}$$

Gerilme aralığı bilinen kaynaklı bölge değerleri Uluslararası Kaynak Enstitüsünün kaynaklı yapılar için yayınlamış olduğu Wöhler cetvellerine taşınarak yorulma ömürleri hesaplanmaktadır.



Şekil 4.11. Yapısal sıcak nokta geriliminin belirlenmesi

4.6. Kaynaklı Tasarım Bölgesinde Sonlu Elemanlar Yöntemi Uygulaması ve Paket Program ile Yorulma Dayanımı Hesaplanması

Doğada karşılaşılan karmaşık mühendislik problemlerinin analitik olarak çözümü oldukça zordur ve zaman almaktadır. Karmaşık problemlerin kısa yoldan çözüme götürülmesi, fiziksel bir sistemin matematiksel olarak ifade edilmesi mantığına göre çalışan sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmaktadır.

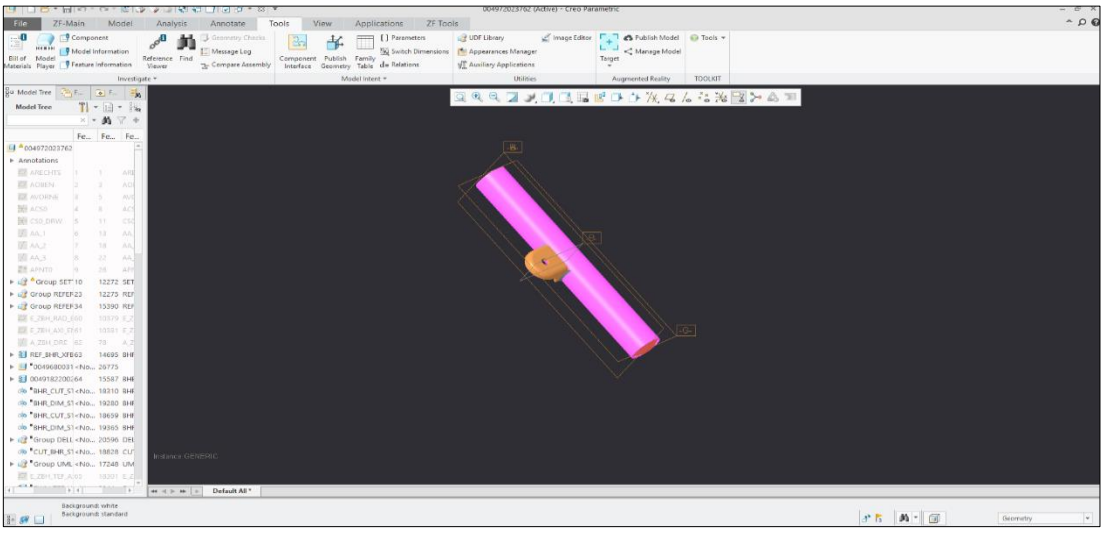
Sonlu elemanlar yöntemi ısı transferi, akustik, biyomekanik, elektromanyetizma ve katı cisimler mekaniği gibi alanlarda karşılaşılan, karmaşık sınır koşullarına sahip ve düzgün olmayan geometriye sahip sistemlere, kararlı hal ve zamana bağlı ve özdeğer problemlerine, lineer ve lineer olmayan problemlere uygulanmaktadır. Sonlu

elemanlar metodunda yapı düğüm noktaları içeren daha küçük elemanlarla parçalara ayrılmaktadır. Her eleman için fiziksel büyüklüklerin davranışları tanımlanmaktadır. Oluşturulan küçük elemanlar düğüm noktalarından bağlanılarak bütün yapı için denklem sistemini oluşturmakta, denklem sistemleri düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerler için çözülmektedir. (Örneğin; yer değiştirme) Seçilen elemanların istenilen değerleri bu matematiksel yöntem ile hesaplanmaktadır. (Örneğin; gerilmeler) [33].

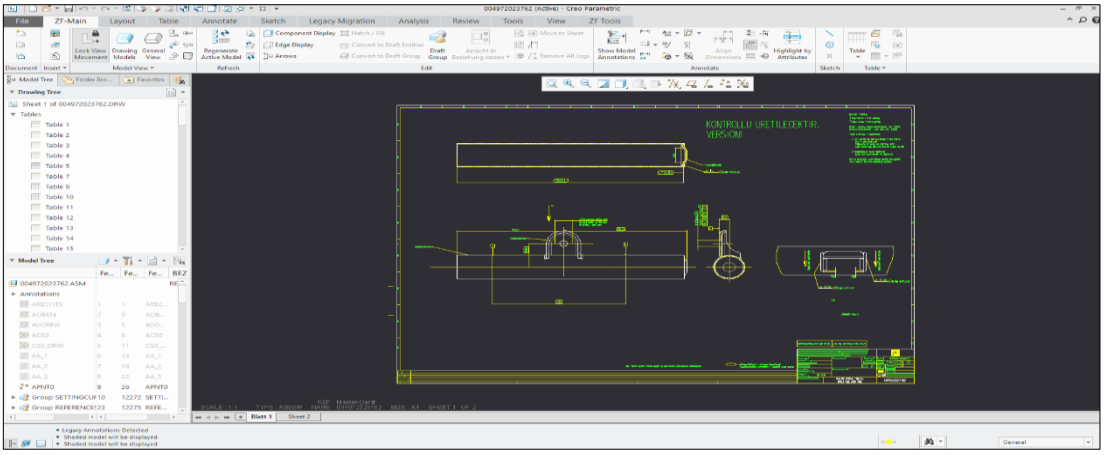
Farklı kaynak boy ve pozisyonuna sahip 7 farklı rezerve komple numunesi Creo Versiyon 4 bilgisayar destekli tasarım programı ile modellenmiştir. (Şekil 4.12) Katı modeli oluşturulan rezerve komple modellerinin Hypermesh ve Abaqus sonlu elemanlar programı yardımıyla statik basma ve çekme dayanımları hesaplanmıştır. Gerilme değerleri bulunan kaynak modellerinin Uluslararası Kaynak Enstitüsünün oluşturmuş olduğu yorulma cetvellerini içeren paket program üzerinde yorulma dayanımları hesaplanmıştır.

4.6.1. Rezerve komple modellerinin bilgisayar destekli tasarım programı ile tasarlanması

Rezerve komple numuneleri rezerve borusu, alt kapak ve dengeleyici kol braketi ve kaynak modellerinden oluşmaktadır. Amortisör üzerindeki yay tablası, klevis braketi, piston mili ve valfler kaynak dayanımına etki etmeyeceğinden CAD modellerine eklenmemiş ve ihmal edilmiştir. Modellemesi yapılan rezerve komple numunelerinin seri imalat şartlarında üretilebilmesi için teknik resimleri çizilmiştir. (Şekil 4.13)

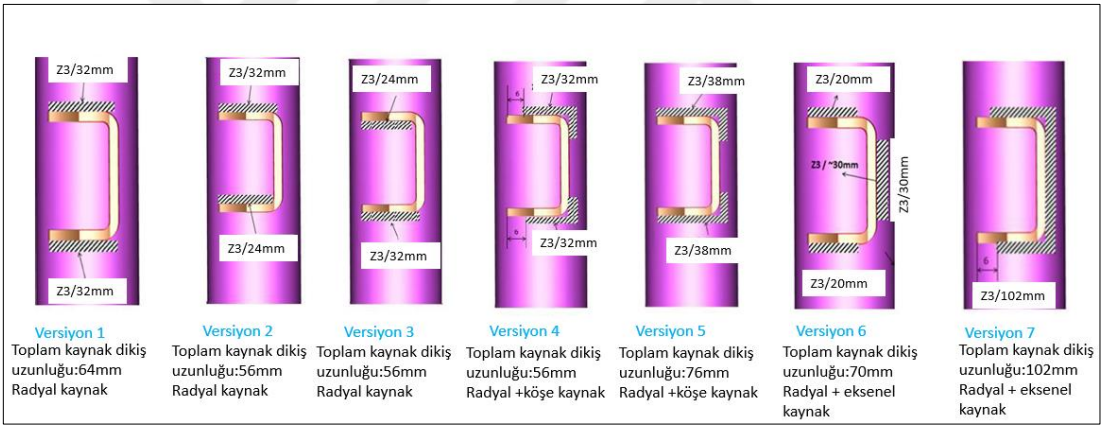


Şekil 4.12. Rezerve komple modeli tasarımı



Şekil 4.13. Rezerve komple teknik resim

7 farklı model, bilgisayar destekli tasarım programı ile sonlu elemanlar analiz programında kullanılabilme amacı ile step formatına çevrilmiş ve imal edilebilmesi için drw formatında teknik resimleri hazırlanmıştır. (Şekil 4.14)



Şekil 4.14. Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilecek modeller

4.6.2. Bilgisayar destekli analiz programı ile statik basma ve çekme dayanımlarının hesaplanması

Bilgisayar destekli analiz hesaplamalarında model kurulumunda Hypermesh 2017.2 programı, model çözümünde ise Abaqus 2016 sonlu elemanlar analiz programı kullanılmıştır. Yol datalarından sensörler aracılığıyla araçtan okunmuş olan kuvvet değeri referans alınarak, dengeleyici kol braketine uygulanmıştır. Gerilme analizinde kuvvet destek kol braketine tek eksen yönünde 3525N uygulanıp, uygulanan kuvvet yönünde gerilme değerleri hesaplanmıştır. Bu çalışmanın amacı birim yüklemeleri yaptıktan sonra kaynak bölgelerinde basma ve çekme gerilme değerlerini

hesaplamaktır. Von Mises gerilmesi çok eksenli gerilme durumunu tek eksenli gerilme durumuna indirgeyen ve statik gerilme analizlerinde sünek malzemelerin akma-kırılma durumunu incelediğimiz mutlak değerli bir gerilme türüdür ve hesaplama yönteminden (karekök) dolayı basma ve çekme gerilmeleri yorulma hesabında kullanılamamaktadır [36]. Yorulma analizlerinde ise yorulma çatlağı en yüksek asal gerilme aralığına sahip elemanlar arasında ilerlemektedir, basma ve çekme gerilmeleri yorulma çatlağının gelişmesine pozitif yada negatif olarak direk etki etmektedir. Bu yüzden zamandan bağımsız olarak çözdürülen bu analiz yönteminde Uluslararası Kaynak Enstitüsünün de önermiş olduğu maksimum (majör) asal gerilme hesap değeri kullanılmıştır [34]. Hesaplanan basma ve çekme gerilme verileri kullanılıp, Wöhler eğrilerine taşınarak kaynaklı bölgenin yorulma ömrü hesaplanmıştır. Yapılan modellerde kullanılan malzemeler ve birimler aşağıda belirtilmiştir. Malzeme özellikleri aşağıda tabloda belirtilmiştir. (Tablo 4.1)

Uzunluk: Milimetre (mm)

Kütle: Kilogram (kg)

Kuvvet: Newton (N)

Gerilme: Mega Paskal (MPa)

Tablo 4.1.Sonlu elemanlar programında kullanılan malzemelerin mekanik özellikler tanımlanması

Parça	Elastisite Modulü	Poission Oranı	Akma Dayanımı	Yoğunluk
Rezerve Borusu	210.000 MPa	0.3	550 MPa	7.7gr/cm^3
Stabbar Braketi	210.000 MPa	0.3	420 MPa	7.6 gr/cm^3
Kaynak	210.000 MPa	0.3	480 MPa	1.09 gr/cm^3
Alt Kapak	210.000 MPa	0.3	470 MPa	7.7 gr/cm^3

Tez çalışması içeriğinde rezerve komple modellerinin analizleri için kullanılacak eleman belirlenmesinde skewness değerlendirme kriteri kullanılmıştır. Skewness değerlendirme kriteri en çok kullanılan ve geçerliliği yüksek eleman boyutu belirleme kriteridir. Aşağıdaki formüle (4.12) göre hesaplanmaktadır [35].

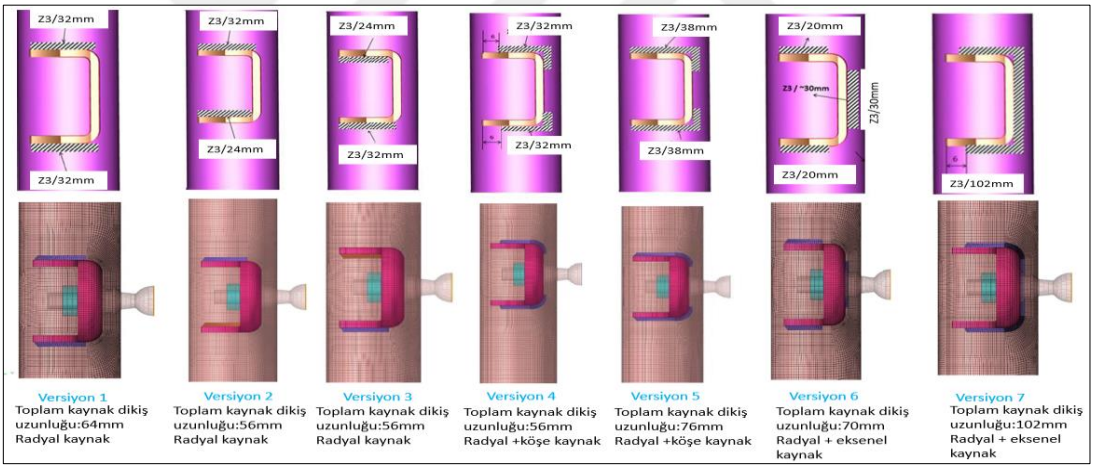
$$\text{Skewness} = \frac{\text{Optimum Eleman Boyutu-Aktif Element Boyutu}}{\text{Optimum Element Boyutu}} \tag{4.12}$$

Bu formulde olması gereken eleman boyutu ile gerçek boyut arasındaki farka bakılarak bir değerlendirme yapılmaktadır.

Aşağıda görüldüğü

- 0,98-1: Kabul edilemez bir mesh kalitesi
- 0,95-0,97: kötü bir mesh kalitesi
- 0,80-0,94: kabul edilebilir bir mesh kalitesi
- 0,50-0,80: iyi bir mesh kalitesi
- 0,25-0,5: çok iyi bir mesh kalitesi
- 0-0,24: mükemmel bir mesh kalitesi olarak olarak kabul edilebilir [35].

