

**T.C.  
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE TEORİSİ VE DİNAMİĞİ PROGRAMI**

**Y25 TİPİ BOJİ GÖVDESİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ  
İLE YAPISAL ANALİZLERİ VE KAYNAK DİKİŞLERİNDEKİ  
YORULMANIN İNCELENMESİ**

**Raif ÇAM**

**Danışman  
Dr. Öğretim Üyesi Saim KURAL**

**MANİSA-2024**

**Raif ÇAM**

**Y25 TİPİ BOJİ GÖVDESİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE YAPISAL  
ANALİZLERİ VE KAYNAK DİKİŞLERİNDEKİ YORULMANIN İNCELENMESİ**

**2024**

## TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zeka ve program kullanmadığımı beyan ederim.

**Raif ÇAM**



## ÖZET

### Yüksek Lisans Tezi

**Raif ÇAM**

**Manisa Celal Bayar Üniversitesi**

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Dr. Öğretim Üyesi Saim KURAL**

Bojiler günümüzde raylı sistemlerde kullanılan araçları taşımaya yarayan ve birden fazla montaj parçasının bir araya gelmesiyle oluşan mekanik sistemlerdir. Bu montaj parçalarına boji süspansiyon sistemleri, teker setleri, fren donanım sistemleri ve aks kutusu örnek olarak gösterilebilir.

Raylı sistemlerde kullanılan taşıtları taşıyan boji gövdesinin güvenli emniyet sınırları içerisinde tasarımının gerçekleştirilmesi önemli bir durum haline gelmiştir. Demiryolu ulaşımı sayesinde tek seferde ciddi ağırlıktaki yüklerin taşınması mümkün olabilmektedir. Bu nedenle boji gövdelerinin taşıma kapasitesini arttırmak için hafif olarak tasarlanması gerekmektedir. Gerek demiryolu ağ trafiğini aksatmamak gerek gecikmelerden kaynaklanacak olan maliyet zararlarını ortadan kaldırmak için yük nakil sürelerinin gerekenden fazla sürmemesi istenir. Bu nedenle boji gövdeleri üzerinde herhangi bir yapısal sorun olmaması istenmektedir.

Boji ana gövdelerindeki temel yapılar kaynaklı birleştirme ile imal edilir. Bu nedenle kaynak dikiş bölgelerindeki çatlak oluşumu genel montaj bütünü açısından ciddi sayılabilecek sorunların oluşmasına sebep olacaktır.

Bu tez kapsamında, Y25 boji gövdesinin yapısal analizlerinin testler ile doğrulanması yapılmış ve kaynak dikişlerindeki gerilmelerin etkisi incelenmiştir. Boji gövdesinin statik yükleme testleri Çek Akreditasyon Enstitüsü tarafından akredite edilen VZU Plzen'nin test laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Boji gövdesi üzerinde uygulanacak olan test yükleri EN 13749 standardı referans alınarak belirlenmiştir. Her bir test yükleri oluşabilecek karışıklıkları önlemek adına numaralandırılmıştır. Boji gövdesi üzerinde belirlenen bölgelere tek eksen ve üç eksen gerinim ölçerler yapıştırılmıştır. Test sonrası Ansys Workbench SE yazılımı ile gerinim ölçer bölgelerindeki gerilmeler hesaplanmış ve doğrulanmıştır. Kaynak dikişlerindeki sonuçların değerlendirilmesi için Limit CAE yazılımı kullanılmıştır. Gerilme sonuçları Ansys Workbench analiz programından Limit CAE yazılımına aktarılmıştır. DVS 1612 standardına göre kaynak dikiş bölgelerindeki sonuçlar değerlendirilmiş ve EN 15085-3 standardına göre yorumlanmıştır. Sonuçların gereksinimleri karşıladığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Y25 Boji, Yapısal Analiz, Gerinim Ölçerler, Kaynak Dikişi, EN 13749, DVS 1612, EN 15085-3

**2024, 115 sayfa**

## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

**Raif ÇAM**

**Manisa Celal Bayar University  
Graduate School of Education  
Department of Mechanical Engineering**

**Supervisor: Assist. Prof. Dr. Saim KURAL**

Bojies are mechanical systems consisting of multiple assembly parts that are used to carry vehicles used in rail systems today. Examples of these assembly parts are bojie suspension systems, wheel sets, brake systems and axle boxes.

It has become an important situation to design the bojie body that carries vehicles used in rail systems within safe safety limits. Thanks to railway transportation, it is possible to carry serious loads in one go. For this reason, bojie bodies need to be designed as lightweight in order to increase their carrying capacity. In order not to disrupt railway network traffic and to eliminate cost losses caused by delays, it is desired that the load transfer times do not last longer than necessary. For these reasons, it is desired that there are no structural problems on bojie bodies.

The main structures in bojie main bodies are manufactured by welded junctions. For this reason, crack formation in welded seam areas will create serious problems in terms of the overall assembly.

Within the scope of this thesis, the structural analyzes of the Y25 bojie body were verified with tests and the effect of stresses in welded seams were examined. The static loading tests of the bojie body were carried out in the test laboratories of VZU Plzen, accredited by the Czech Accreditation Institute. The test loads to be applied on the bojie body were determined by reference to the EN 13749 standard. Each test load was numbered to prevent possible confusion. Single-axis and three-axis strain gauges were attached to the designated areas on the bojie body. After the test, the stresses in the strain gauge areas were calculated and verified with the Ansys Workbench FE software. Limit CAE software was used to evaluate the results in the welded seams. The stress results were transferred from the Ansys Workbench analysis program to the Limit CAE software. The results in the welded seam areas were evaluated according to the DVS 1612 standard and interpreted according to the EN 15085-3 standard. The results were found to meet the requirements.

**Keywords:** Y25 Bojie, Structural Analysis, Strain Gauges, Welded Seam, EN 13749, DVS1612, EN 15085-3

**2024, 115 pages**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında, statik testi gerçekleştirilen Y25 tipi boji gövdesinin analizler ile doğrulanması ve ardından boji gövde modeli üzerindeki kaynak dikişlerindeki yorulma dayanımları incelenmiştir. Boji gövdesinin genel tanıtımı yapıldıktan sonra test sırasında dikkat edilmesi gereken noktalar belirtilmiş ve aynı şekilde analiz modeli test şartlarına uygun modellenmiştir. Yüklemeler EN 13749 standardına göre belirlenmiştir. Test şartları ile doğrulanan analiz modeli üzerinde kaynak dikişlerindeki yorulma dayanımları DVS 1612 ve EN 15085-3 standartları dikkate alınarak incelenmiştir.

Yardımlarını ve desteğini esirgemeyen sayın danışman hocam Dr. Öğretim Üyesi Saim KURAL'a teşekkürlerimi sunarım.

Desteklerinden dolayı Norm Arge ve Mühendislik A.Ş firması genel müdürü sayın Suhat SAYIM'a teşekkürlerimi sunarım.

Raif ÇAM  
Manisa, 2024

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SE : Sonlu Elemanlar

SEM : Sonlu Elemanlar Metodu

CEN : European Committee for Standardization (Avrupa Standart Komitesi)

EN : European Standart (Avrupa Standardı)

UIC : International Union of Railways (Uluslararası Demiryolu Birliği)

$F_{zp}$  : Pivota etkiyen dik kuvvet

$F_y$  : Pivota etkiyen yanal kuvvet

$F_z$  : Yan yastık dik kuvveti

$F_x$  : Aks-teker bağlantısı boylamasına kuvvet

$F_{zBr}$  : Fren kuvveti

Q : Çeyrek model

$\varepsilon$  : Birim şekil değiştirme

E : Elastisite modülü

$\nu$  : Poisson's oranı

$\sigma$  : Normal gerilme

$\tau$  : Kayma gerilmesi

$R_\Omega$  : Direnç

$\rho$  : Özdirenç

$\Delta R$  : Dirençteki değişim

$R_g$  : Şekil değişim öncesi direnç

A : Kesit alanı

L : Uzunluk

GF : Ölçüm faktörü

$\theta$  : Dönme açısı

L : Tek eksen gerinim ölçer

R : Üç eksen gerinim ölçer

u : Deplasman

$m^+$  : Boji kütlesi

$m_{aks}$  : Aks yükü

$2b_g$  : Yan yastıklar arası mesafe

g : Yerçekimi ivmesi

$Q_0$  : Statik tekerlek kuvveti

ITAB : Isı tesiri altındaki bölge

$a$  : Kaynak boğaz kalınlığı

$M_e$  : Eğilme momenti

$I$  : Atalet momenti

IIW : International Institute of Welding (Uluslararası kaynak enstitüsü)

MKJ : Moore-Kommers-Japer

$S$  : Gerilme faktörü

DoU : Degree of Utilization (Kullanım oranı)

CAE : Computer Aided Engineering (Bilgisayar destekli mühendislik)



## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1 : Y25 Boji Modeli[22] .....	6
Şekil 2.2 : Boji Şasisi .....	8
Şekil 2.3 : Sabo Yerleşim Planları ve İsimlendirilmesi [25] .....	9
Şekil 2.4 : Disk Frenli Boji.....	9
Şekil 2.5 : Tekerlek Seti ve Rulman Kutusu .....	10
Şekil 2.6 : Süspansiyon Sistemi (1) .....	11
Şekil 2.7 : Süspansiyon Sistemi (2) .....	11
Şekil 2.8 : Farklı Tip Süspansiyon Tipleri [26] .....	12
Şekil 2.9 : Y25 Tipi Boji Gövdesi Ölçüleri.....	13
Şekil 3.1 : Y25 Boji Gövdesi (Yan Görünüş) .....	18
Şekil 3.2 : Y25 Boji Gövdesi (Ön Görünüş) .....	18
Şekil 3.3 : Y25 Boji Gövdesi (Üst Görünüş).....	19
Şekil 3.4 : Y25 Boji Gövdesi (İzometrik Görünüş).....	19
Şekil 3.5 : Süspansiyon Sistemindeki Yayların Yerleşimi.....	20
Şekil 3.6 : Yan Yastıklar .....	20
Şekil 3.7 : Yayların Değiştirilmesi ve Test Hazırlığı.....	22
Şekil 3.8 : Boji Gövdesi Üzerine Uygulanan Kuvvetler ve Koordinat Sistemi .....	23
Şekil 3.9 : Boji Test Ünitesi (1).....	24
Şekil 3.10 : Boji Test Ünitesi (2) .....	25
Şekil 3.11 : Boji Test Ünitesi (3).....	26
Şekil 3.12 : Boji Test Ünitesi (4).....	26
Şekil 3.13 : Boji Test Ünitesi (5).....	27
Şekil 3.14 : Boji Test Ünitesi (6).....	27
Şekil 3.15 :Boji Test Ünitesi (7).....	28
Şekil 3.16 : Boji Test Ünitesi (8).....	28
Şekil 3.17 : Boji Test Ünitesi (9).....	29
Şekil 3.18 : Boji Test Ünitesi (10).....	29
Şekil 3.19 : Boji Test Ünitesi (11).....	30
Şekil 3.20 : Boji Test Ünitesi (12).....	30
Şekil 3.21 : Gerinim Gösterimi [30] .....	31
Şekil 3.22 : Poisson's Ratio[31].....	32