Katı ağ modeli oluştururken Hypermesh yazılımı içinde bulunan C3D8I (Hexa element) ve COUP_KIN (RBE2 element) kullanılmıştır. Hazırlanan modelde 125.000 adet ağ elemanı ve 150.000 adet düğüm noktası bulunmaktadır, skewness değerlendirme kriteri 0,02 bulunmuştur. Şekilde mesh operasyonu yapılmış olan rezerve komple örnekleri gösterilmiştir. (Şekil 4.15)



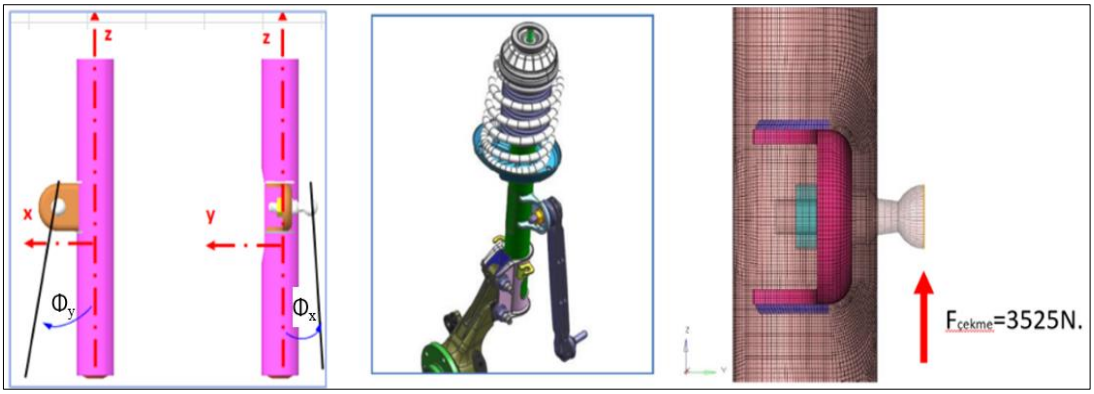
Şekil 4.15. Mesh operasyonu yapılan modeller

Hypermesh programında mesh operasyonu tamamlandıktan sonra yol şartlarında braket üzerine gelen yük kadar kadar dengeleyici kol braketine F_Z=3525N olucak şekilde yükleme işlemi yapılmıştır. Araç üzerinde dengeleyici kol braketi ile z rod arasında Φ_x ve Φ_y açısı 0° ile 20° arasında değişmektedir. Yapılan bu çalışmada Φ_x=0° ve Φ_y =0° alınmıştır. (Şekil 4.16)

Fx=0

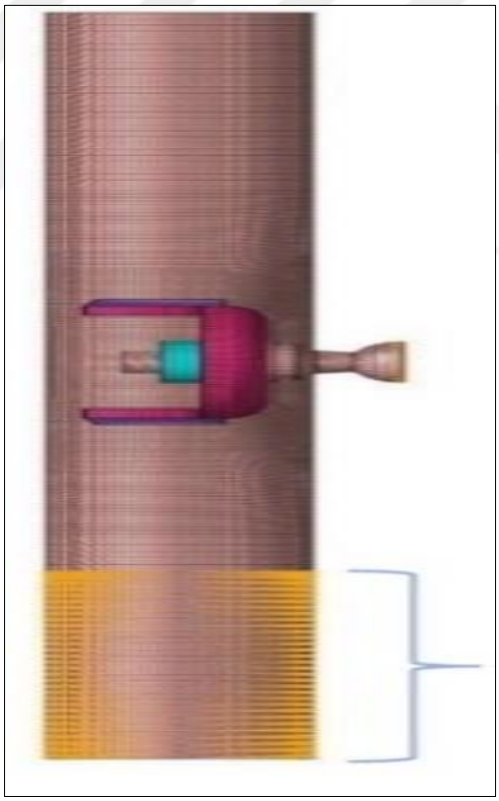
Fy=0

Fz=3525N



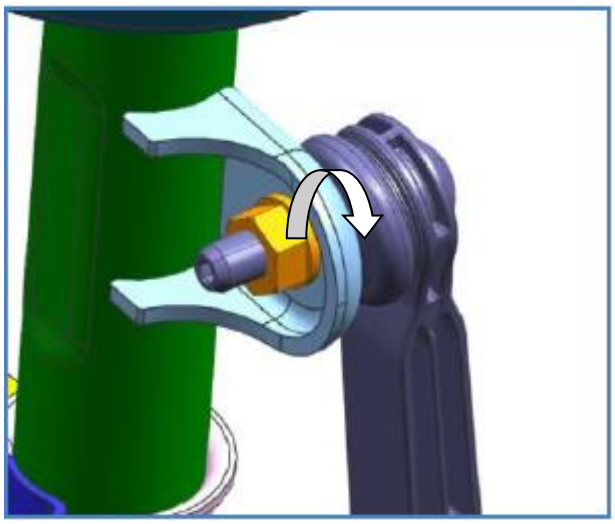
Şekil 4.16. Kaynak modeline uygulanacak kuvvet

Rezerve komple modellerinde klevis braketi analiz sonucuna etkili olmayacağı için ihmal edilmiştir, bu yüzden klevis braketinin yüksekliği kadar 90mm yükseklikten alt kapağa kadar alan yüzey tanımlanıp, mesnetleme yapılmıştır. (Şekil 4.17)



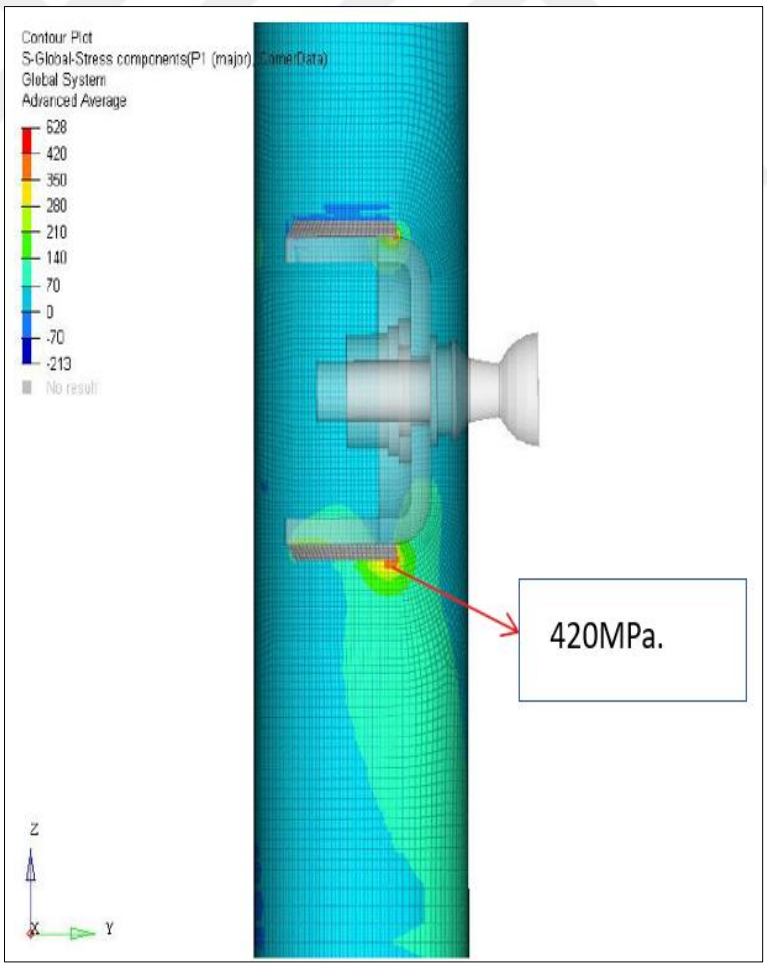
Şekil 4.17. Kaynak modelinin mesnetlenmesi

Rezerve komple üzerinde Z rod çubuğu üzerinde bilya mafsallı cıvata vardır ve klevis braketine somun ile bağlanmıştır. M12x1.25 boyutlarında olan somuna 60Nm ile tork yapılmıştır ve $F_{ön}$=29411N ile sıkılmıştır. (Şekil 4.18)



Şekil 4.18. Z rod montaj

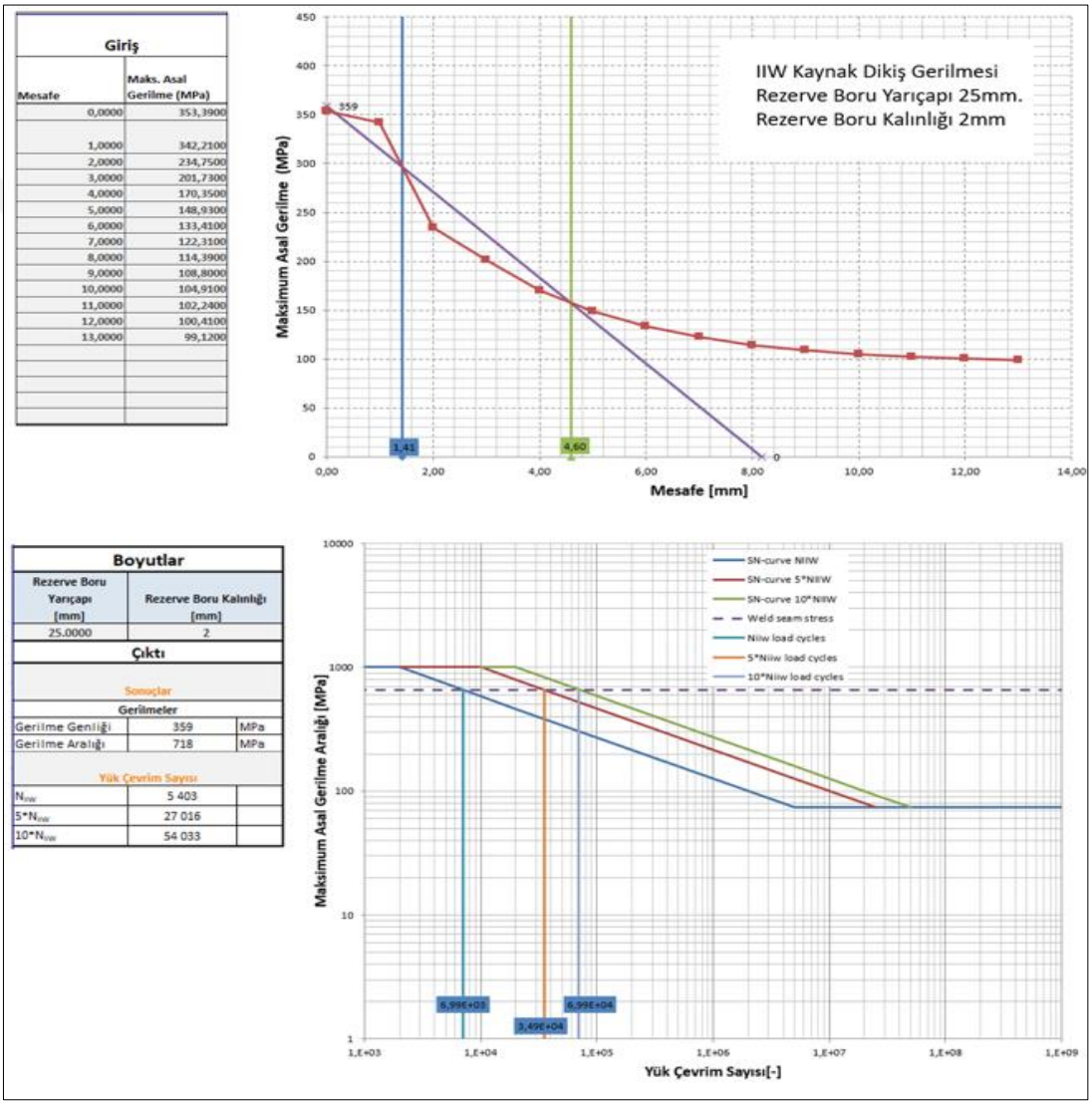
Sınır koşulları tamamlandıktan sonra analiz sonucu için maksimum asal çekme ve basma dayanımları hesaplanmıştır. (Şekil 4.19)



Şekil 4.19. Çekme dayanımı için maksimum asal gerilme hesaplanması

4.6.3. Kaynaklı yorulma ömürlerinin paket program ile hesaplanması

Sonlu elemanlar analizi yapılıp basma ve çekme gerilme değerleri bilinen rezerve komple numunelerinin yorulma ömürlerinin hesaplanmasında Uluslararası Kaynak Ensitüsünün yayınlamış olduğu kaynak yorulma cetvellerini içeren paket program uygulaması kullanılmıştır, yorulma ömür değerleri paket program üzerinden okunmuştur. (Şekil 4.20)



Şekil 4.20. Yorulma ömür paket program arayüzü

Statik analizde hesaplanmış olan çekme gerilme değerleri belirli referans nokta aralıkları yardımıyla gerilme hesabı yapılmış olan model üzerinden okunmuştur ve noktalarda okunan gerilmeler kaynak başlangıç noktasından hesaplanmak istenen kaynak bitiş noktasına kadar sırasıyla yazılmıştır. (Şekil 4.21)

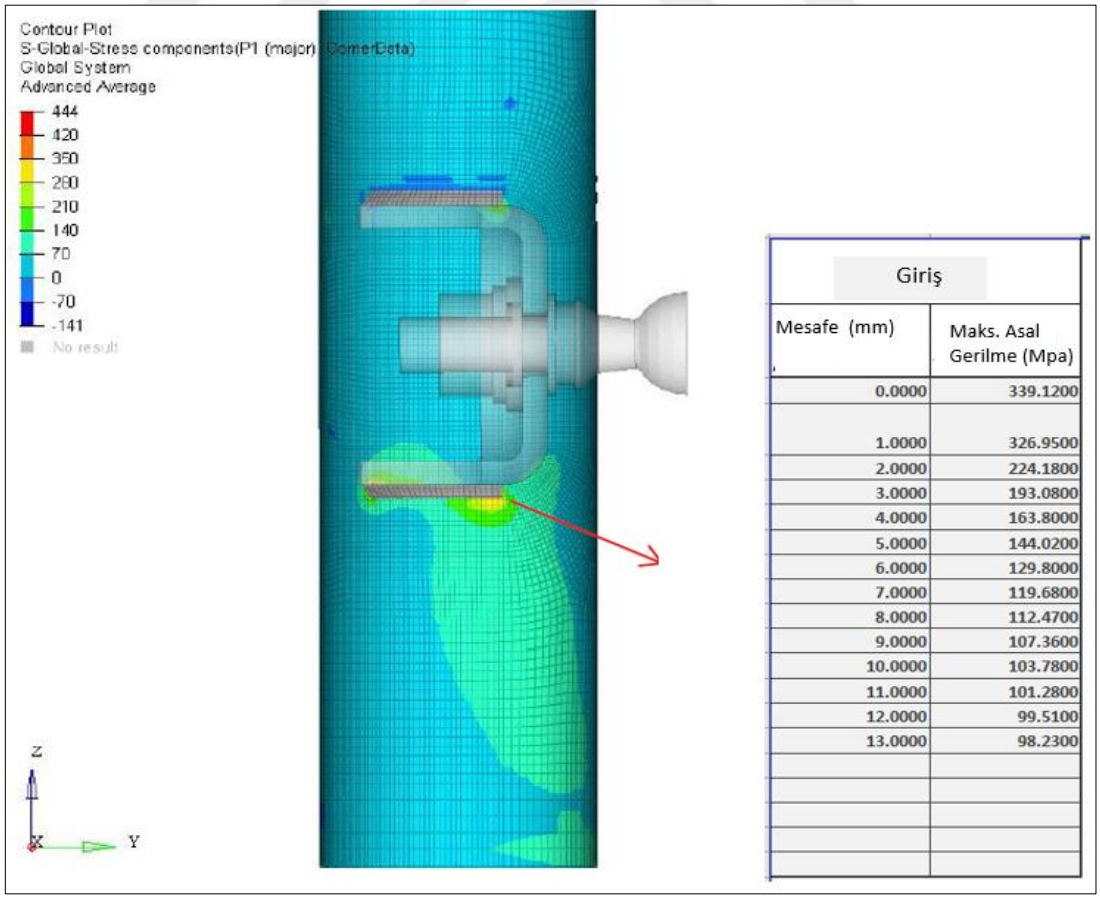
Maksimum Asal Gerilme-Mesafe diyagramındaki kırmızı renk ile belirtilmiş olan eğri oluşturulmuştur. Yorulma hesabında kullanılacak kaynağın başlangıç ve bitiş noktaları, Uluslararası Kaynak Enstitüsünün önermiş olduğu boru et kalınlığı ve çapından yararlanılarak hesaplanan eşitlikler (4.13) (4.14) ile bulunmuştur.

$$\text{Başlangıç noktası} = 0{,}2 \times \sqrt{r \times t} \tag{4.13}$$

$$\text{Bitiş noktası} = 0{,}65 \times \sqrt{r \times t} \tag{4.14}$$

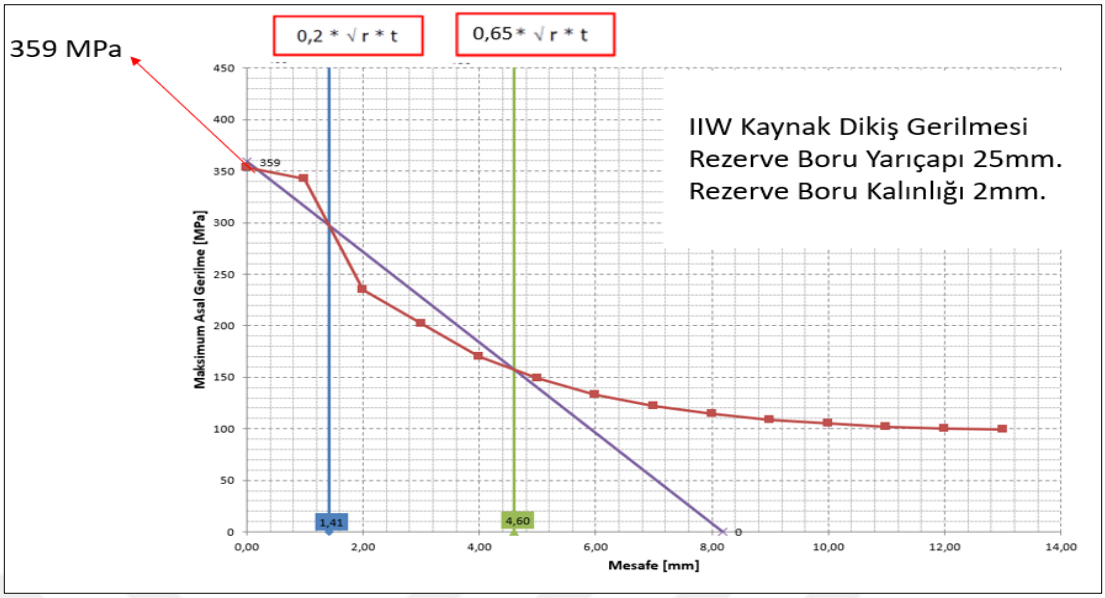
Boru et kalınlığı ve çapı girilerek mavi ve yeşil renkli yorulma hesabına katılacak aralık değer için kaynak hesap başlangıç ve bitiş doğruları oluşturulmuştur.

Kırmızı renkli kaynak yüzey gerilme eğrisi, mavi renkli kaynak hesap başlangıç doğrusu ve yeşil renkli kaynak hesap bitiş doğrusundan yeni bir teğet geçirilmiştir ve mor renkli doğru oluşturulmuştur. Oluşturulan bu doğru ile maksimum asal gerilme tablosu üzerinden yorulma hesabında kullanılacak olan çekme gerilme değeri okunmuştur [34]. (Şekil 4.22)



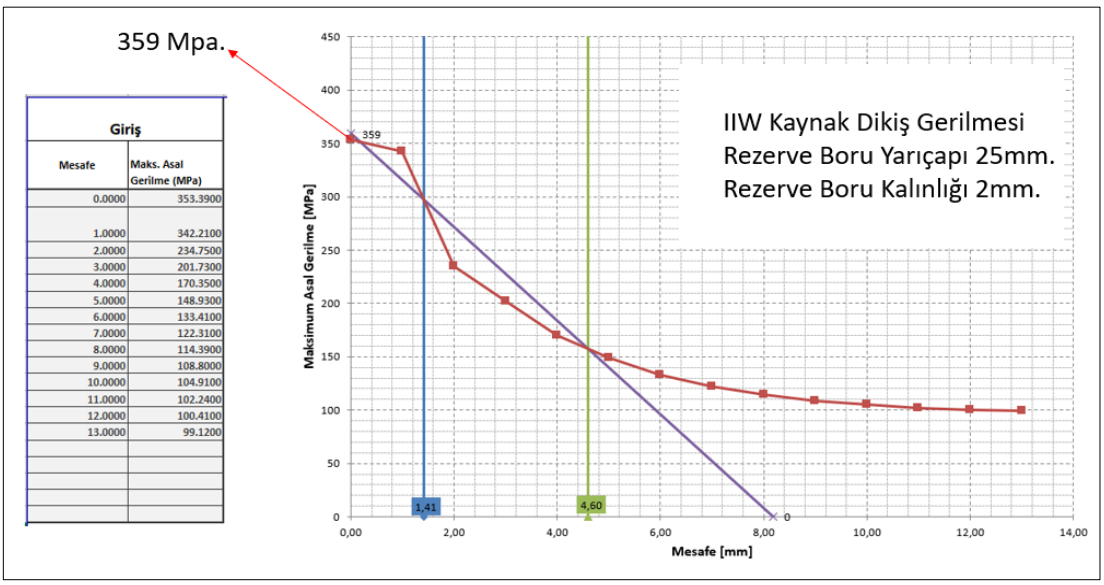
Giriş	
Mesafe (mm)	Maks. Asal Gerilme (Mpa)
0.0000	339.1200
1.0000	326.9500
2.0000	224.1800
3.0000	193.0800
4.0000	163.8000
5.0000	144.0200
6.0000	129.8000
7.0000	119.6800
8.0000	112.4700
9.0000	107.3600
10.0000	103.7800
11.0000	101.2800
12.0000	99.5100
13.0000	98.2300

Şekil 4.21. Hesaplanan çekme dayanımlarının aralıklı noktalar ile programa yazılması



Şekil 4.22. Yorulma hesabında kullanılacak olan çekme dayanımı maksimum asal gerilme hesaplanması

Rezerve komple numunelerinde çekme gerilmesi için uygulanan yöntemler aynı şekilde; daha önceden gerilme hesaplanması yapılmış olan yorulma basma gerilme değeri bulunmasında kullanılmıştır. Aynı referans noktaları seçilerek basma gerilme değerleri tablo üzerine yerleştirilmiştir ve çekme gerilme hesabında kullanılan aynı kaynak başlangıç ve bitiş noktalarından geçecek şekilde mor renkli lineer eğri kesiştirilerek çizilmiştir ve maksimum asal gerilme tablosu üzerinden yorulma basma gerilme değeri okunmuştur. (Şekil 4.23)



Şekil 4.23. Yorulma hesabında kullanılacak olan basma dayanımı maksimum asal gerilme hesaplanması

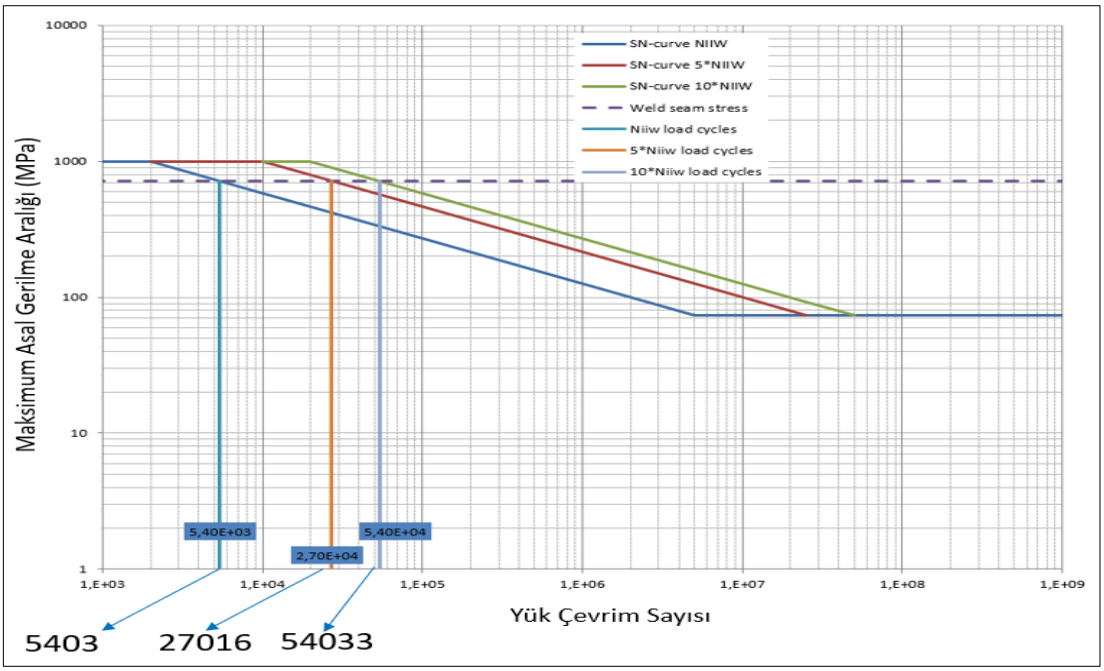
Çekme ve basma yönünde kuvvetler uygulandıktan sonra grafik üzerinden okunan çekme (σ_{max}) ve basma (σ_{min}) yorulma gerilmeleri kullanılıp gerilme aralığı aşağıdaki eşitlik (4.4) ile hesaplanmıştır. İçerisinde kaynak yorulma cetvellerini içeren paket program üzerinde yazılmıştır. (Tablo 4.2)

Gerilme aralığının programa veri girişi ile yorulma ömrü hesaplanmıştır. Grafikte çizdirilmiştir. (Şekil 4.24)

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (4.15)$$

Tablo 4.2. Hesaplamada kullanılacak olan gerilme aralığının paket programa girilmesi

Boyutlar		
Rezerve Boru Yarıçapı [mm]	Rezerve Boru Kalınlığı [mm]	
25.0000	2	
Çıktı		
Sonuçlar		
Gerilmeler		
Gerilme Genliği	359	MPa
Gerilme Aralığı	718	MPa
Yük Çevrim Sayısı		
N_{IIW}	5 403	
$5*N_{IIW}$	27 016	
$10*N_{IIW}$	54 033	



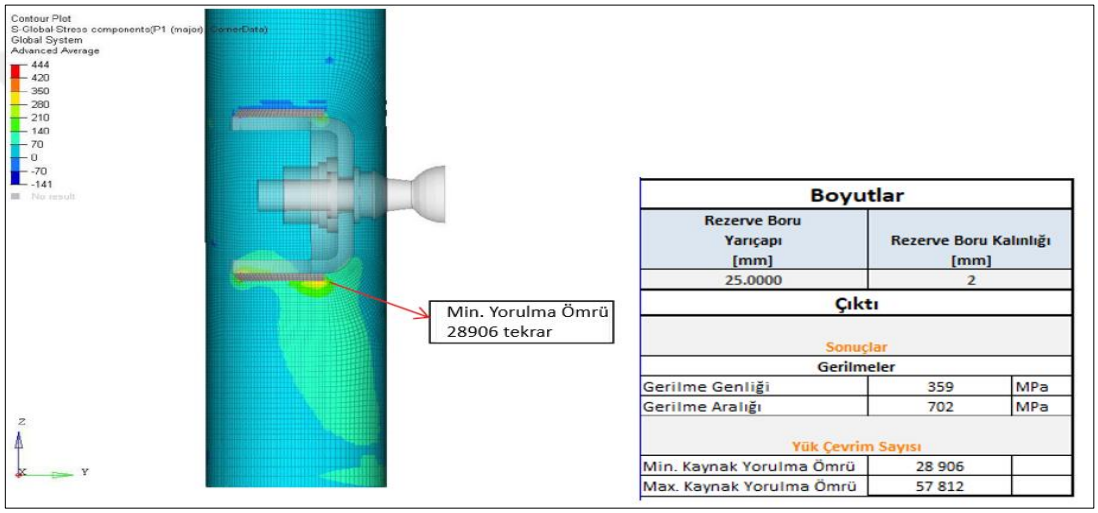
Şekil 4.24. Paket programda yorulma ömür değerlerinin okunması

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1. Kaynak Tasarımların Paket Program İle Yorulma Hesabı

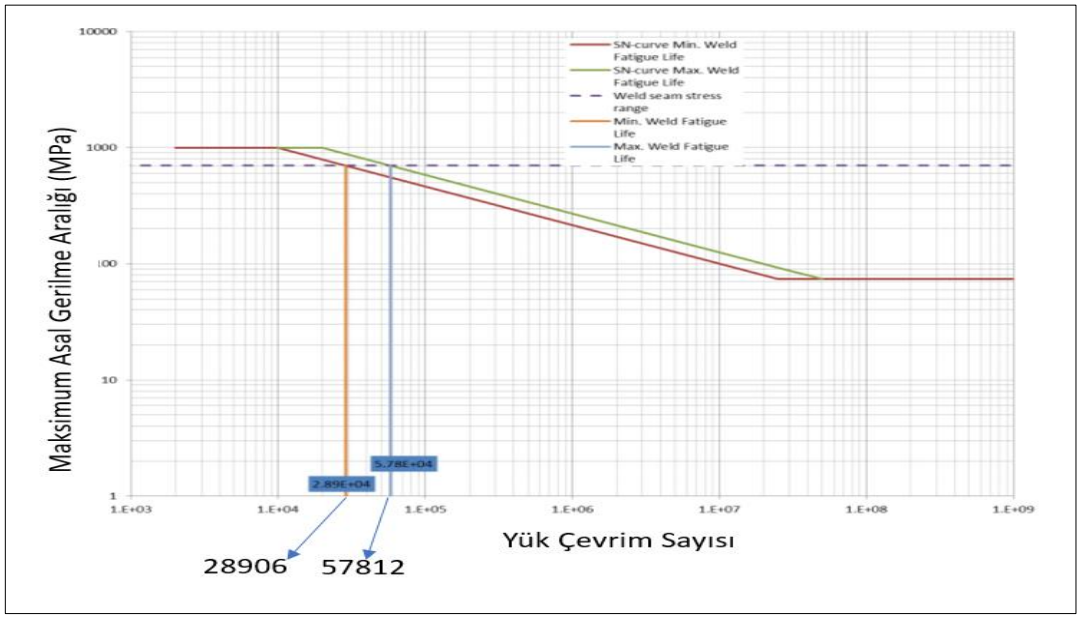
5.1.1. Versiyon 1 kaynaklı tasarım yorulma hesabı

Versiyon 1 modeli yorulma ömür hesabı aşağıda hesaplanmıştır. (Şekil 5.1, Şekil 5.2)