Şekil 3.23 : Düşük Karbonlu Çelik İçin Mühendislik Çekme Eğrisi[32] .....	32
Şekil 3.24 : Gerinim Ölçer[33] .....	33
Şekil 3.25 : Farklı Tip Gerinim Ölçerler[33] .....	34
Şekil 3.26 : Wheatstone Köprüsü .....	35
Şekil 3.27 : Gerinim Ölçerde Ölçüm Faktörü ve Direnç Değerleri .....	36
Şekil 3.28 : Rozet Tipi Gerinim Ölçer .....	37
Şekil 3.29 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 1 (Dıştan Görünüş) .....	39
Şekil 3.30 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 2 (Dıştan Görünüş) .....	39
Şekil 3.31 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 3 (İçten Görünüş).....	39
Şekil 3.32 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 4 (İçten Görünüş).....	40
Şekil 3.33 : Gövde Üzerindeki Tüm Gerinim Ölçerlerin Gösterimi .....	40
Şekil 3.34 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1_L3).41	
Şekil 3.35 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1_L4).41	
Şekil 3.36 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1_L10)	42
.....	
Şekil 3.37 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1_R24)	42
.....	
Şekil 3.38 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (R25) .....	42
Şekil 3.39 : Düğüm ve İntegrasyon Noktaları.....	43
Şekil 3.40 : Noktasal Kuvvet Altındaki İnce Plakadaki Gerilme Dağılımı .....	45
Şekil 3.41 : Eleman Üzerindeki Gerilme Bileşenleri [34] .....	46
Şekil 3.42 : SHELL181 Elemanı .....	48
Şekil 3.43 : SOLID186 Elemanı.....	49
Şekil 3.44 : SOLID187 Elemanı.....	49
Şekil 3.45 : BEAM188 Elemanı .....	50
Şekil 3.46 : Boji Gövdesi Katı Modeli.....	51
Şekil 3.47 : Boji Gövdesi Kabuk Modeli .....	51
Şekil 3.48 : Kabuk Kalınlık Gösterimi .....	52
Şekil 3.49 : Yayların Modellenmesi .....	52
Şekil 3.50 : Susta Taşıyıcı ve Aks Kutusu .....	53
Şekil 3.51 : Doğrusal Olmayan Kontak .....	53
Şekil 3.52 : Gerinim Ölçer Kabuk Geometrileri.....	54
Şekil 3.53 : Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü (1) .....	55
Şekil 3.54 : Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü (2) .....	55
Şekil 3.55 : Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü (3) .....	55
Şekil 3.56 : Yorulma Çevrim Grafiği .....	63

Şekil 3.57 : A1 Yükleme Durumu .....	64
Şekil 3.58 : A2 Yükleme Durumu .....	64
Şekil 3.59 : A3 Yükleme Durumu .....	65
Şekil 3.60 : A4 Yükleme Durumu .....	65
Şekil 3.61 : A5 Yükleme Durumu .....	66
Şekil 3.62 : A6 Yükleme Durumu .....	66
Şekil 3.63 : Yorulma Testi Yükleme Durumu (1) .....	67
Şekil 3.64 : Yorulma Testi Yükleme Durumu (2) .....	67
Şekil 3.65 : Yorulma Hasarı Örneği[38] .....	68
Şekil 3.66 : Gerilme-Zaman Grafiği[40].....	69
Şekil 3.67 : Tekrarlı Gerilme Durumu[41].....	70
Şekil 3.68 : Tam Değişken Gerilme Durumu[41] .....	70
Şekil 3.69 : Ortalama Gerilme ve Gerilme Oranının Yorulma Dayanımına Etkisi[42] .....	71
Şekil 3.70 : Alın Kaynağı Uygulanacak Parçalar .....	72
Şekil 3.71 : T Kaynağı Uygulanacak Parçalar.....	72
Şekil 3.72 : Köşe Kaynağı Uygulanacak Parçalar .....	72
Şekil 3.73 : Bindirme Kaynağı Uygulanacak Parçalar .....	72
Şekil 3.74 : Kaynak Ağzı Şekilleri (1) [43] .....	73
Şekil 3.75 : Kaynak Ağzı Şekilleri (2) [43] .....	73
Şekil 3.76 : Kaynak Sembolleri.....	74
Şekil 3.77 : EN 15085-3 Standardına Göre T bağlantı Kaynağı Gösterimi [29] .....	74
Şekil 3.78 : T Kaynaklı Birleşimindeki İfadeler.....	75
Şekil 3.79 : V Alın Kaynaklı Birleşimdeki İfadeler .....	76
Şekil 3.80 : Hatalı Alın Kaynak Dikişi [44].....	77
Şekil 3.82 : ITAB ve Çatlak Oluşumu .....	78
Şekil 3.83 : Kaynak Sonrası Oluşan ITAB Bölgesi.....	79
Şekil 3.84 : Kaynak Dikiş Bölgesindeki Gerilmeler [46] .....	80
Şekil 3.85 : Kaynak Dikişinde Eksenel Yükleme Durumunda Oluşan Gerilmelerin Şematik Gösterimi [45].....	81
Şekil 3.86 : Kaynak Dikişinde Gerilmelerin Tespiti [45] .....	82
Şekil 3.87 : Kaynak Gerilmelerinin Tespitinde Kullanılan Referans Noktalarının Ağ Örgüsüne Göre Belirlenmesi [45].....	82
Şekil 3.88 : Kaynaklı Birleştirmelerde Çentiklerin Yuvarlatılması [45] .....	83
Şekil 3.89 : Kaynak Dikişine Etki Eden Gerilmeler .....	84
Şekil 3.90 : Normal Gerilme Durumunda S355 Malzemesi İçin MKJ Diyagramı ....	86

Şekil 3.91 : Kayma Gerilme Durumunda S355 Malzemesi İçin MKJ Diyagramı .....	87
Şekil 3.92 : DVS 1612 Standardına göre T Bağlantı Kaynak Değerlendirmesi .....	88
Şekil 3.93 : Kaynak Tanımlaması (1) .....	89
Şekil 3.94 : Kaynak Tanımlaması (2) .....	89
Şekil 3.95 : Analizde T Bağlantı Tiplerinin Gösterimi .....	90
Şekil 3.96 : Model Üzerindeki Kaynak Dikiş Bölgeleri .....	91
Şekil 3.97 : Kaynak Dikiş Bağlantıları (1) .....	91
Şekil 3.98 : Kaynak Dikiş Bağlantıları (2) .....	92
Şekil 3.99 : Kaynak Dikiş Bağlantıları (3) .....	92
Şekil 3.100 : Gerilme Hesaplanan Düğüm Noktaları .....	93
Şekil 4.1 : A1 Yüklemeinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları (1) .....	94
Şekil 4.2 : A1 Yüklemeinde Toplam Deformasyon Sonuçları .....	95
Şekil 4.3 : A2 Yüklemeinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları .....	95
Şekil 4.4 : A2 Yüklemeinde Toplam Deformasyon Sonuçları .....	96
Şekil 4.5 : A3 Yüklemeinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları .....	96
Şekil 4.6 : A3 Yüklemeinde Toplam Deformasyon Sonuçları .....	97
Şekil 4.7 : A4 Yüklemeinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları .....	97
Şekil 4.8 : A4 Yüklemeinde Toplam Deformasyon Sonuçları .....	98
Şekil 4.9 : A5 Yüklemeinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları .....	98
Şekil 4.10 : A5 Yüklemeinde Toplam Deformasyon Sonuçları .....	99
Şekil 4.11 : A6 Yüklemeinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları .....	99
Şekil 4.12 : A6 Yüklemeinde Toplam Deformasyon Sonuçları .....	100
Şekil 4.13 : Gövde Üzerindeki Asal Gerilme Bölgeleri .....	100
Şekil 4.14 : A1 Yüklemeindeki Gerinim Ölçerler Üzerindeki Gerilme Değerleri .	101
Şekil 4.15 : A3 Yüklemeindeki Gerinim Ölçerler Üzerindeki Gerilme Değerleri .	101
Şekil 4.16 : A1 Yüklemeinde Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması .....	104
Şekil 4.17 : A3 Yüklemeinde Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması .....	104
Şekil 4.18 : A4 Yüklemeinde Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması .....	105
Şekil 4.19 : A5 Yüklemeinde Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması .....	105
Şekil 4.20 : Yorulma Yükleme Analiz Sonuçları (1) .....	106
Şekil 4.21 : Yorulma Yükleme Analiz Sonuçları (2) .....	106
Şekil 4.22 : Gerilme Sonuçlarının Aktarılması .....	107
Şekil 4.23 : Deplasman Sonuçlarının Aktarılması .....	107
Şekil 4.24 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (1) .....	108
Şekil 4.25 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (2) .....	108

Şekil 4.26 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (3).....	108
Şekil 4.27 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (P1 ve P2 noktaları) .....	109
Şekil 4.28 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (P3 ve P4 noktaları) .....	109
Şekil 4.29 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (P5 ve P6 noktaları) .....	109
Şekil 4.30 : Gerilme Faktörleri (DoU).....	110



## TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1 : Y25 Tipi Boji Gövdesi Özellikleri.....	21
Tablo 3.2 : Sonlu Eleman Modeli.....	54
Tablo 3.3 : Malzeme Mekanik Özellikleri .....	56
Tablo 3.4 : Boji Gövdesi Parametreleri .....	57
Tablo 3.5 : Aşırı Yükleme Durumu Kuvvet Tablosu .....	60
Tablo 3.6 : Yorulma Durumu Kuvvet Tablosu .....	62
Tablo 3.7 : Gerilme Kategorileri .....	93
Tablo 4.1 : Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması .....	103



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	I
ABSTRACT .....	III
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....	V
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	VIII
TABLO DİZİNİ.....	XIII
İÇİNDEKİLER.....	XIV

### BİRİNCİ BÖLÜM

1. GİRİŞ .....	1
----------------	---

### İKİNCİ BÖLÜM

#### GENEL BİLGİLER

2.1 Boji Tanımı .....	6
2.2 Boji Elemanları .....	8
2.2.1 Boji Şasisi.....	8
2.2.2 Fren Sistemi.....	8
2.2.3 Tekerlek Setleri.....	10
2.2.4 Süspansiyon Sistemleri.....	10

### ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

#### MATERYAL VE YÖNTEMLER

3.1 Kullanılan Standartlar .....	14
3.1.1 EN 13749 Standardı .....	14
3.1.1.1 EN 13749 Standardına Göre Bojilerin Sınıflandırılması .....	15
3.1.2 DVS 1612 Standardı .....	16
3.1.3 EN 15085-3 Standardı.....	16
3.2 Y25 Tipi Boji Gövdesinin Tasarımı .....	17
3.3 Statik Test ve Analiz.....	22
3.3.1 Y25 Boji Gövdesinin Statik Teste Hazırlanması.....	22