Boyutlar		
Rezerve Boru Yarıçapı [mm]	Rezerve Boru Kalınlığı [mm]	
25.0000	2	
Çıktı		
Sonuçlar		
Gerilmeler		
Gerilme Genliği	359	MPa
Gerilme Aralığı	702	MPa
Yük Çevrim Sayısı		
Min. Kaynak Yorulma Ömrü	28 906	
Max. Kaynak Yorulma Ömrü	57 812	

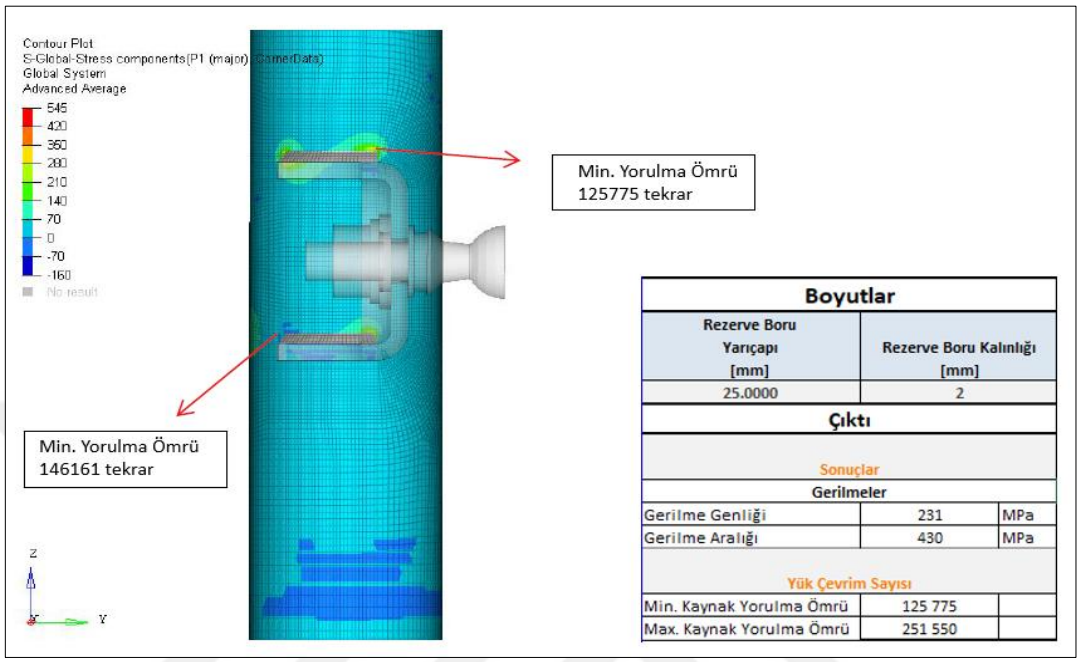
Şekil 5.1. Versiyon 1 yorulma ömür hesabı



Şekil 5.2. Versiyon 1 yorulma ömür hesap grafiği

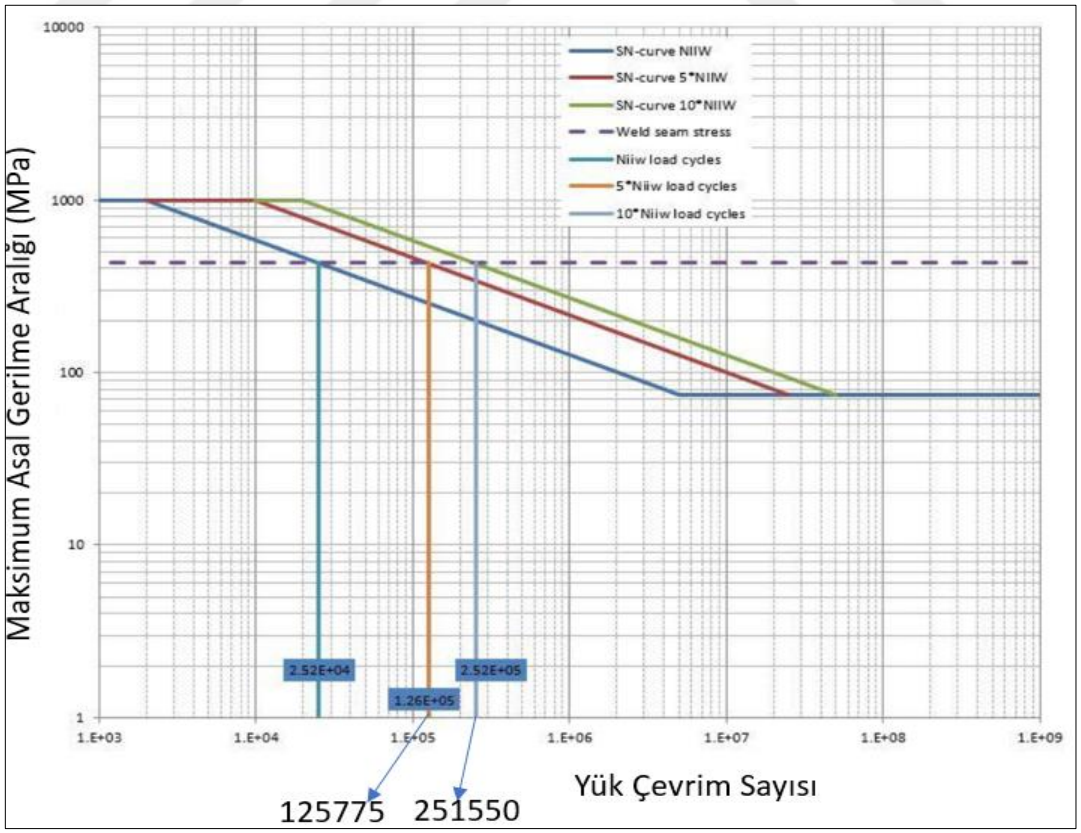
5.1.2. Versiyon 2 kaynaklı tasarım yorulma hesabı

Versiyon 2 yorulma ömür hesabı aşağıda hesaplanmıştır. (Şekil 5.3, Şekil 5.4)



Boyutlar		
Rezerve Boru Yarıçapı [mm]	Rezerve Boru Kalınlığı [mm]	
25.0000	2	
Çıktı		
Sonuçlar		
Gerilmeler		
Gerilme Genliği	231	MPa
Gerilme Aralığı	430	MPa
Yük Çevrim Sayısı		
Min. Kaynak Yorulma Ömrü	125 775	
Max. Kaynak Yorulma Ömrü	251 550	

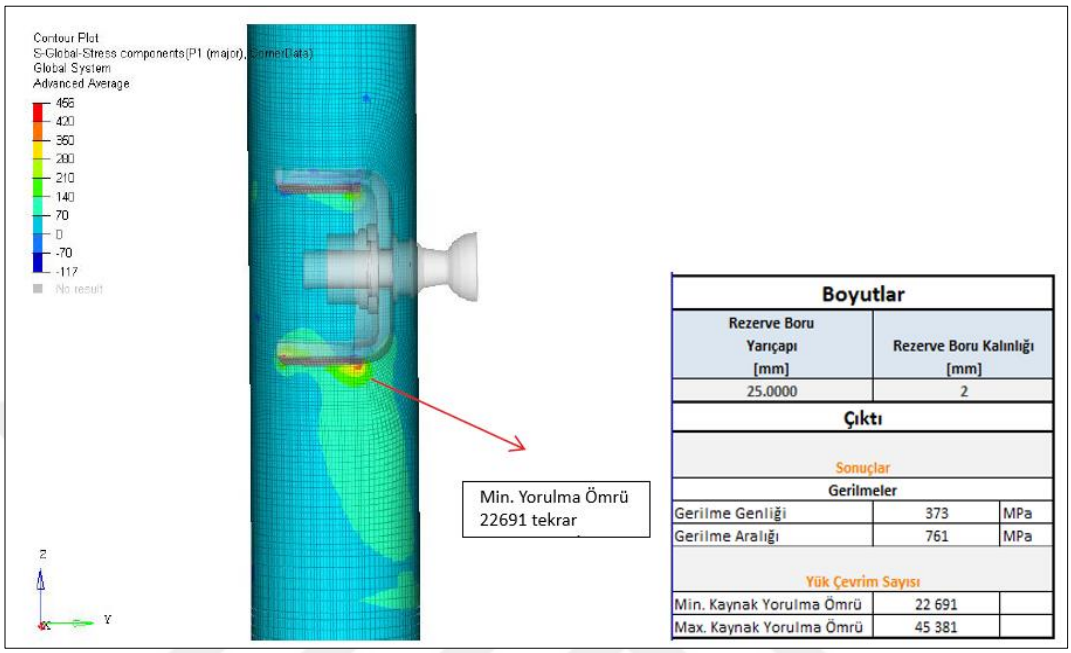
Şekil 5.3. Versiyon 2 yorulma ömür hesabı



Şekil 5.4. Versiyon 2 yorulma ömür hesap grafiği

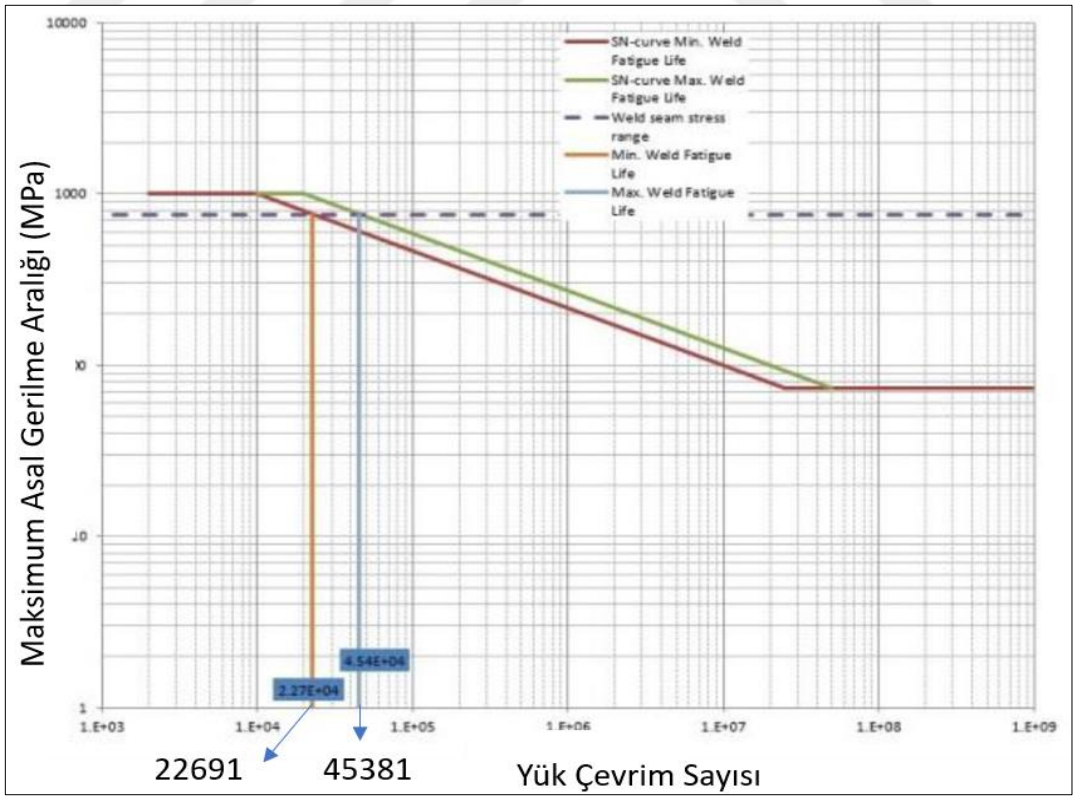
5.1.3. Versiyon 3 kaynaklı tasarım yorulma hesabı

Versiyon 3 yorulma ömür hesabı aşağıda yapılmıştır. (Şekil 5.5, Şekil 5.6)



Boyutlar		
Rezerve Boru Yarıçapı [mm]	Rezerve Boru Kalınlığı [mm]	
25.0000	2	
Çıktı		
Sonuçlar		
Gerilmeler		
Gerilme Genliği	373	MPa
Gerilme Aralığı	761	MPa
Yük Çevrim Sayısı		
Min. Kaynak Yorulma Ömrü	22 691	
Max. Kaynak Yorulma Ömrü	45 381	

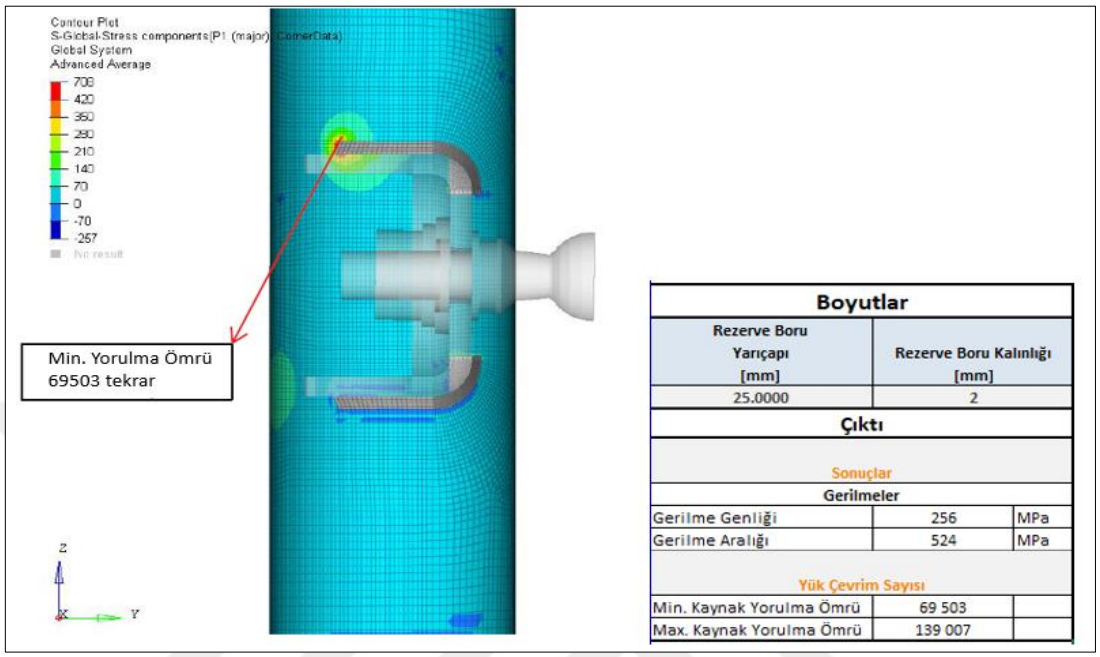
Şekil 5.5. Versiyon 3 yorulma ömür hesabı