3.3.2 Gerinim Ölçerler (Strain Gauges) .....	31
3.3.2.1 Gerinim .....	31
3.3.2.2 Gerinim Ölçerlerin Çalışma Prensibi.....	33
3.3.3 Gerinim Ölçerlerin Modele Eklenmesi .....	38
3.3.4 Sonlu Elemanlar Metodu.....	43
3.3.4.1 Eleman Gerilimi ve Düğüm Noktası Gerilimi .....	43
3.3.4.2 Sonlu Elemanlarda Tekillik Durumu .....	44
3.3.4.3 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları ve Dezavantajları .....	45
3.3.4.4 Eşdeğer Gerilme .....	46
3.3.5 Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Modelinde Kullanılan Eleman Tipleri.....	48
3.3.6 Gövde Modelinin Analize Hazırlanması.....	50
3.3.7 Gövde Sonlu Elemanlar Modeli .....	54
3.3.8 Malzeme Bilgileri .....	56
3.3.9 Yükleme ve Sınır Şartları .....	57
3.3.9.1 Aşırı Yükleme Durumu (Statik test için) .....	58
3.3.9.2 Normal Servis Yükleme Durumu (Yorulma testi için).....	61
3.3.10 Senaryo Yüklemelerinin Gösterimi.....	64
3.3.10.1 Statik Testi İçin Yükleme .....	64
3.3.10.2 Yorulma Testi İçin Yükleme .....	67
3.4 Kaynak Dikişlerindeki Yorulmanın İncelenmesi .....	68
3.4.1 Yorulma Dayanımına Ait Genel Tanımlar .....	68
3.4.2 Kaynaklı Birleştirme Yöntemleri.....	71
3.4.3 Kaynaklı Birleşimlerde ITAB Bölgesi.....	78
3.4.4 Kaynak Dikişlerindeki Gerilmelerin Değerlendirilmesi .....	79
3.4.4.1 Normal Gerilme Yöntemi .....	80
3.4.4.2 Sıcak Nokta Gerilme Yöntemi .....	81
3.4.4.3 Çentik Gerilme Yöntemi .....	83
3.4.5 DVS 1612 Standardına Göre Kaynak Yorulmasının Değerlendirilmesi ...	83
3.4.6 Geometride Kaynak Modellerinin Kurulması .....	88

## DÖRDÜNCÜ BÖLÜM

### ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1 Analiz Sonuçları.....	94
---------------------------	----

4.1.1 A1 Y¼kleme Sonu¼ları.....	94
4.1.2 A2 Y¼kleme Sonu¼ları.....	95
4.1.3 A3 Y¼kleme Sonu¼ları.....	96
4.1.4 A4 Y¼kleme Sonu¼ları.....	97
4.1.5 A5 Y¼kleme Sonu¼ları.....	98
4.1.6 A6 Y¼kleme Sonu¼ları.....	99
4.1.7 Yorulma Y¼kleme Analiz Sonu¼ları .....	105
5. SONUÇ VE ÖNERİLER .....	111
6. KAYNAKLAR.....	113



## 1. GİRİŞ

Raylı taşıtlar hem ekonomik hem de çevre dostu ulaşım çeşididir. Gerek insanların ulaşımında gerek ise yük taşımacılığında kullanılmaktadır. Tek seferde çok sayıda insanın ulaşımı veya ciddi ağırlıklarda yük taşınması ile ekonomiktir. Karbondioksit salınımı göz önüne alındığında özellikle raylı sistemlerde yük taşımacılığı kara yollarına göre daha ekonomik ve güvenilirdir.

Bojiler günümüzde raylı taşıtları taşımaya yarayan mekanik sistemlerdir. Fren sistemleri, süspansiyon sistemleri, teker setleri, aks kutusu gibi montaj parçalarından oluşur. Raylı taşıtları taşıyan boji gövdelerinin emniyetli mukavemet sınırları içerisinde tasarlanması ve imal edilmesi gerekmektedir. Boji gövdesinde yer alan aks başına düşen yük kuvvetlerinin maksimum sınır değerleri olduğundan dolayı olabildiğince hafif tasarlanması taşınması gereken yük miktarını arttıracaktır.

Boji gövdelerinin tasarımında bir yandan minimum ağırlığa sahip olması istenirken demiryolundaki trafik akışını aksatmayacak olmasını ve dolayısıyla gerekli mukavemeti sağlamasına dikkat edilir.

Raylı sistemler dünya genelinde insan ve yük taşımacılığında yaygın olarak kullanıldığı için çeşitli akademik çalışmalara konu olmuştur. Aşağıda boji gövdeleri üzerinde gerçekleştirilen çalışmalardan bazıları aşağıda bahsedilmiştir.

“Pokkula ve ark., 2021” boji gövdesindeki ağırlığın azaltılmasının daha düşük güç tüketimi ve performansın artacağını öne sürmüşler fakat önemli bir ağırlık azaltılması olmamasına rağmen tasarımdaki değişimlerin çeşitli yükleme koşulları altında boji mukavemetini arttırdığını ve gerilmelerdeki azalmayı incelemişlerdir. Çalışmalarında Ansys Workbench SE yazılımını kullanmışlardır [1].

“Liliana ve ark., 2015” boji gövdesinin üç boyutlu sonlu elemanlar yazılımı kullanarak gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçlarını gerinim ölçer tekniği kullanarak yapılan deneysel bir çalışmanın sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Analiz sonuçlarında hesaplanan ve gerinim ölçerler ile ölçülen sonuçlar arasında tutarlılık olduğunu göstermişler ve makul bir doğrulukla tahmin etmişlerdir [2].

“Seo ve ark., 2021” demiryolu taşıtlarında kullanılan bir malzeme olan SM490A’nın kaynak ve onarım kaynağı için yorulma özelliklerini değerlendirmişlerdir. Kaynak numuneleri ve onarım kaynak numuneleri üzerinde yorulma testlerini gerçekleştirmişler ve kalıntı gerilme değişimini değerlendirmek için SEM yazılımı kullanmışlardır [3].

“Seo ve ark., 2023” boji gövdesi üzerinde tekrarlanan yorulma yüklemeleri nedeniyle kaynak bölgelerinde çatlaklar oluştuğundan bahsetmişlerdir. Çatlak oluşumu oluştuğunda ve kaynak bölgesine yayıldığında onarımı için gaz metal ark kaynağı uygulamışlardır. Aynı alanda tekrar çatlak oluşması durumunda ikinci bir kaynak onarım işlemi yapmışlardır. Tekrarlanan bu onarım kaynağının yorulma karakteristiklerini incelemişlerdir [4].

“Ozsoy ve ark., 2015” Y 32 tipi boji gövdesinin yapısal ve yorulma analizlerini EN 13749 standardını referans alarak gerçekleştirmişlerdir [5].

“Karmiadji ve ark., 2021” hafif raylı sistem boji şasisinin EN 13749 standardına göre deneysel ve statik testler ile dayanıklılığını doğrulamışlardır. Boji gövdesi üzerine normal servis yükleri ve aşırı yükleme senaryolarını uygulamışlardır. Her bir test sonrası gerilmeler gerinim ölçer ile ölçülmüş ve SE analizleri ile karşılaştırmışlardır. Test verilerine göre boji gövdesinin yapısal kabul kriterlerini karşıladığını gözlemlemişlerdir [6].

“Zhou ve ark., 2022” yolcu taşımada kullanılan metro araçlarının boji gövdesi üzerindeki yorulma hasarlarını incelemiştir [7].

“Slavchev ve ark., 2018” Y25Ls-K boji gövdesinin yorulma analizlerini incelemiştir. FEA ve test sonuçlarına ilişkin karşılaştırma analizlerini DVS 1612-2014, EN 12663, ERRI B12/Rp 17 standartlarına dayanarak gerçekleştirmiştir [8].

“Fuştar ve ark., 2018” kaynaklı birleştirme uygulanmış çelik bağlantılarının yorgunluk değerlendirme yöntemlerini incelemiştir [9].

“Lack ve ark., 2018” boji gövdesinin simülasyon analizinin sonuçlarını incelemiştir. Y25 boji konseptine karşılık gelen dört farklı boji gövdelerinin analiz edilen diğer boji gövdeleri ile karşılaştırılmasını yapmışlardır [10].

“Dižo ve ark., 2017” modifiye edilmiş yük vagonu boji gövdesinin bilgisayarda modellenmesi ve analizleriyle ilgilenmiştir. Hesaplamalarını geçerli standartlara göre gerçekleştirmiş olup aşırı yük altında boji gövde yapısının gerilmelerinin değerlendirilmesine odaklanılmıştır [11].

“Huang ve ark., 2018” boji gövdesini SEM kullanarak incelemiştir. Boji gövdesinin mukavemet analizleri için statik ve yorulma yükleme koşullarını EN 13749 standardına bağlı kalarak belirlemiştir. Farklı yük koşullarında statik gerilim dağılımlarını incelemiştir [12].

“Nieminen ve ark., 2023” tramvay boji gövdesinin gerinim ölçer ölçümlerine dayalı olarak operasyonel tekerlek yüklerini yeniden yapılandırmak için bir yöntem sunmuşlardır [13].

“Boronenko ve ark., 2021” üç parçalı boji gövdeleri için dikey kuvvetlerin ölçüm doğruluğu üzerinde uzunlamasına ve yanal kuvvetlerin etkisini incelemiştir [14].

“Zhangyi ve ark., 2018” boji gövdelerindeki kaynaklar için yorulma dayanımlarını incelemişlerdir [15].

“Cera ve ark., 2008” demiryolu boji gövdelerinin yorulma mukavemeti değerlendirme prosedürünün analizine odaklanmışlardır. Avrupa standardı olan EN 13749’da önerilen hesaplama yöntemlerini kullanarak farklı kaynaklı birleşim yorulma tekniklerini kritik bir şekilde analiz etmişlerdir [16].

“Bhadraiah ve ark., 2017” boji gövdesinin Ansys Mechanical APDL yazılımını kullanarak gerilme analizini doğrulamışlardır. Boji gövdesinde oluşan gerilmelerin kullanılan malzemenin izin verilen sınır değerinin altında olduğunu göstermişlerdir [17].

“Yoon ve ark., 2006” boji şasisinin yapısal analizini ve yükleme testinin sonuçlarını açıklamışlardır. Analiz ve testin amacı olarak boji şasisinin maksimum yük altında güvenliğini ve işlevselliğini değerlendirmişlerdir. Test sonuçlarına göre boji gövdesinin tasarım yük koşulları altında güvenli ve kararlı bir yapıda olduğunu göstermişlerdir [18].

“Dieu ve ark., 2023” boji gövdesindeki statik analizlerde kullanılan mevcut yöntemler ile ilişkili zayıflıkları belirlemişler ve uygun olan önerilerde bulunmuşlardır [19].

“Afazof ve ark., 2023” boji gövdesinin yan kirişinin kaynak simülasyonunun sayısal analizlerini araştırmışlar ve S-N eğrilerini tahmin etmek için kalıntı gerilmeleri kullanarak dayanıklılık sınırı yaklaşımına dayalı yeni bir yorulma modeli önermişlerdir [20].

“Xing ve ark., 2020) boji gövdesinin UIC615-4 standardına dayanarak normal çalışma koşulları ve ve anormal yük koşulları altında analiz sonuçlarını hesaplamışlardır. Boji gövdesinin maksimum gerilmesinin kullanılan ana malzemenin izin verilen gerilmeden daha düşük olduğunu görmüşlerdir. Gövdenin bu nedenle standardı karşıladığını ve gerekli optimizasyon hedeflerini belirleyip tasarımı değiştirmişler ve gövdenin kütlesini azaltmayı hedeflemişlerdir. Optimizasyon sonuçlarına göre kütlenin azaldığını ve oluşan gerilmenin hala mukavemet gereksinimlerini karşıladığını görmüşlerdir [21].

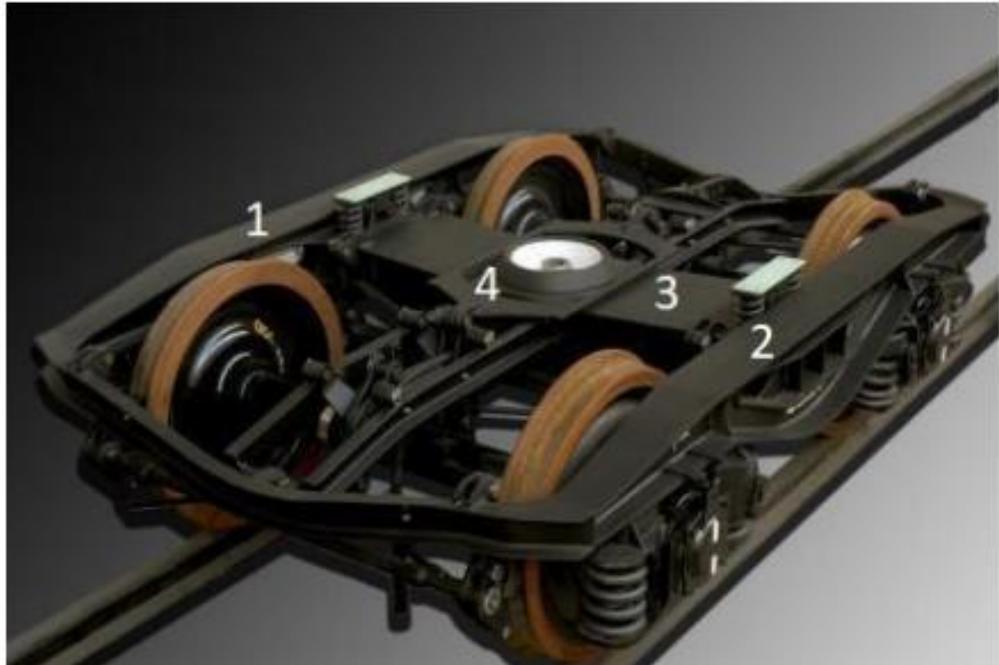
Bu tez çalışmasında, Y25 boji gövdesinin statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Statik testi yapılan gövde üzerindeki gerilmelerin analizler ile doğrulaması ve sonrasında kaynak dikişlerindeki yorulma mukavemetinin değerlendirilmesi gerçekleştirilmiştir. Yüklemeler sonucunda gerilme değerlerinin malzeme akma kriterinin altında olduğu görülmüş ve kaynak dikişlerindeki gerilme faktörlerinin izin verilen sınırlar içerisinde olduğu görülmüştür. Gövde modeli yapısal gereksinimleri sağlamaktadır.

## 2. GENEL BİLGİLER

### 2.1 Boji Tanımı

Boji gövdeleri raylı sistem araçlarında hareketi sağlayan, aracın geri kalan kısmını taşınmasını sağlayan birden fazla montajdan oluşan mekanik sistemlerdir. Fren donanımları, süspansiyon sistemleri, aks kutusu ve tekerlek setleri boji gövdesi üzerine montajı yapılan ekipmanlar arasında gösterilebilir.

Boji gövdelerinin temel kullanım amaçları, uzunluğu fazla olan vagonların kıvrıma sahip raylardan daha yumuşak bir geçiş yapmasını sağlamak, tekerlek ile araç gövdesi arasındaki rijit bağlantıları olabildiğince azaltarak araç gövdesindeki titreşim seviyelerini en aza indirmek böylece sürüş konforunun artırılmasını sağlamaktır. Ayrıca boji gövdeleri tekerleklerinin şekli gereği kurplardan (demiryolu ray virajları) daha kolay ve hızlı şekilde raydan çıkma durumu olmadan hareket etme kabiliyetine sahiptirler. Böylece raylı sistem araçlarını daha güvenli taşıyabilmektedirler.



Şekil 2.1 : Y25 Boji Modeli[22]

Ağır yük vagon taşımacılığında kullanılan Y25 boji gövdesi Avrupa Demiryolu Standartlarına(UIC) göre üretilmektedir. Y25 boji gövdeleri kullanım kolaylığı açısından demiryolu yük taşımacılığı yapan firmalar tarafından tercih edilmektedir. Y25 boji gövdesinin temel sayılabilecek parçaları Şekil 2.1’de gösterildiği gibidir. Bu parçalar,

-Temel taşıyıcı iki ana kiriş(1,2)

-Pivot(4)

-Pivot yatağı olan bolster(3)

Yük vagonları boji gövdesi üzerine pivottan(4) bağlanmaktadır [22]. Pivot bölgesi vagonun hareket durumunda daha konforlu bir sürüş sağlaması için rijit bir bağlantı yerine dönme eksenlerindeki kısıtları bulunmamaktadır.

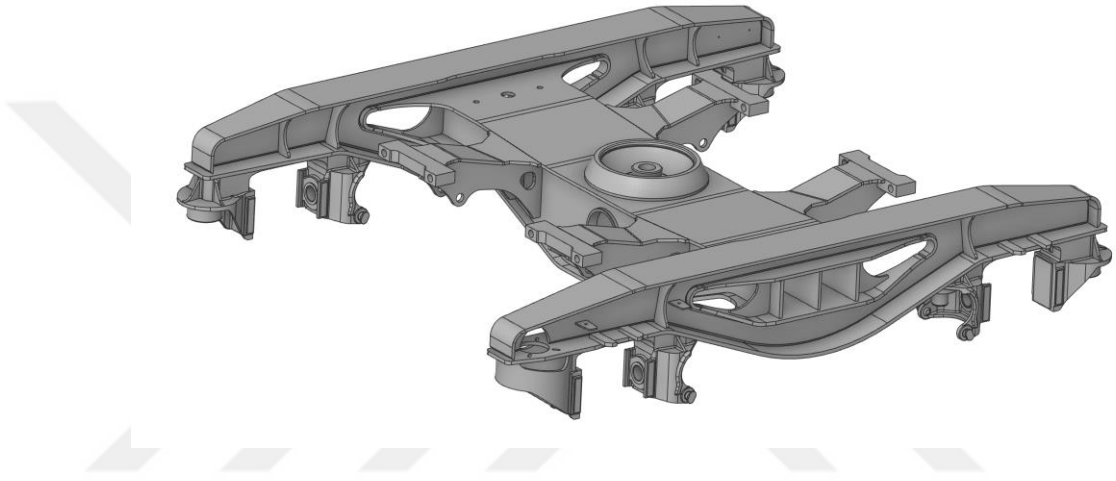
İlk olarak düzenli sayılabilecek boji modeli 1893 yılında İngiliz olan Samson Fox tarafından geliştirilmiş ve Kanada’da Victoria Demiryollarında kullanılmıştır. Bu yıldan itibaren boji gövdeleri üzerinde geçen her sene teknolojik ilerlemeler doğrultusunda geliştirilmiştir.

Y tipi boji ailesinde, Y25, Y27, Y31, Y33 ve Y37 gibi yük vagonları boji gövdeleri bulunmaktadır. Kullanım bakımından en yaygın olanı Y25 tipi boji gövdesidir. Birbirine çok benzemekle birlikte çok sayıda Y25 tipi boji gövdesi varyantı bulunmaktadır. Birçok boji gövdesi UIC tarafından resmedilerek standart hale getirilmiştir [23].

## 2.2 Boji Elemanları

### 2.2.1 Boji Şasisi

Boji şasisi ağırlıklı olarak kaynaklı birleştirme veya belirli parçaları döküm yöntemiyle imal edilen karmaşık bir geometriye sahip bir yapıdır. Y25 tipi boji gövdesi ağırlıklı olarak çelik sac levhaların kaynaklı birleştirilmesinden oluşturulmuş, gövde üzerine dövme veya döküm parçalarda montajlanabilen genel bir yapıdır.

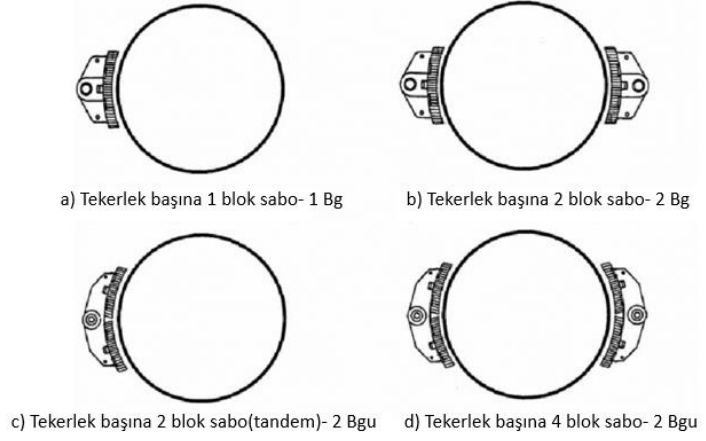


Şekil 2.2 : Boji Şasisi

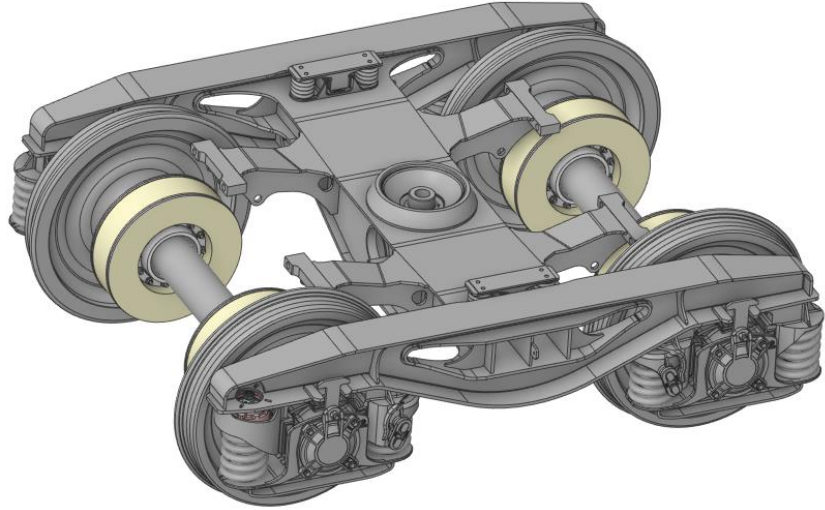
### 2.2.2 Fren Sistemi

Lokomotif tarafından üretilen basınçlı hava ile çalışan sistemlerdir. Fren ekipmanları genel olarak ikiye ayrılmaktadır. Birincisi direkt tekerleklere etki edenler ikincisi ise disk frenlerdir. Direkt olarak tekerlere etki eden sistemlerde tekerlekler fazla ısınabilmektedir. Bu durum hızlı şekilde ilerleyen raylı sistem araçları için sorun oluşturabilmektedir. Geleneksel olarak disk frenli bojilerde ise döküm çelik kullanılmaktadır. Bunun sebebi fren balataları ve çelik arasında yüksek sürtünme kuvveti olmasından dolayıdır. Yüksek hızlı trenlerin fren sistemlerinde dövme çelik kullanılmaktadır. Çünkü sürtünme esnasında oluşan yüksek sıcaklıktan dolayı kırılmaları bu şekilde önlenabilmektedir [24].