Şekil 5.6. Versiyon 3 yorulma ömür hesap grafiği

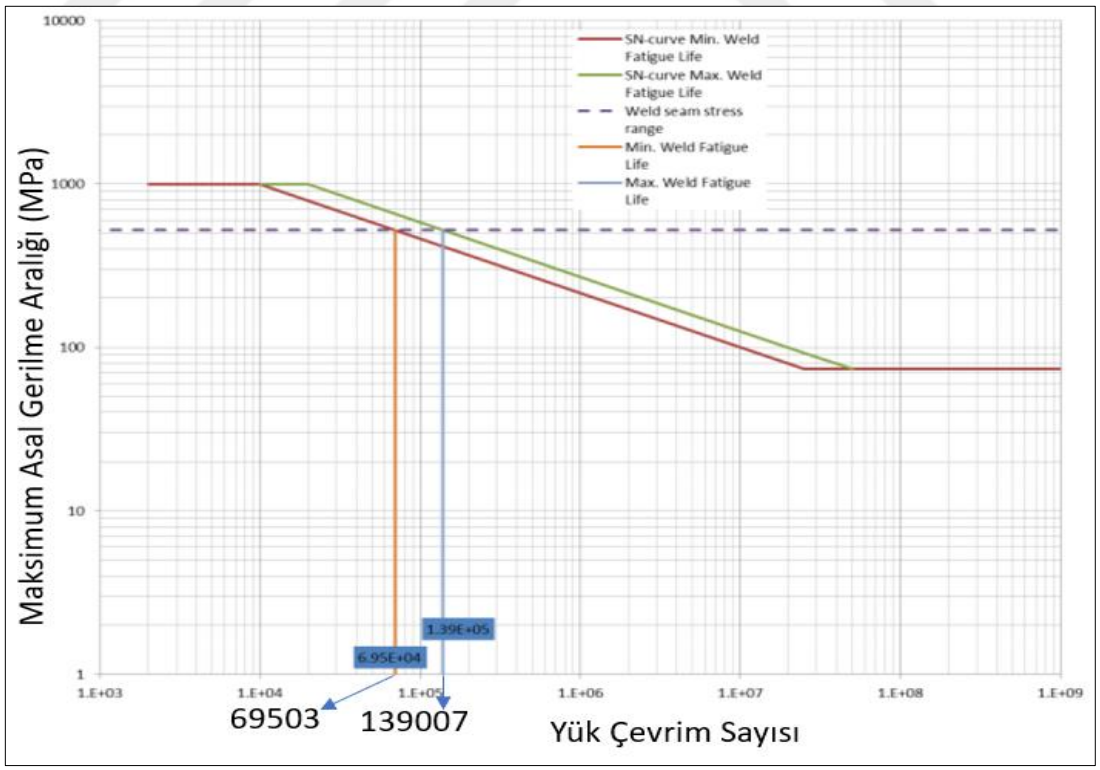
5.1.4. Versiyon 4 kaynaklı tasarım yorulma hesabı

Versiyon 4 yorulma hesabı aşağıda yapılmıştır. (Şekil 5.7, Şekil 5.8)



Boyutlar		
Rezerve Boru Yarıçapı [mm]	Rezerve Boru Kalınlığı [mm]	
25.0000	2	
Çıktı		
Sonuçlar		
Gerilmeler		
Gerilme Genliği	256	MPa
Gerilme Aralığı	524	MPa
Yük Çevrim Sayısı		
Min. Kaynak Yorulma Ömrü	69 503	
Max. Kaynak Yorulma Ömrü	139 007	

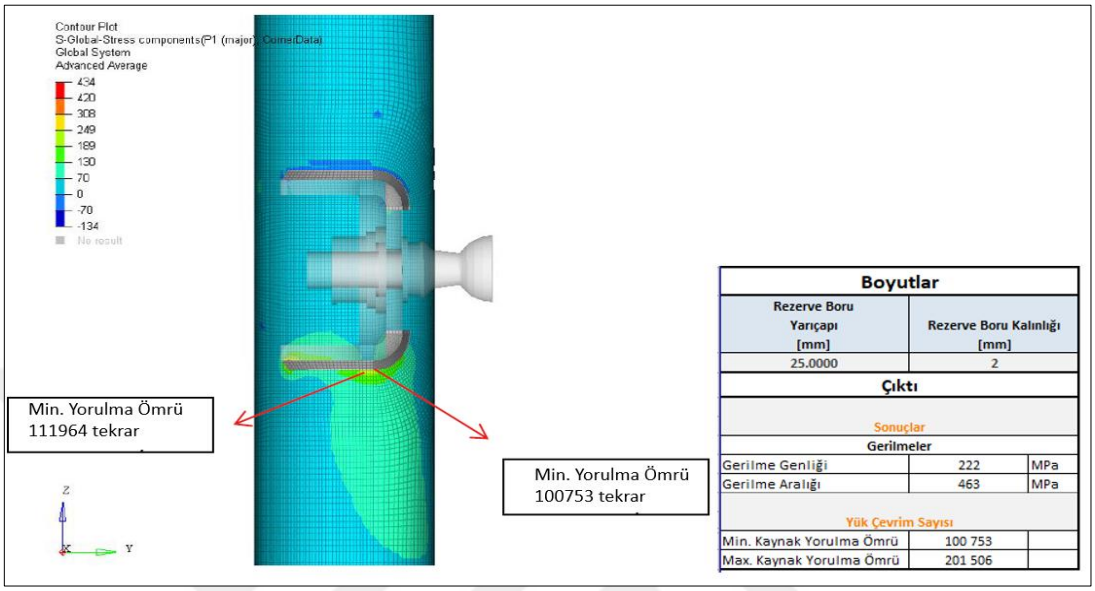
Şekil 5.7. Versiyon 4 yorulma ömür hesabı



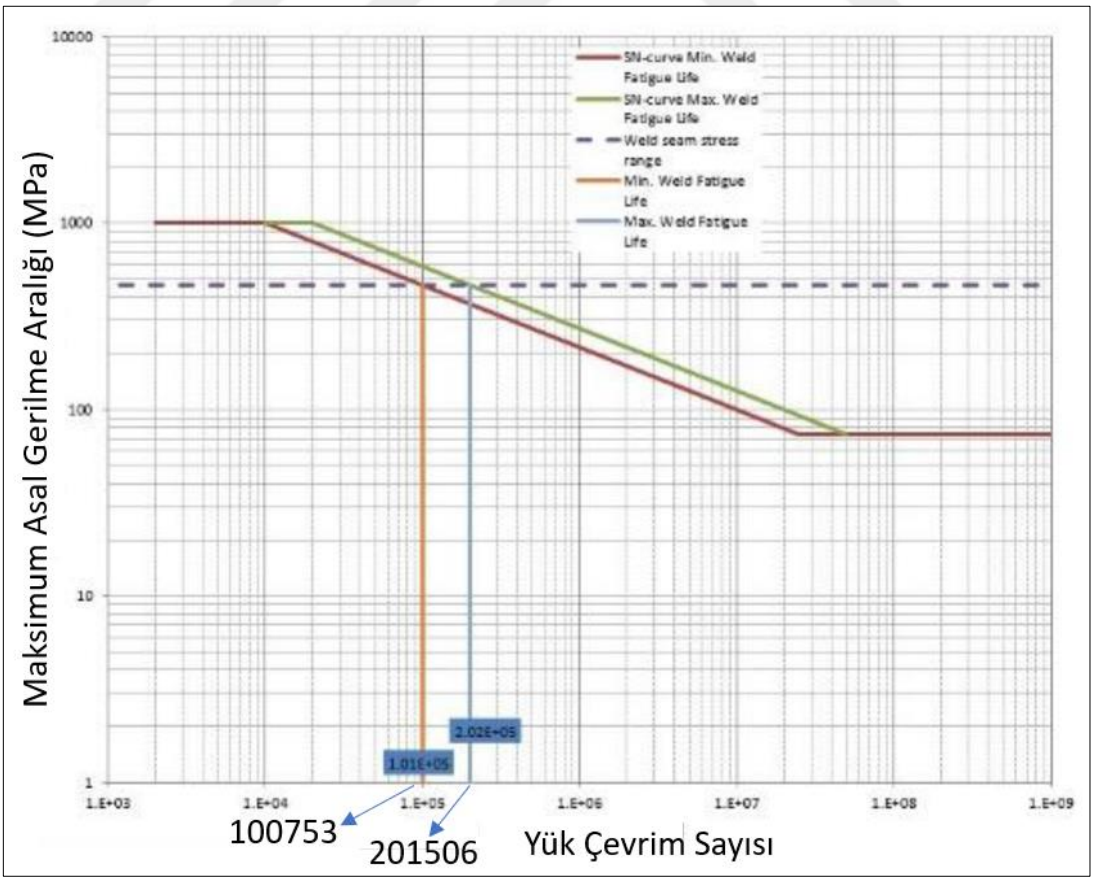
Şekil 5.8. Versiyon 4 yorulma ömür hesap grafiği

5.1.5. Versiyon 5 kaynaklı tasarım yorulma hesabı

Versiyon 5 yorulma ömür hesabı aşağıda yapılmıştır. (Şekil 5.9, Şekil 5.10)



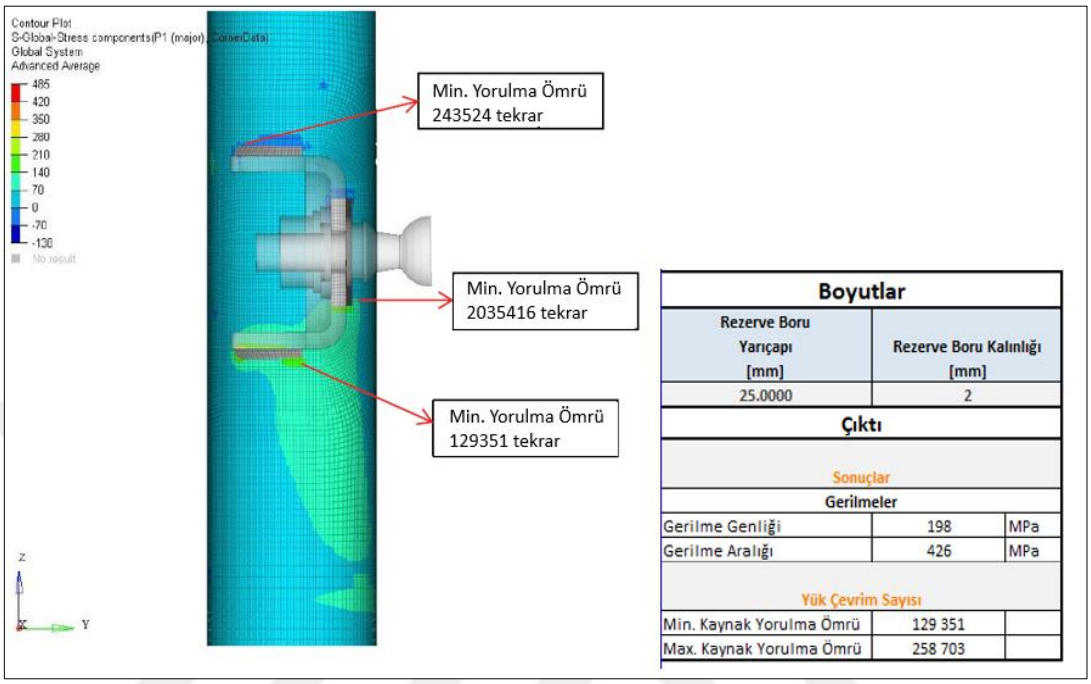
Şekil 5.9. Versiyon 5 yorulma ömür hesabı



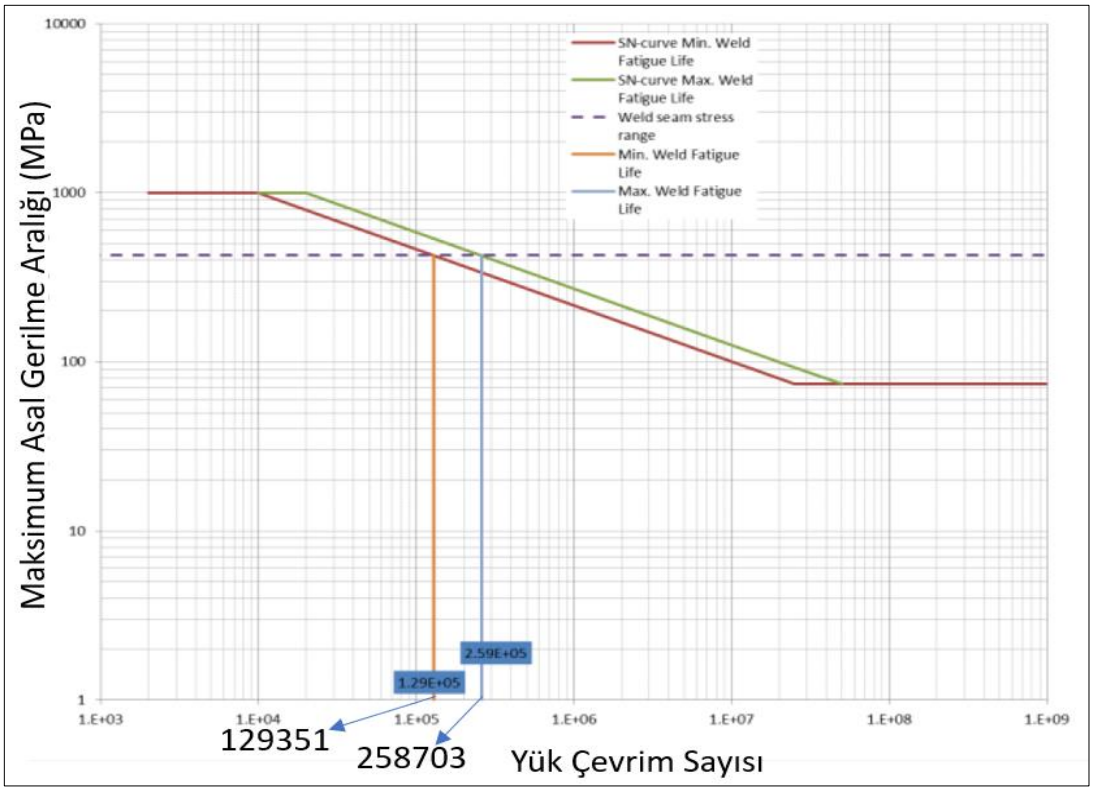
Şekil 5.10. Versiyon 5 yorulma ömür hesap grafiği

5.1.6. Versiyon 6 kaynaklı tasarım yorulma hesabı

Versiyon 6 yorulma ömür hesabı aşağıda yapılmıştır. (Şekil 5.11, Şekil 5.12)



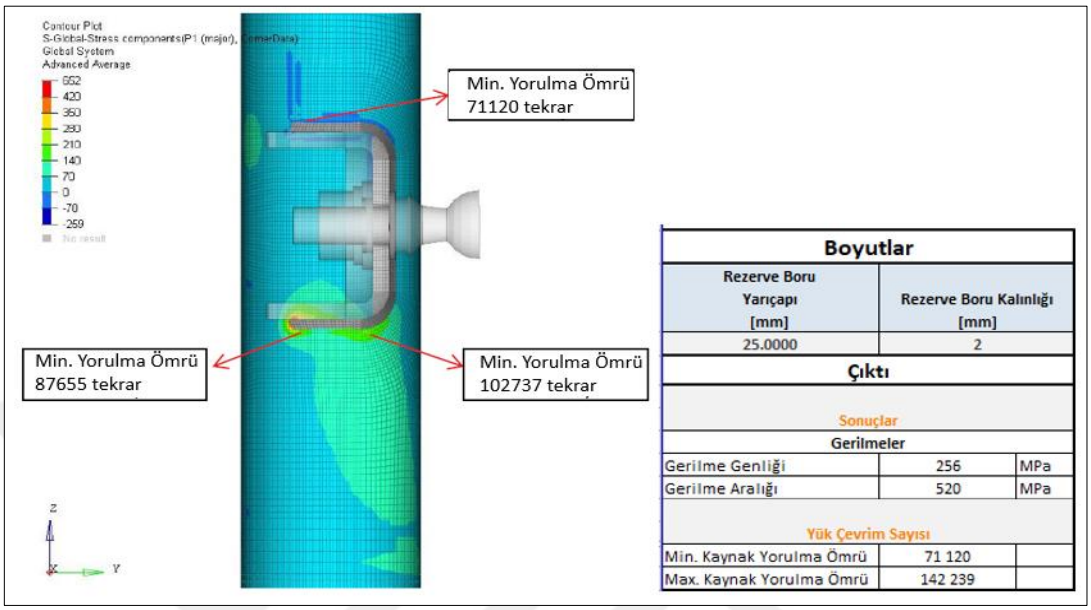
Şekil 5.11. Versiyon 6 yorulma ömür hesabı