Tekerlere etki eden frenleme mekanizmasında fren pabuçları(sabo) kullanılır. Tekerlek başına düşen sabo sayısı ve yerleşim durumlarına göre farklı isimler ile belirtilir.



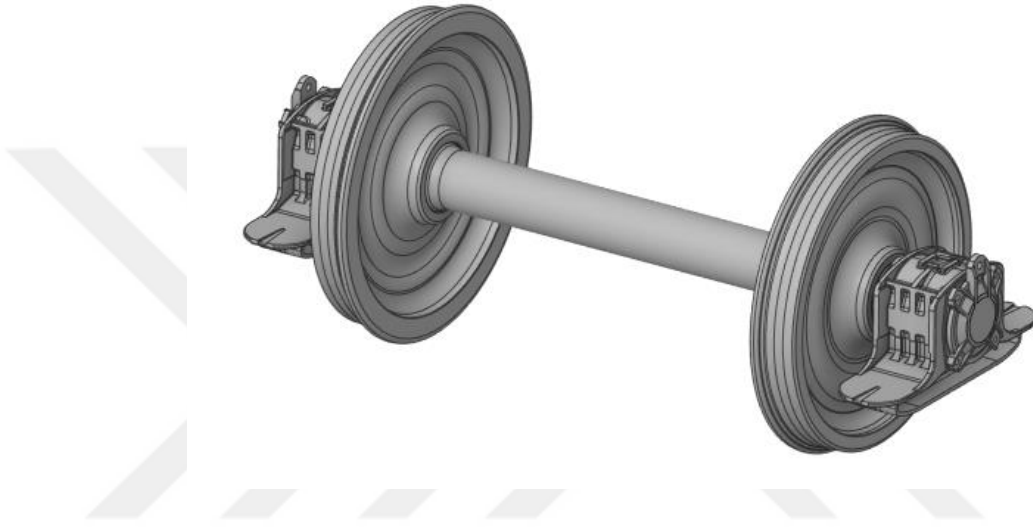
Şekil 2. 3 : Sabo Yerleşim Planları ve İsimlendirilmesi [25]



Şekil 2.4 : Disk Frenli Boji

### 2.2.3 Tekerlek Setleri

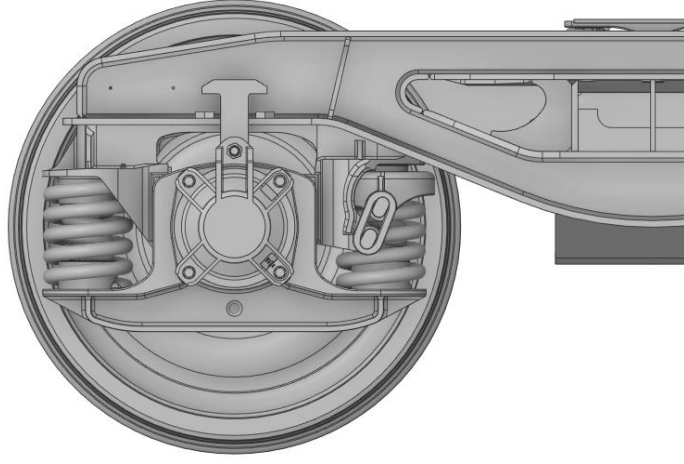
Tekerlek, aks, rulman, rulman kutusu ve sürtünmeyi azaltıcı yağdan meydana gelen bir boji sistemidir. Frenleme durumlarında üzerine etkiyen ısıl yüke karşı gerekli dayanıma sahip olması istenmektedir. Tekerleklerin vagonun seyir halinde veya demiryolu virajlarında dönüşü esnasında raydan çıkmaması istenir. Bu nedenle uygun geometrik profil Őekillerinde ve uygun malzeme tercih edilir.



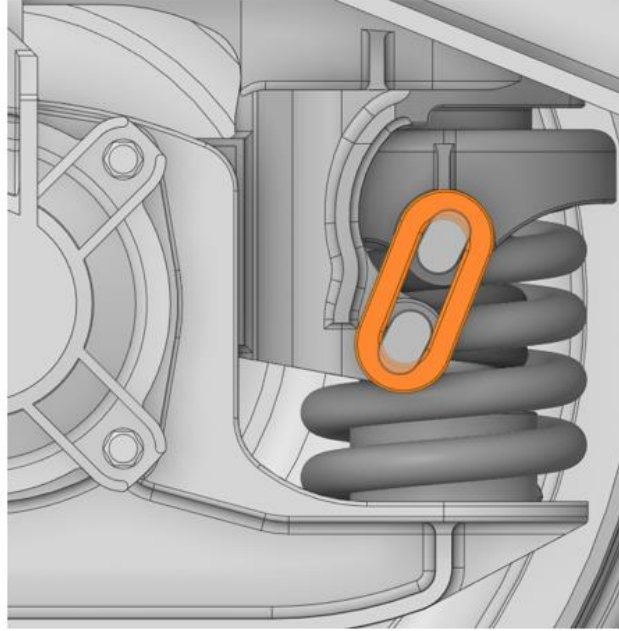
Şekil 2.5 : Tekerlek Seti ve Rulman Kutusu

### 2.2.4 Süspansiyon Sistemleri

Boji Şasisi ve tekerlek seti ile arasında bulunur. Raydaki düzensizliklerden dolayı oluşan düŐey yönlü kuvvet ve titreŐimi azaltmaya yardımcı olur. Bu nedenle boji gövdesinin sürüş konforunu ve sürüş performansını etkileyen kritik bir sistemdir.



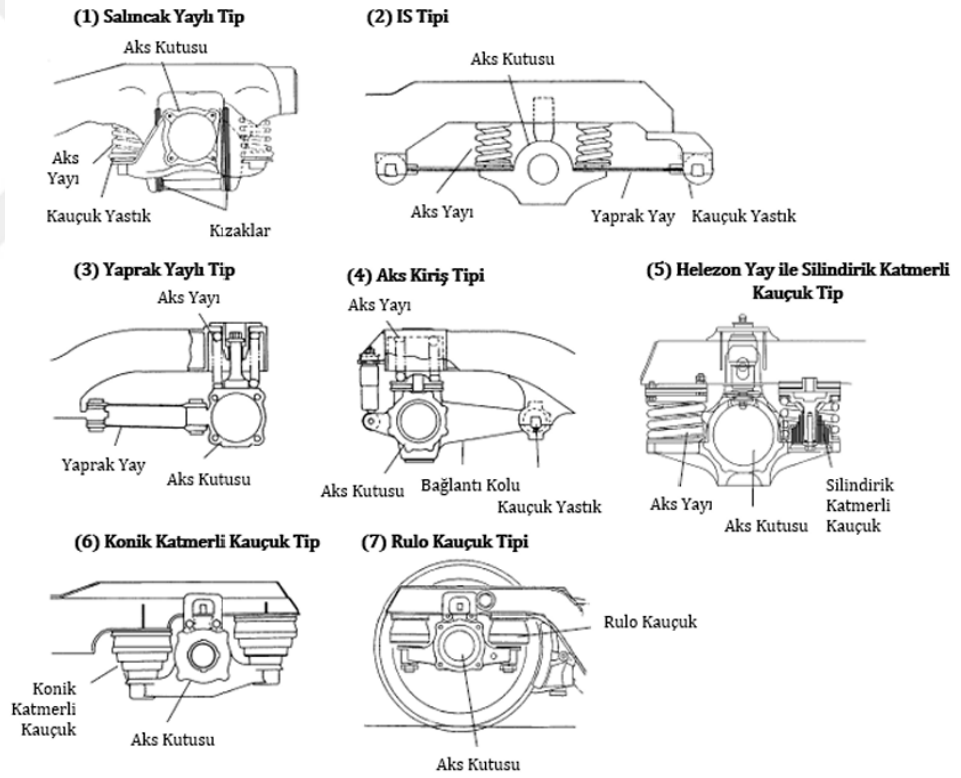
Şekil 2.6 : Süspansiyon Sistemi (1)



Şekil 2.7 : Süspansiyon Sistemi (2)

Şekil 2.7’de turuncu renk ile gösterilen eğimli parça aks kutusu ile şasi arasındaki dikey ve yanal yönlerde yüke bağlı olarak sürtünme sönümlemesi sağlar. Süspansiyon sistemindeki dış yay şasi gövdesine göre uzunlamasına bir serbestliğe sahip olan üst noktadaki yay başlığı tarafından yönlendirilir. Parçanın eğimine bağlı olarak yatay ve dikey kuvvet aktarımı sağlar. Bu sayede sürtünme yüzeylerinde yatay ve dikey sürtünme sönümlemesi üretir. Sistemdeki sürtünme yüzeyleri yağlama olmadan kullanılan pürüzsüz yüzeylere sahip manganez çelik aşınma plakalarıdır. Plakaların çalışma prensibi kuru sürtünmeye dayanır.

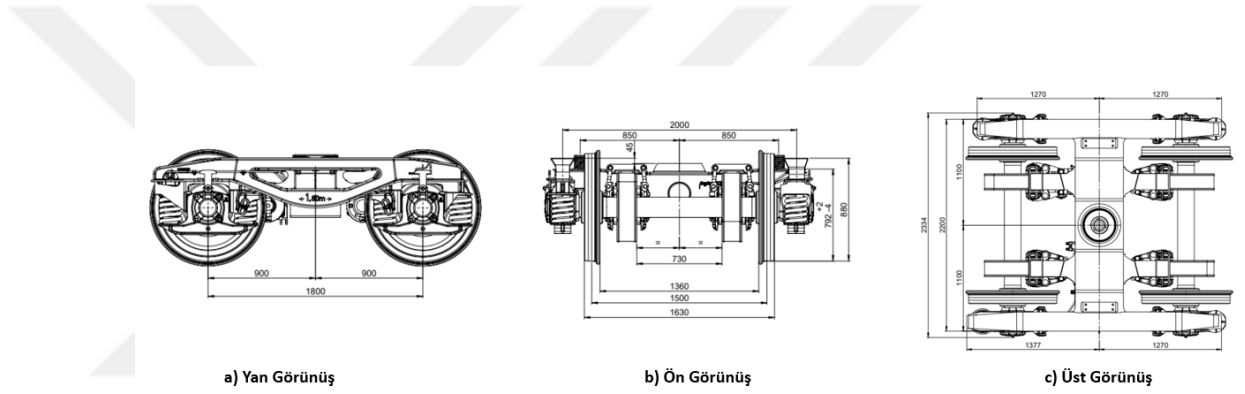
Boji gövdelerinde farklı tiplerde tasarlanan süspansiyon ve aks kutusu arası bağlantı çeşitleri de mevcuttur (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 : Farklı Tip Süspansiyon Tipleri [26]

Y25 tipi boji gövdeleri aks başına 22.5 ton taşıma kapasitesine sahiptir. Dört aksa sahip bir boji gövdesi toplamda 90 ton yük taşıma kapasitesine sahiptir. Boji ağırlığının azaltılması daha fazla yük taşımaya izin verilmesi demektir. Boji ağırlığının azaltılması durumlarında yeterli mukavemetin de sağlanmasına da ayrıca dikkat edilmelidir.

Ray genişlikleri ülkelere göre değişkenlik gösterebilmesine rağmen Türkiye’de ray genişliği 1435 mm’dir. Bu nedenle bu ray genişliğine sahip olan ülkelere boji gövdesi tekerlek genişlikleri standartlara bağlı kalıp değişmemektedir. Y25 boji gövdesi ölçüleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 2.9).



Şekil 2.9 : Y25 Tipi Boji Gövdesi Ölçüleri

### 3. MATERYAL VE YÖNTEMLER

Boji gövdesinin statik testleri ve sonlu elemanlar analizleri EN 13749 standardında belirtilen yüklemeler referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Test esnasında gövdenin belirli bölgelerindeki gerilmeler gerinim ölçerler ile hesaplanmıştır. Gövdenin üç boyutlu modeli ticari bir sonlu elemanlar paket yazılımı olan Ansys Workbench ile modellenmiş ve sayısal çözümü elde edilmiştir. Gerilmeler analizler ile doğrulandıktan sonra kaynak dikiş bölgeleri de ayrıca ticari bir sonlu elemanlar yazılı olan Limit yazılımı içerisinde DVS 1612 standardı referans alınarak değerlendirilmiş ve EN 15085-3 standardına göre yorumlanmıştır.

#### 3.1 Kullanılan Standartlar

Demiryolu araçları için kullanılan bazı standartlar mevcuttur. Standartlarda tasarım ve kabul kriterleri, değerlendirmeler, yükleme ve test senaryoları gibi konular ele alınır. Bu çalışmada boji gövdesi için gerekli olan standartlar EN 13749, DVS 1612, EN 15085-3 standartlarıdır.

##### 3.1.1 EN 13749 Standardı

EN 13749 standardı bir Avrupa standardıdır. Standardın genel başlığı “Demiryolu Uygulamaları – Tekerlek Takımları ve Bojiler – Boji Şasilerinin Yapısal Şartlarını Belirleme Metotları”dır. Bu standart, “Railway Application-Demiryolu Uygulamaları” teknik komitesi tarafından hazırlanmış olup Avrupa Standart Komitesi (European Committee for Standardization, CEN) tarafından 26.02.2011 tarihinde kabul edilmiştir. CEN ülkeleri sırasıyla, Almanya, Avusturya, Belçika, Birleşik Krallık, Bulgaristan, Çek Cumhuriyeti, Danimarka, Estonya, Finlandiya, Fransa, Hırvatistan, Hollanda, İrlanda, İspanya, İsveç, İsviçre, İtalya, İzlanda, Kıbrıs, Macaristan, Malta, Letonya, Litvanya, Lüksemburg, Norveç, Polonya, Portekiz, Romanya, Slovakya, Slovenya ve Yunanistan'dır.

EN 13749 Standardının içeriği Şu Şekildedir.

- Bojilerde kullanılan terimler
- Bojilerin sınıflandırılması
- Boji hareketleri
- Gövdeye bağlı olan ekipmanların neden olduğu yük durumları
- Ktle bilgileri, semboller ve terimler
- Statik test uygulaması
- Yorulma test uygulaması
- Koordinat bilgileri
- Gövdeye ait kabul kriterleri
- Yükleme durumları
  - o Normal servis yükleme durumu (yorulma testi)
  - o AŞırı yükleme durumu (statik test) [27]

### **3.1.1.1 EN 13749 Standardına Göre Bojilerin Sınıflandırılması**

EN 13749 Standardı çok çeşitli boji gövdesi tiplerini kapsamaktadır. Standarda göre bojiler 7 sınıfa ayrılmıŐtır. Bazı bojiler ise bu sınıfların hiçbirine uymayabilir. Sınıflara göre bojilerin de analizleri ve testleri farklıdır. Bojiler sınıflarına göre belirlenen uygulamalarda yapısal gereklilikleri sağlamalıdır. Boji sınıfları standartta Şu Şekilde sınıflandırılmıŐlardır.

- B-I Kategorisi => Őehirlerarası demiryollarında ve ana hatlarda yolcu taşıyan, hızlı veya yüksek hızlı raylı taşıtları taşıyan motorlu veya motorsuz bojiler.
- B-II Kategorisi => İ ve dış banliyö raylı araçlarını taşıyan motorlu veya motorsuz bojiler.
- B-III Kategorisi => Metro araçlarını taşıyan motorlu veya motorsuz bojiler.
- B-IV Kategorisi => Tramvaylarda ve hafif raylı sistemlerde kullanılan bojiler.
- B-V Kategorisi => Tek kademeli süspansiyona sahip yk vagonlarını taşıyan bojiler.

- B-VI Kategorisi => İki kademeli süspansiyona sahip yük vagonlarını taşıyan bojiler.
- B-VII Kategorisi => Lokomotiflerde kullanılan bojiler [27]

Y25 boji gövdesi bu standarda göre B-V kategorisinde değerlendirilmektedir.

### **3.1.2 DVS 1612 Standardı**

DVS 1612 standardı, Alman akademisyen ve mühendisleri tarafından temel olarak raylı taşımacılık sektöründe kullanılmak üzere kaynak dikişi ile imal edilmiş yapılarda yorulma mukavemetini tespit etmek için geliştirilmiş ve hala geliştirilmekte olan bir standarttır. Standart kendine ait teorileri ve kaynak dikiş parametrelerini içermektedir. Standardın amacı, içerisinde tanımlanan bu parametreler ile yapıdaki kaynak dikişi alanlarının tanımlanan yükleme şartları altındaki yorulma dayanımlarını incelemektir [28]. Standarda göre malzeme sabit yük genliğinde 2 milyon çevrim sayısını sağlamalıdır.

DVS 1612 standardının içeriği şu şekildedir.

- Tasarım prensipleri
- Yorulma dayanımlarının değerlendirilmesi
- Yorulma dayanımının değerlendirilebilmesi için kriterler, MKJ Diyagramları
- Kaynak kalite sınıfları

### **3.1.3 EN 15085-3 Standardı**

EN 15085-3 standardı, demiryolu araçlarının ve bu araçlardaki parçaların imalatında, bakımında metalik olan malzemelerin kaynaklanması durumlarını içeren bir dokümandır. Standart, demiryolu araçlarının imalatında geçerli tasarım ve sınıflandırma kurallarını belirtir [29]. Bu standardın sonucuna göre yapının kaynaklanabilirliğine ek olarak, kaynaklı yapının muayene, gerekli tahribatsız testlere ve bakıma uygun olduğunda emin olunmalıdır. Kaynaklanabilme durumu tüm noktalar için garanti edilememesi durumunda imalatı güvence altına almak için kaynak sınıfı performansı arttırılmalıdır.

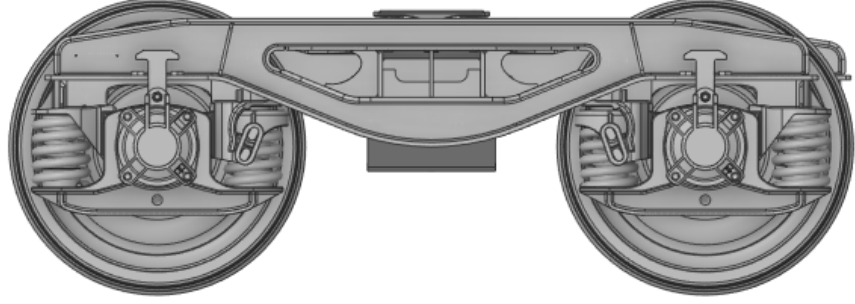
EN 15085-3 standardının içeriği Şu Şekildedir.

- Terimler ve tanımlamalar
- Gerilme kategorileri ve gerilme faktörleri
- Kaynak performans sınıflandırmaları
- Kaynak muayene sınıflandırmaları
- Gerilme kategorisi, güvenlik kategorisi, kaynak performans sınıfları arasındaki ilişkiler
- Kaynak kusurları için kalite seviyeleri
- Kaynaklı birleştirme tasarımları

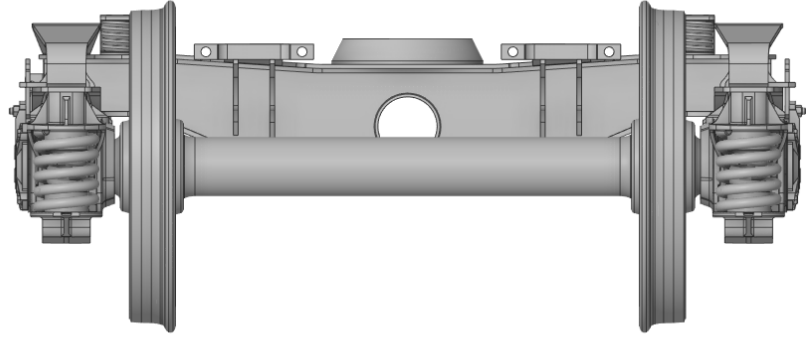
### **3.2 Y25 Tipi Boji Gövdesinin Tasarımı**

Y25 tipi bojinin en önemli parçalarından biri ana Şasi gövdesidir. Şasi birden fazla çelik sac metalin kaynaklı birleŐtirilmesi sonucu imal edilir. Yol ve yükleme durumlarına göre değişken yüklerle maruz kalan Şasi gövdesi emniyetli sınırlar içerisinde kalması istenir. Demiryolu ağ trafiğinin aksatılmaması ve maliyetlerin en aza indirilebilmesi adına boji gövdeleri görevlerini sorunsuz bir Şekilde yerine getirmelidir. Bu nedenle raylı taşımacılık sektöründe her zaman sorunsuz çalışan bir boji tercih edilir. Bölüm 2, Şekil 2.4'te gösterilen Y25 tipi boji gövde modeli Sivas ilinde faaliyet gösteren Gök Rail A.Ő'ye aittir.