Şekil 5.12. Versiyon 6 yorulma ömür hesap grafiği

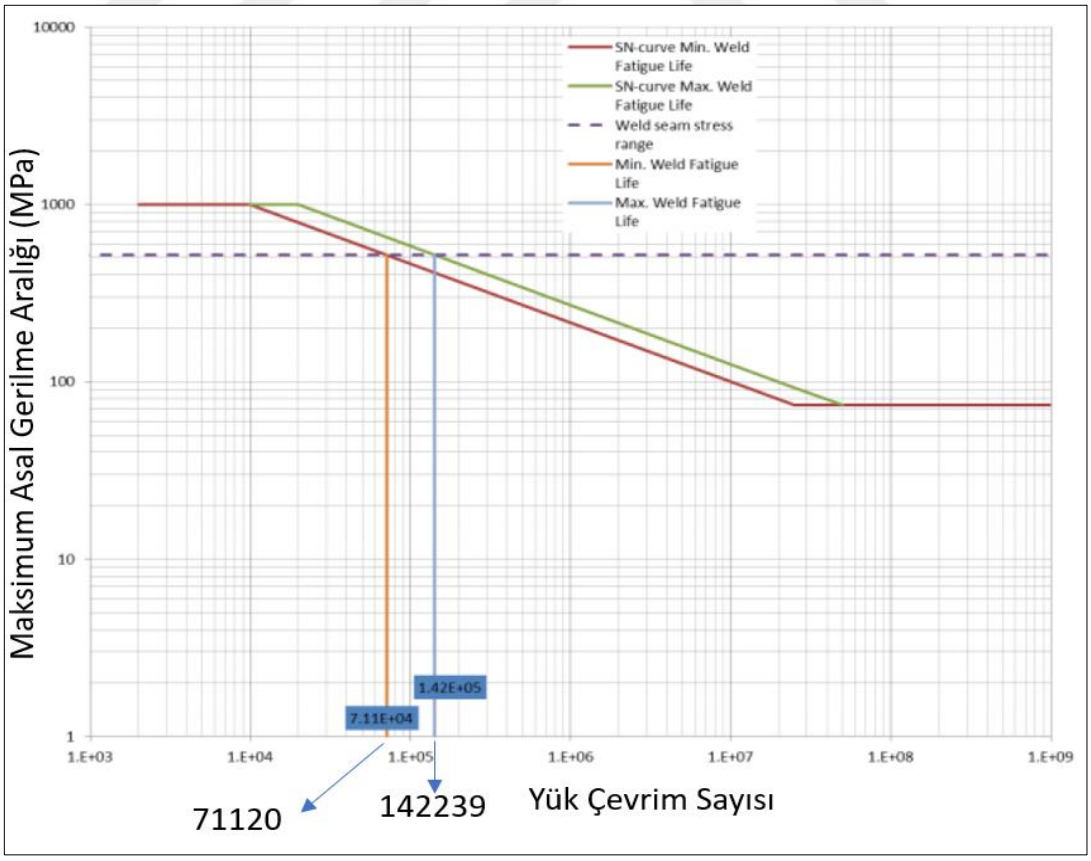
5.1.7. Versiyon 7 kaynaklı tasarım yorulma hesabı

Versiyon 7 yorulma ömür hesabı aşağıda yapılmıştır. (Şekil 5.13, Şekil 5.14)



Boyutlar		
Rezerve Boru Yarıçapı [mm]	Rezerve Boru Kalınlığı [mm]	
25.0000	2	
Çıktı		
Sonuçlar		
Gerilmeler		
Gerilme Genliği	256	MPa
Gerilme Aralığı	520	MPa
Yük Çevrim Sayısı		
Min. Kaynak Yorulma Ömrü	71 120	
Max. Kaynak Yorulma Ömrü	142 239	

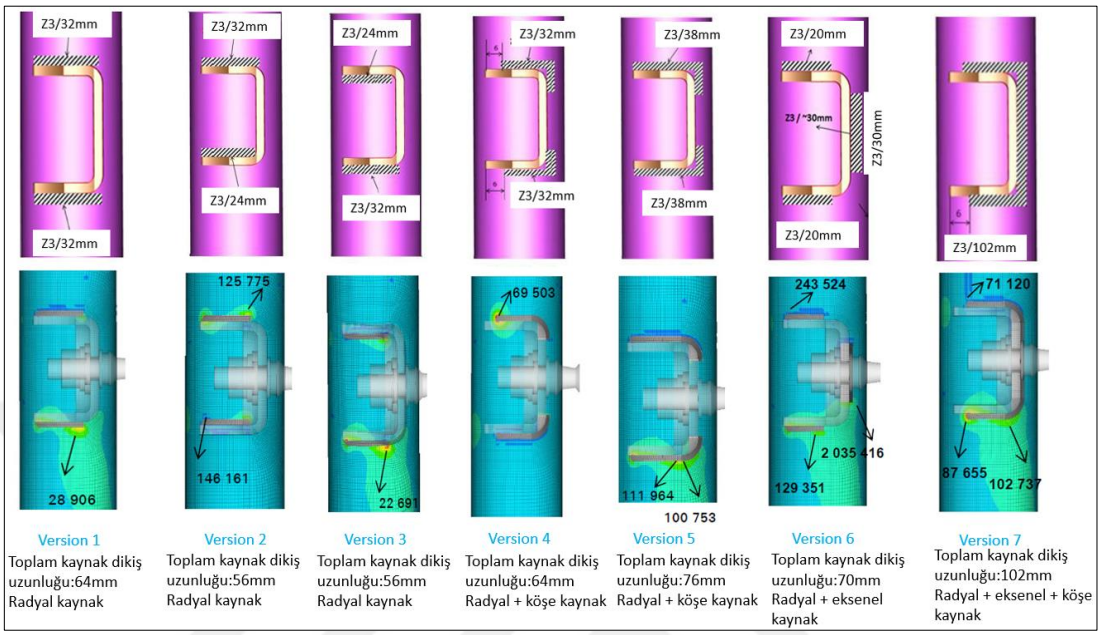
Şekil 5.13. Versiyon 7 yorulma ömür hesabı



Şekil 5.14. Versiyon 7 yorulma ömür hesap grafiği

5.1.8. Sonlu elemanlar yöntemi ile ilgili bulgular

Yorulma ömür hesabı yapılmış tüm modeller aşağıda belirtilmiştir. (Şekil 5.15)



Şekil 5.15. Yorulma ömür hesabı yapılmış tüm modeller

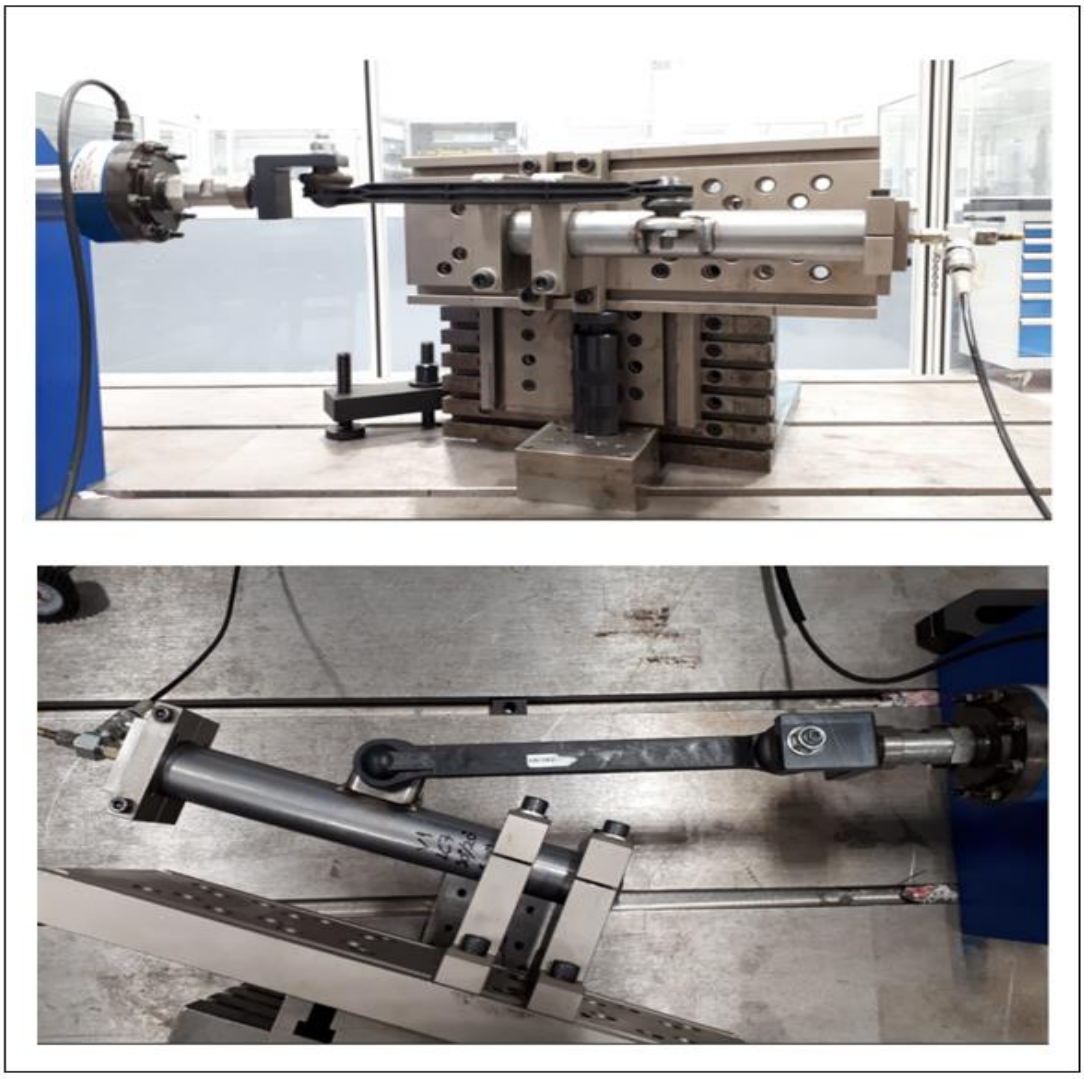
5.2. Kaynaklı Rezerve Komple Numunelerinin Deneysel Olarak Test Edilmesi

Yapısal dayanım ve ömür testleri, bir ürünün saha kullanım koşullarında gösterdiği hataları ve arızaları daha hızlı bir şekilde göstermesini sağlamak için zorlayıcı koşulların uygulandığı bir süreçtir. Bu tür testlerin amacı ürünleri daha hızlı hata yapmaya zorlayarak saha test sürelerini ciddi bir şekilde düşürmek ve normal kullanım koşulları altındaki ömür performansını tahmin edebilmek için gerekli olan bilgileri hızlı şekilde elde etmektir. Kuvvet, ömür testinde zorlayıcı koşullar oluşturarak bozulmayı hızlandıran etmendir. Bu testte sabit basma ve çekme kuvveti viraj denge çubuğu vasıtasıyla dengeleyici kol braketi üzerinden uygulanarak kaynak üzerinde istenen çatlak gerçekleşene kadar gerçekleşen çevrim katsayıları kaydedilmiştir. Karşılaştırmalı test numuneleri için seri imalatta en çok kullanılan Versiyon 1 ve Versiyon 6 kaynak modeli seçilmiştir. Yapılan bu test çalışmasında;

Test bankosu üzerine yerleştirilen rezerve komple numunesi test aparatı aracılığıyla fikstüre alt kapak bölgesinden sabitlenmiştir. Servo hidrolik olarak çalışan pistonun üzerine bağlanan viraj denge çubuğu sonlu elemanlar analiz programı ile aynı sınır

koşullarında olacak şekilde cıvatalı bağlantı ile montaj edilmiştir ve somun 60Nm ile tork edilmiştir. Rezerve komple numunesinin üst tarafından sızdırmaz bağlantı sağlanarak 6 barlık basınç ile hava verilmektedir. Dengeleyici kol braketi üzerinde ise maximum 0,5 mm harekete izin verecek yer değişim dedektörü kullanılmaktadır. 3525N basma ve çekme kuvveti uygulanarak braket üzerine yükleme yapılmaktadır ve yapılan her çevrim sayısı program tarafından kaydedilmektedir. Rezerve komple üzerinde çatlak gerçekleştiğinde testin durması için iki tane kriter vardır. Bu kriterlerin bir veya ikisinin gerçekleşmesi testin durmasına neden olur. (Şekil 5.16)

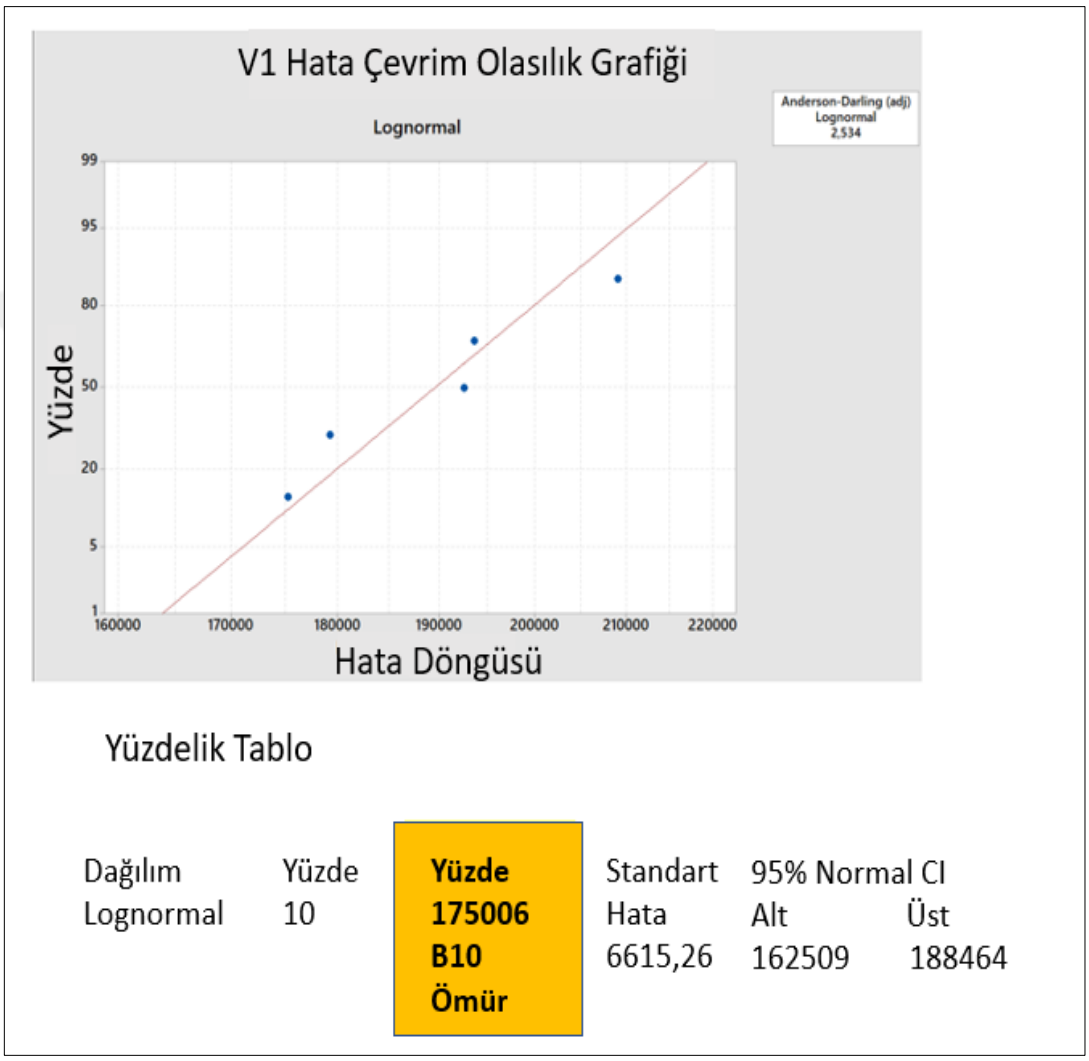
- Sisteme verilen 6 bar hava basıncının oluşan çatlaktan dolayı 4 bar seviyesine düşmesi.
- Servo hidrolikteki pistonun deplasmanının set edilen değerden ±0,5 mm sapması.