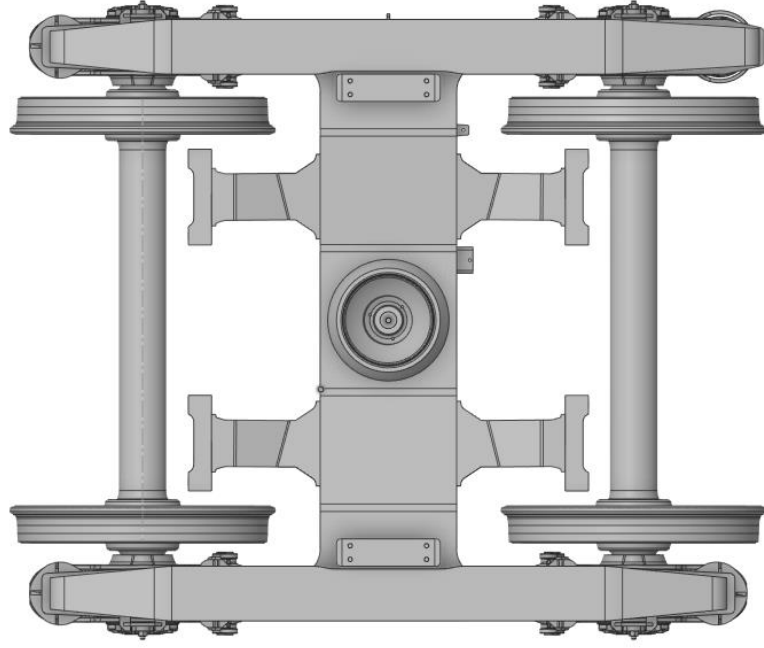
Tasarlanan Y25 boji gövdesinin görselleri aşağıdaki şekillerde gösterdiği gibidir(Şekil 3.1, Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4).



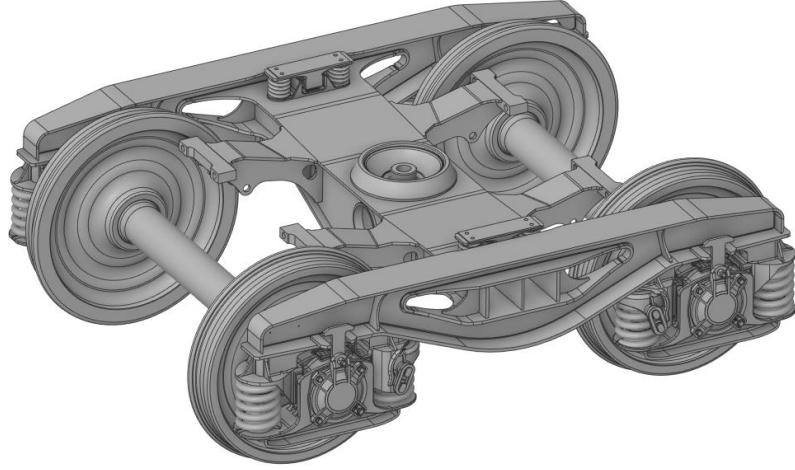
Şekil 3.1 : Y25 Boji Gövdesi (Yan Görünüş)



Şekil 3.2 : Y25 Boji Gövdesi (Ön Görünüş)

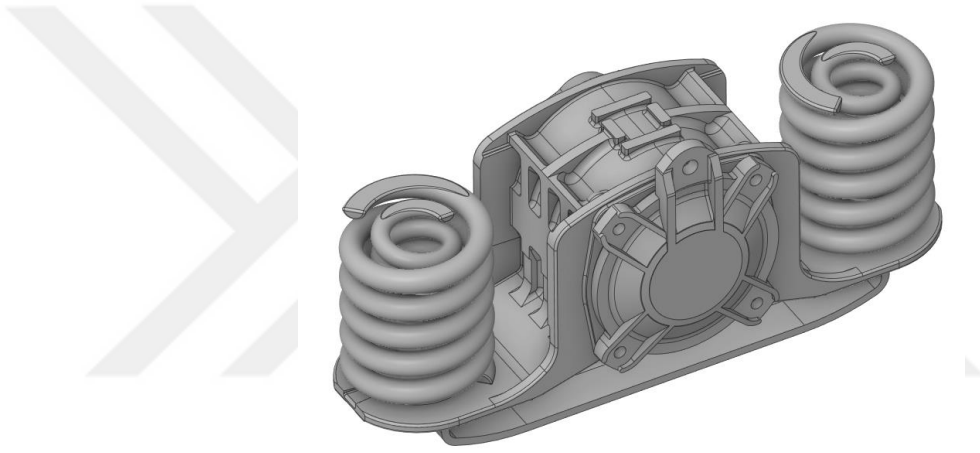


Şekil 3.3 : Y25 Boji Gövdesi (Üst Görünüş)

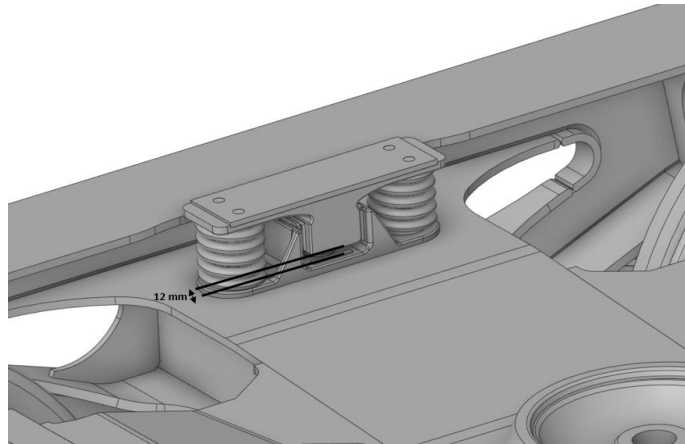


Şekil 3.4 : Y25 Boji Gövdesi (İzometrik Görünüş)

Aks kutusunun önünde ve arkasında yer alan süspansiyon sisteminde birbirinin içine yerleştirilmiş iki adet yay bulunmaktadır (Şekil 3.5). Yükleme durumunda dış yay yaklaşık 8 mm sıkıştıktan sonra yay başlığı iç yaya temas eder ve yaylar birlikte sıkışmaya başlar. Ayrıca taşıtın demiryolu virajlarına girdiğinde merkezkaç kuvvetinden kaynaklı olarak veya yoldaki düzensizliklerden kaynaklı yana yatmasını engelleyen boji üzerinde yan yastıklar bulunmaktadır. Vagonun yana yatmasından dolayı bojiye etkiyen dikey yükler ilk etapta yastıklarda bulunan yaylar tarafından yumuşatılır. Boji üzerinde bulunan yastıklarda 12 mm boşluk bulunmaktadır. Yayları 12 mm sıkıştıran bu dikey kuvvet sonrasında boji gövdesine aktarılır (Şekil 3.6).



Şekil 3.5 : Süspansiyon Sistemindeki Yayların Yerleşimi



Şekil 3.6 : Yan Yastıklar

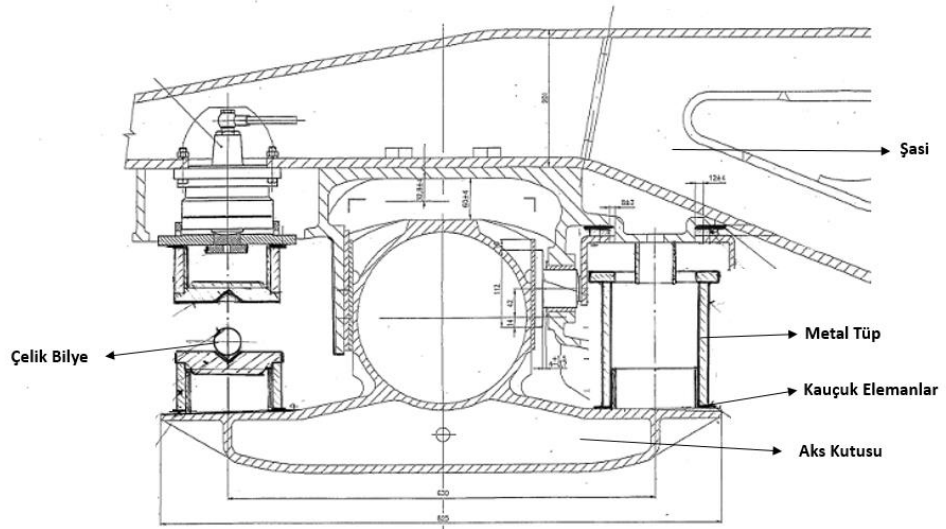
Tablo 3.1 : Y25 Tipi Boji Gövdesi zellikleri

Ray Açıklığı	1435 mm
İki Tekerlek Taban Aralığı	1800 mm
Ağırlık	~5000 kg
20 Ton Vagon Ağırlığında Raydan Pivot Yüksekliği	925 mm
Maksimum alışma Hızı	120 km/h
Maksimum Aks Yükü	22.5t
Minimum Boş Ağırlık	4t/aks
İki Ray Temas Noktası Teker Genişliği	1500 mm
Tekerlek apı	925 mm
Aks Kutusu Merkezleri Arası Mesafe	2000 mm
Yan Yataklar Arası Mesafe	1700 mm
Süspansiyondaki İ Yayın Sapması	19.7 mm/10 <sup>3</sup> daN
Süspansiyondaki Dış Yayın Sapması	12.13 mm/10 <sup>3</sup> daN

### 3.3 Statik Test ve Analiz

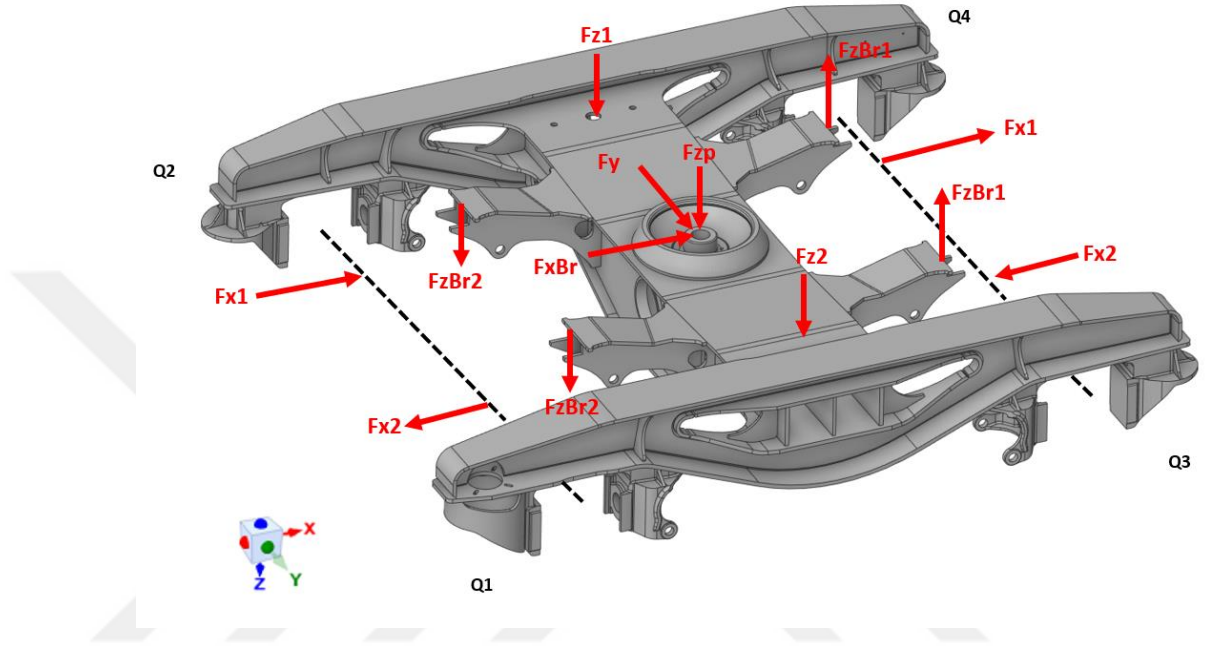
#### 3.3.1 Y25 Boji Gövdesinin Statik Teste Hazırlanması

Y25 boji gövdesinin statik testleri Çek Akreditasyon Enstitüsü tarafından akredite edilmiş olan VZU Plzen'nin test laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Tekerlekleri sökülen boji test ünitesine yerleştirilmiştir. Süspansiyon sistemindeki iç içe geçmiş olan yaylar montajdan kaldırılmıştır. Yayların yerine özellikle dikey kuvvetlerin aktarılması ve yanal hareketin rijit olmasını engellemek adına ön yay bölgesine çelik bilye arka yay bölgesine ise metal tüp altında kauçuk yerleştirilmiştir. Boji gövdesinin böylece test esnasında rijit kısıtlara maruz kalmayacak, izin verilen aralıklarda yanal hareketler yapmasına izin verilmiştir (Şekil 3.7). Test ünitesindeki gerçek görünümü Şekil 3.13'te paylaşılmıştır.