Şekil 5.16. Deneysel yorulma ömür testi

5.2.1. Versiyon 1 deney sonuçları

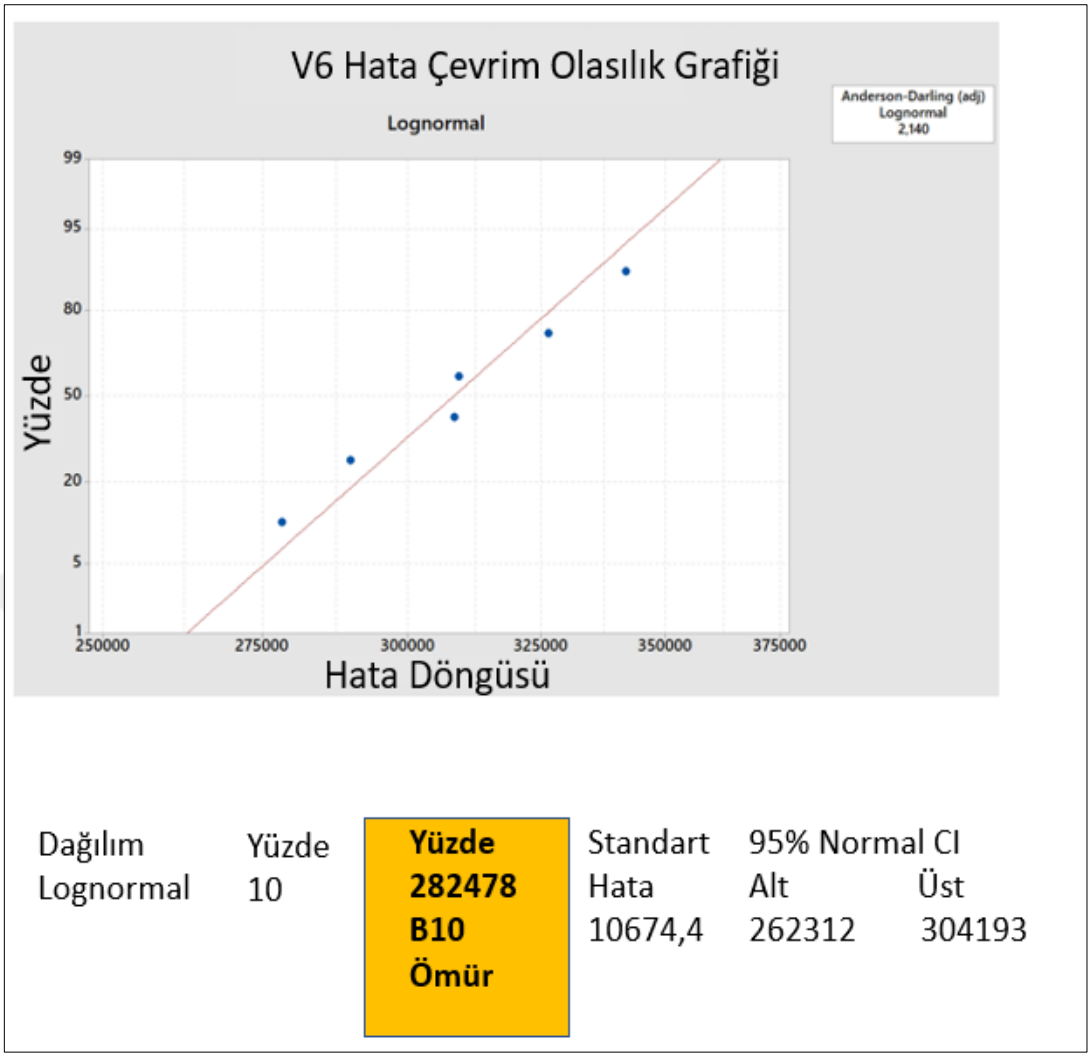
Versiyon 1 testi 5 numune üzerinden gerçekleşmiştir. Kırılma çevrimlerini incelediğimizde bu kırılma çevrimlerinin dağılımı lognormal dağılımına uymaktadır. B10 ömrü bu dağılım üzerinden 175006 tekrar olarak hesaplanmıştır. (Şekil 5.17)



Şekil 5.17. Versiyon 1 test sonucu

5.2.2. Versiyon 6 deney sonuçları

Versiyon 6 testi 6 numune üzerinden gerçekleşmiştir. Kırılma çevrimlerini incelediğimizde bu kırılma çevrimlerinin dağılımı lognormal dağılımına uymaktadır. B10 ömrü bu dağılım üzerinden 282478 tekrar olarak hesaplanmıştır. (Şekil 5.18)



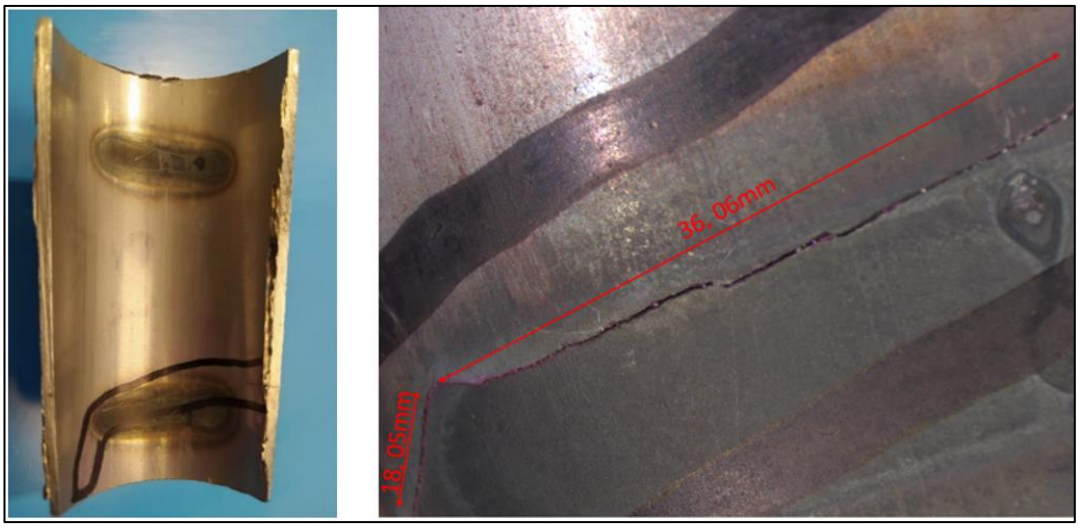
Şekil 5.18. Versiyon 6 test sonucu

Rezerve komple numunelerinde kaynaklı tasarımlar için çatlak konum belirlenmesi üç farklı yöntem ile yapılmaktadır.

- Rezerve komple numuneleri üst tarafından basınçlı hava verilerek su altında hava kabarcığı çıkardığı yerden bakılabilir.
- Penetrasyon kimyasalı ile bakılabilir.
- Parça kesilip, mikroskop altında çatlağa bakılabilir.

5.2.3. Versiyon 1 mikroskop çatlak görüntüsü

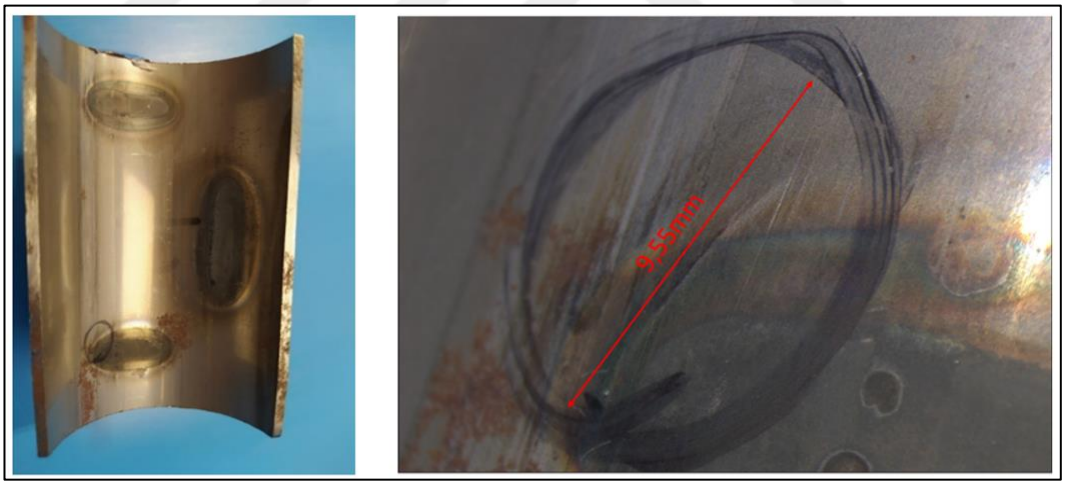
Versiyon 1 rezerve komple numunesine ait olan mikroskop çatlak görüntüsü aşağıda belirtilmiştir. (Şekil 5.19)



Şekil 5.19. Versiyon 1 mikroskop çatlak görüntüsü

5.2.4. Versiyon 6 mikroskop çatlak görüntüsü

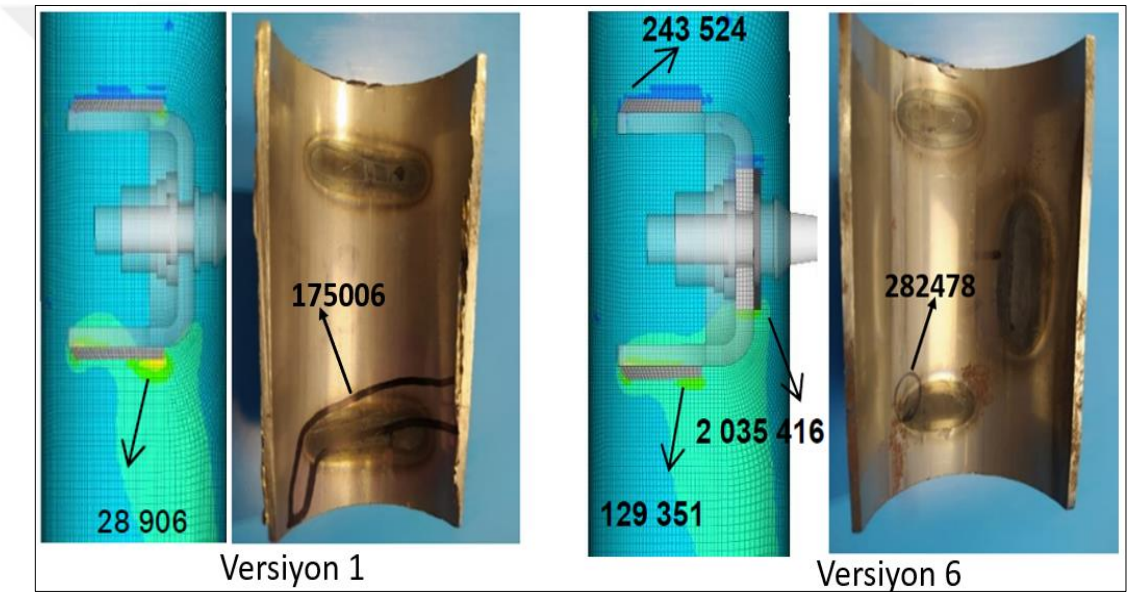
Versiyon 6 rezerve komple numunesine ait olan mikroskop çatlak görüntüsü aşağıda belirtilmiştir. (Şekil 5.20)



Şekil 5.20. Versiyon 6 mikroskop çatlak görüntüsü

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

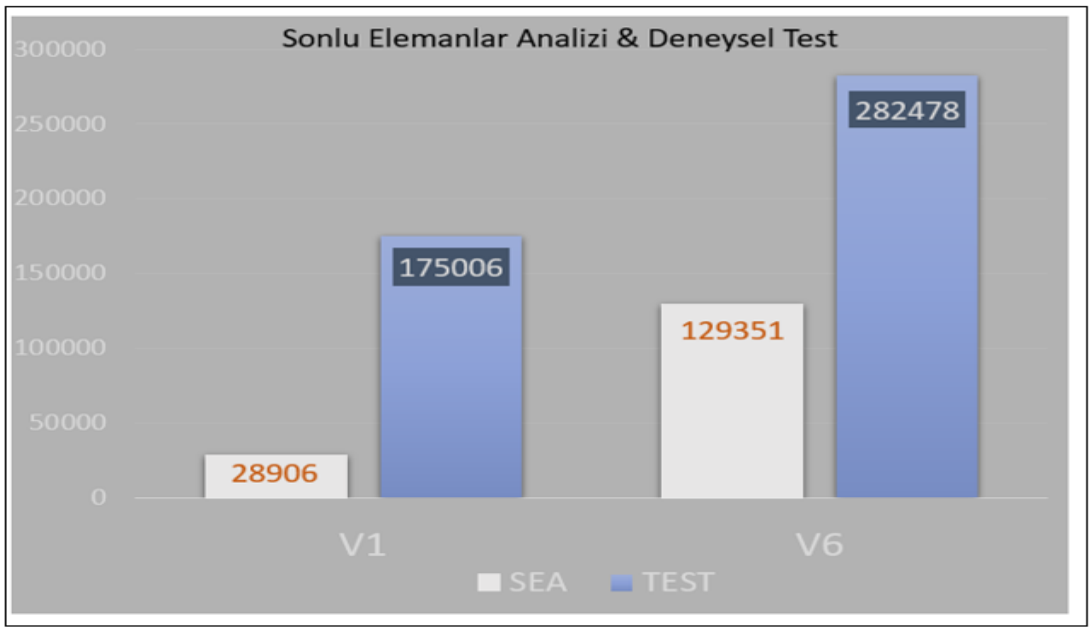
Bu çalışmada 7 farklı pozisyonda eksenel, köşe ve radyal kaynak içeren modeller Uluslararası Kaynak Enstitüsünün (IIW) kaynaklı tasarımda yorulma hesabına göre incelenmiş ve doğrulama amaçlı olarak seçilen versiyon 1 radyal ile versiyon 6 radyal ve eksenel kaynak içeren rezerve komple modelleri test edilmiştir. Yapılan sonlu elemanlar analizi çalışmasında ve deneylerde her iki farklı kaynak çalışmasında da çatlağın başlangıç noktasının aynı bölgeden olduğu görülmüştür. (Şekil 6.1)



Şekil 6.1. Versiyon 1 ve Versiyon 6 karşılaştırmalı görüntüler

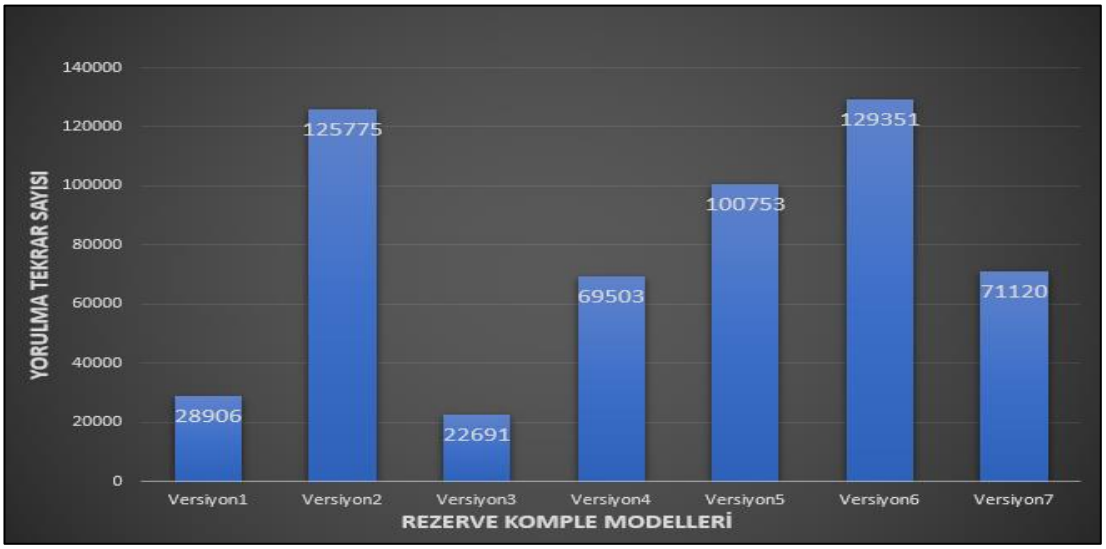
Çalışma sonucunda eksenel kaynak dikişinin, sonlu eleman analizine (SEA) ve deneysel çalışmalara göre yorulma ömrünü arttırdığı ispat edilmiştir. (Şekil 6.2)

Deneysel ve sonlu elemanlar yöntemi arasında yorulma ömür artış yönlerinde benzerlik olup, korelasyon katsayısı düşük çıkmıştır. Bunun sebebi, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan hesaplar kaynak bölgesinde ilk hasar görülen noktaya göre yapılmaktadır fakat deneysel olarak yapılan çalışmada çatlak devam ettirilip, test çevrimi gaz kaçağın başladığı noktada sonlanmaktadır. Bu da deneysel çalışma ile analiz çalışması arasında açıklık oluşturmaktadır.



Şekil 6.2. Versiyon 1 ve Versiyon 6 sonlu elemanlar analizi ve deneysel testin karşılaştırılması

Sonlu elemanlar yöntemi ve paket program aracılığıyla hesaplanan yorulma tekrar sayısı aşağıda tabloda belirtilmiştir. Versiyon 6'nın en yüksek ömüre sahip olduğu ve Versiyon 3'ün ise en düşük ömüre sahip olduğu görülmektedir. (Şekil 6.3)



Şekil 6.3. SEA tüm modellerin grafiksel gösterimi

Sonlu elemanlar analiz sonuçları değerlendirildiğinde Versiyon 1 ve Versiyon 3 modelinde olduğu gibi kısa atılan radyal dikiş kaynak uzunlukları, kaynak gerilmesinin bileşik gerilmeye maruz kalması halinde erken hasara uğramaktadır. Versiyon 4 ve Versiyon 5 modelinde eksenel kaynaklara ek olarak atılan köşe

kaynakları yapının yorulma dayanımı arttırmaktadır fakat Versiyon 4 modelinde olduğu gibi çatlaklar lokal gerilme yığılmalarının olduğu köşelerden gerçekleşebilmektedir. Bu yüzden mümkün olduğunca lokal gerilmeyi amortisör dengeleyici kol braketinin bulunduğu yerden uzaklaştırmak, kaynaklı yapının ömrünü uzatacaktır. Radyal kaynaklara ek olarak yapılan eksenel kaynakların Versiyon 6 ve Versiyon 7 örneklerinde görüldüğü gibi sistemin yorulma ömrünü arttırdığı görülmüştür fakat Versiyon 7 örneğinde görüldüğü gibi atılan radyal, eksenel ve köşe kaynaktan oluşan bütünleşik bir kaynak modeli ise rijit yapıda bir tasarım olmasına neden olacak ve bu yapının gerilme karşısında esneme miktarı düşük olacaktır. Bu nedenle çatlak erken başlayacaktır ve ilerleyip yapının hasar erken oluşturmasına sebep olacaktır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan tüm çalışmalar incelendiğinde farklı pozisyonda yapılan MAG kaynağı ile kuvvet akışlarının değiştiği ve değişen kuvvet akışı ile model üzerinde gerilim konsantrasyonlarının da değiştiği görülmektedir. Değişen gerilim konsantrasyonu da modellerin yorulma değerlerini farklı etkilemektedir. Bu yüzden sonlu elemanlar analizi ile yapılan çalışmalar gelecekte hatalı bir tasarım yapmamızı engelleyecektir. Diğer yandan sonlu elemanlar programı ile yapılan tüm analizler bizlere hasarın kaynaklı yapılarda nereden gerçekleşeceği ve yorulma ömür karşılaştırması konusunda tecrübe ve zaman kazandıracaktır fakat kaynaklı konstrüksiyonlarda "ITAB" altında kalan bölgede kaynak civarında ergime sonucu istenmeyen atık gerilmeler ve metalurjik farklılaşmalar ve işçilik ve birtakım proses girdileri analiz programları ile öngörülemektedir. Bu yüzden kaynaklı yapıda mümkün olduğunca ısı biriktirmeden atık gerilmeler minimalize edilmelidir. Radyal ile eksenel kaynak dikişi tercih edilip mümkün olduğunca kısa boyda olmalıdır. Diğer yandan kaynak bağlantısı gerçek yol test şartlarını sağlayan deneyler ile doğrulanmalıdır.

KAYNAKLAR

[1] Aydoğdu K., Genel K., Kaynaklı Bağlantıların Yorulma Dayanımı Etkileyen Faktörler, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2002, **6**(1), 84-89.

[2] Nelson E., Tirrel E., Economical Weld Design, Modern Steel Construction, https://www.aisc.org/globalassets/modern-steel/archieves/2013/01/2013v01_economical.pdf (Ziyaret tarihi: 20 Nisan 2020)

[3] Orhan S., Otomotiv Sektöründe Dinamik Yüklere Maruz Bir Kaynaklı Bağlantı İçin Yorulma Dayanımı Değerlendirmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2017, 467285.

[4] Güven F., Rende H., Kaynaklı Bağlantıların Tasarımlarında Güncel Yaklaşımlar, *XI. Kaynak Teknolojisi Ulusal Kongre ve Sergisi*, Ankara, Türkiye, 15-16 Kasım 2019.

[5] Kishore K., Kumar P., Mukhopadhyay G., Resistance Spot Weldability of Galvannealed and Bare DP600 Steel, *Journal of Materials Processing Technology*, 2019, **271**, 237-248.

[6] Anijdan S.M., Sabzi M., Ghobeti-Hasab M., Roshan-Ghiyas A., Optimization of Spot Welding Process Parameters in Dissimilar Joint of Dual Phase Steel DP600 and AISI 304 Stainless Steel to Achieve The Highest Level of Shear-Tensile Strength, *Materials Science and Engineering A*, 2018, **726**, 120-125.

[7] Doerk O, Fricke W., Weissen C., Comparison of Different Calculation Methods for Structural Stresses at Welded Joints, *International Journal of Fatigue*, 2013, **25**, 259-369.

[8] Denk D., Liang W., Murakawa H., Determination of Welding Deformation in Filletweld Joint by Means of Numerical Simulation and Comparison with Experimental Measurements, *Journal of Materials Processing Technology*, 2002, **183**, 219-225.

[9] Kim T., Park H., Rhee S., Optimization of Welding Parameters for Resistance Spot Welding of TRIP Steelwith Response Surface Methodology, *Production Research*, 2005, **43**(21), 4643-4657.

[10] Pal T., Chattopadhyay K., Resistance Spot Weldability and High Cycle Fatigue Behaviour of Martensitic (M190) Steel Sheet, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2010, **34** (21), 46-52.

[11] Moshayedi H., Sattari-Far I., Resistance Spot Welding and The Effects of Welding Time and Current on Residual Stress, *Journal of Materials Processing Technology*, 2014, **214** (11), 2545-2552.

[12] Florea R.S., Bammann D.J., Yeldell A., Solanki K.N., Hammi Y., Welding Parameters Influence of Fatigue Life and Microstructure in Resistance Spot Welding of 6061-T6 Aluminum Alloy, *Materials and Design,* 2013, **45**, 456-465. DOI: 10.1016/j.matdes.2012.08.053.

[13] Schlibner R., Vormwald M., Fatigue of Welded Hybrid-Joints, *Material Science and Engineering Technology*, 2005, **36**(11), 706-714.

[14] Çetin İ., Nokta Direnç Kaynağı Yapılmış TRIP800 Çeliğinin Yorulma Davranışının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mersin, 2014, 374415.

[15] Karakaş Ö., Gülsöz A., Kaynaklı Birleştirmelerin Statik ve Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler, *Mühendis ve Makina*, 2007, **48** (573), 1-7.

[16] Yıldız A., Kaynaklı Parçaların Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 2011, 284799.

[17] Metiner H., Tarım Makinalarında Kullanılan Saç Malzemelerde Uygulanan Değişik Kaynak Bağlantı Şekillerinin Mekanik Darbelere Karşı Davranışlarının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ, 2009, 256976.

[18] Çetinkaya S., *Taşıt Mekaniği*, 7. bs., Nobel Yayın, Ankara, 249-264, 2015.

[19] Gündoğ M., Binek Araçlarda Kullanılan Çift Borulu Amortisörlerin Teknik Açıdan İncelenmesi, Matematik Modelinin Oluşturulması ve Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ, 2016, 2016, 430292.

[20] Aksungur H., Ağır Ticari Çekici Araçların Viraj Denge Çubuğunun Tasarım İyilemesi ve Yapısal Testleri, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2019, 576990.

[21] Kaynak Tekniği El Kitabı, Gedik Eğitim Vakfı https://gedikegitimvakfi.org.tr/wp-content/uploads/2013/12/library_6.pdf (Ziyaret tarihi: 23 Haziran 2020)

[22] Aydın S., Kaynak Formunun Gerilme Dağılımına Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas, 2001, 114192.

[23] Komaç E., Teknik Eğitim El Kitabı, Askaynak, http://www.askaynak.com.tr/contents/34/20110918150308_teknik-egitim-el-kitabi.pdf (Ziyaret tarihi: 10 Nisan 2020)

[24] Eryürek B., *Kaynak Teknolojisi*, 2. bs., Veritaş Baskı Merkezi, İstanbul, 54-82, 2007.

[25] Özçömlekçi C., Çelik Yapılarda Kaynak Uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa, 2017, 483557.

[26] EN10149-2, Hot Rolled Flat Products Made of High Yield Strength Steels for Cold Forming, *European Norm*, Berlin, 2013.

[27] DIN 2393-1, Welded Precision Steel Tubes, *Deutsches Institut für Normung*, Berlin, 1981.

[28] Ertürk İ., Durukan T., Şentürk B., Çeliklerin Kaynağında Isıdan Etkilenen Bölgenin Mikro Yapı ve Özelliklerinin Tahmini, Bağlantıların Tasarımlarında Güncel Yaklaşımlar, *X. Kaynak Teknolojisi Ulusal Kongre ve Sergisi*, Ankara, Türkiye, 17-18 Kasım 2017.

[29] DIN 18800-1, Steel Structures, *Deutsches Institut für Normung*, Berlin, 1996.

[30] Sabırlı S., Bir Raylı Taşıt Bogisinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yorulma Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2012, 323780.

[31] Temiz V., Makine Elemanlarının Sürekli Mukavemete Göre Hesabı, https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Yorulma.pdf (Ziyaret tarihi: 23 Mayıs 2020)

[32] Curgül İ., *Makine Elemanları ve Çözümlü Problemleri*, Birsen Yayınevi, İstanbul, 144-147, 2005.

[33] Ceyhanlı U., Ağır Ticari Araçlarda Kullanılan Parabolik Yayların Yorulma Davranışının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2016, 444726.

[34] Hobbacher A., Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components, *IIW Fatigue Recommendations*, Paris, France, December, 2008.

[35] Ovalı İ., Esen Y., *Ansys Workbench*, İnkılâp Kitapevi, İstanbul, 34-35, 2017.

[36] Practical Aspect of Finite Element Simulation, https://www.academia.edu/22643783/Practical_Aspects_of_Finite_Element_Simulation_A_Student_Guide_Copy_issued_for_Vivek_Hanchate (Ziyaret tarihi: 08 Eylül 2020)

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Akkoyun İ., Uçar M., Amortisör Üzerinde Bulunan Stabilizer Braketinin Farklı Geometrilerdeki Kaynağının Yorulma Dayanımının İncelenmesi, ISPEC 2019, *1. Uluslararası Malatya Uygulamalı Bilimler Kongresi,* Malatya, Türkiye, 20-22 Aralık 2019.

ÖZGEÇMİŞ

İlkay Akkoyun ilk ve orta öğrenimini Kırklareli'de tamamladı. Lise öğrenimini Kırklareli Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2005 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2009 yılında mezun oldu. 2017 yılında Kocaeli Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başladı. 2011 yılında Hema Endüstri A.Ş şirketinde powertrain tasarım mühendisi olarak başladığı çalışma hayatına, 2014 yılında firma değişikliği yaparak başladığı ZF Sachs Süspansiyon Sistemleri A.Ş firmasında ürün geliştirme mühendisi olarak devam etmektedir.