Şekil 3.7 : Yayların Değiştirilmesi ve Test Hazırlığı

Y25 boji gövdesi test ünitesine yerleştirilmiştir. Gövde üzerinde etkiyen kuvvetler aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.8). Kuvvetler kısaltma isimleri ile temsil edilmiştir. Modelde gösterilen kuvvetlerin temsili adları ile test ünitesinde tanımlanan temsili kısaltma adları ve uygulama noktaları aynıdır.



Şekil 3.8 : Boji Gövdesi Üzerine Uygulanan Kuvvetler ve Koordinat Sistemi

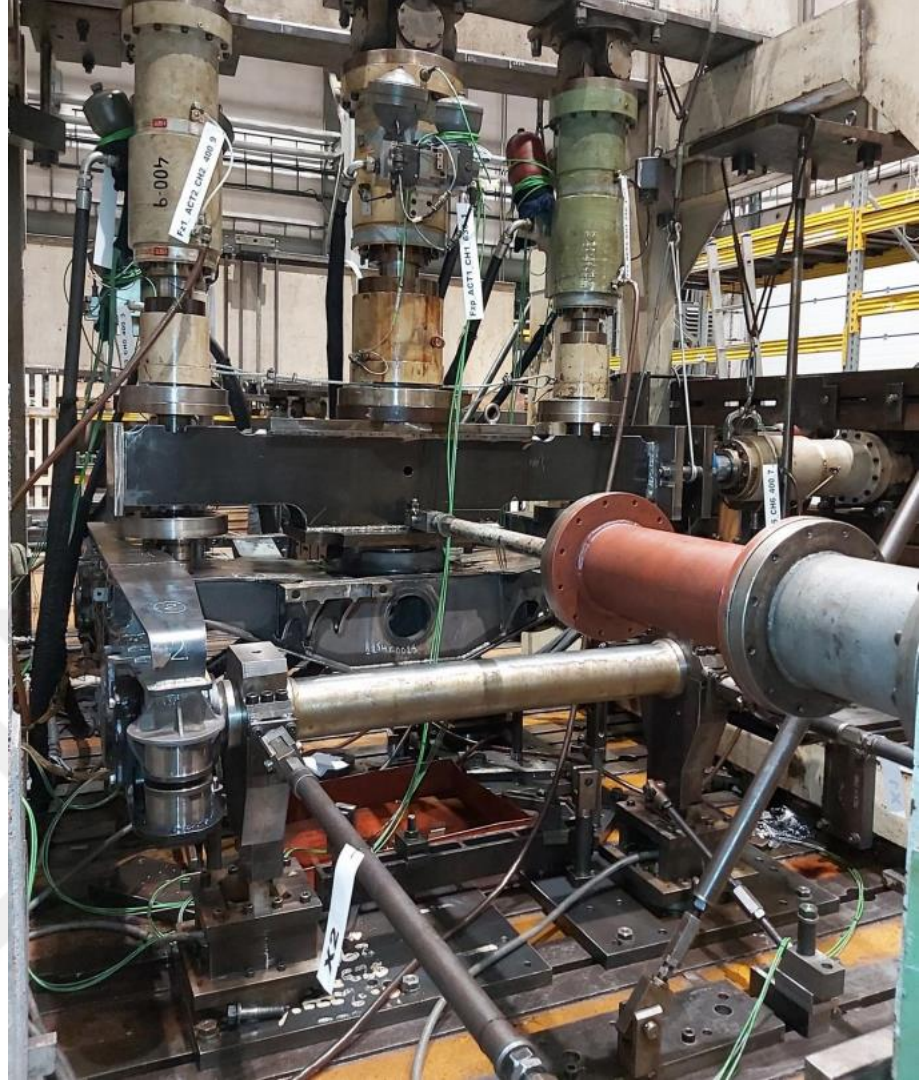
Kuvvetlerin temsili kısaltmaları şunları ifade etmektedir.

- $F_{zp}$  = Yüklemeden kaynaklı pivot bölgesine etkiyen dikey kuvvet
- $F_y$  = Yüklemeden kaynaklı pivot bölgesine etkiyen yanal kuvvet
- $F_{z1}$  ve  $F_{z2}$  = Yüklemeden kaynaklı yan yastıklara etkiyen dikey kuvvet
- $F_{x1}$  ve  $F_{x2}$  = Aksın tekerlek bağlantı noktasına etkiyen boylamasına kuvvet
- $F_{xBr}$  = Frenleme kuvvetlerinden kaynaklı pivot bölgesine etkiyen boylamasına kuvvet
- $F_{zBr1}$  ve  $F_{zBr2}$  = Disk frenlerden kaynaklı fren tutuculara etkiyen dikey kuvvet
- $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  ve  $Q_4$  = Modelin çeyrek bölümleri

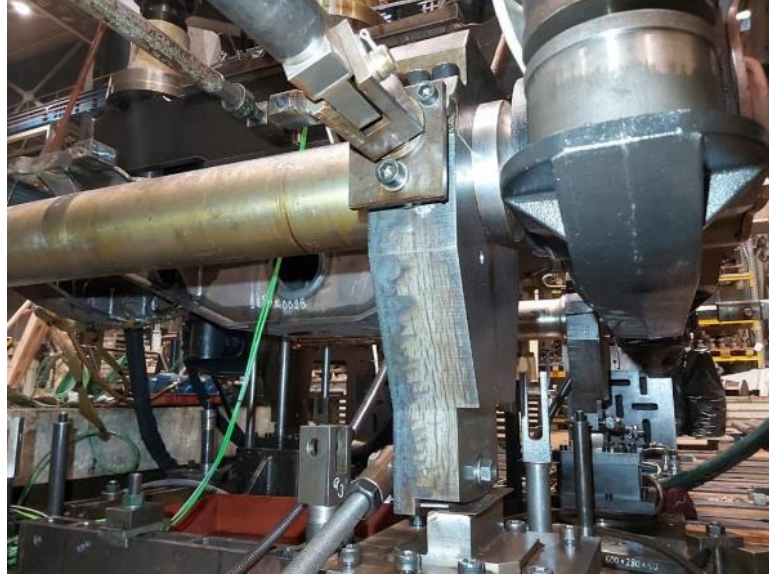
Boji gövdesinin test ünitesine yerleşimi esnasında teker seti ve süspansiyon sistemindeki yaylar montajdan sökülüştür. Sadece kuvvetlerin uygulanabilmesi için aks mili montajlanmıştır. Test ünitesindeki boji gövdesinin görselleri ise aşağıdaki şekillerde gösterildiği gibidir.



Şekil 3.9 : Boji Test Ünitesi (1)



Şekil 3.10 : Boji Test Ünitesi (2)



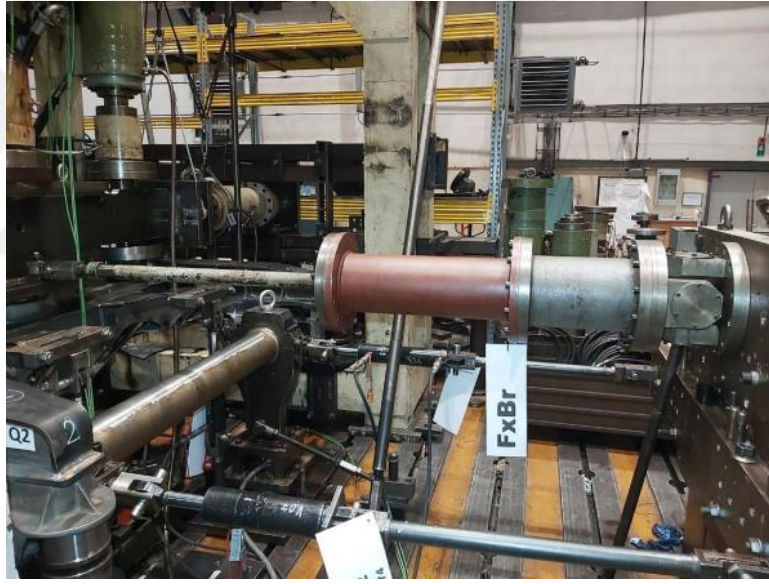
Şekil 3.11 : Boji Test Ünitesi (3)



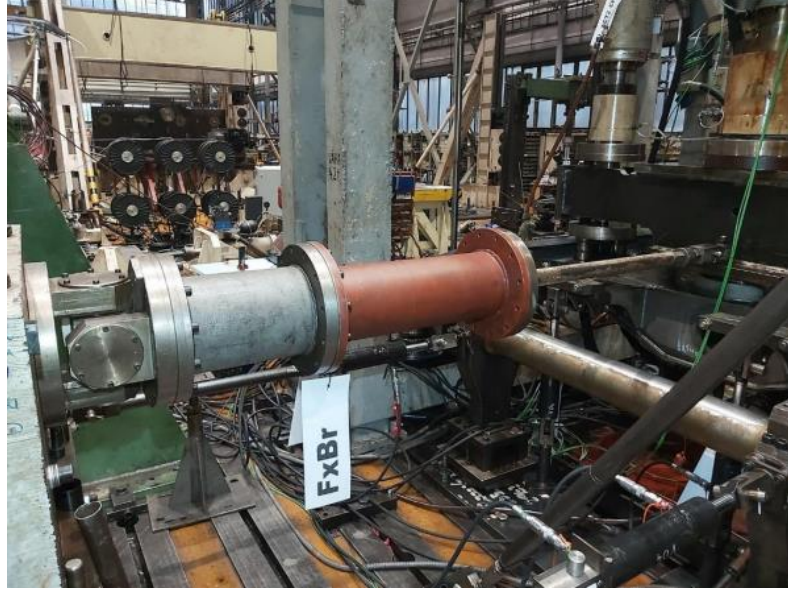
Şekil 3.12 : Boji Test Ünitesi (4)



Şekil 3.13 : Boji Test Ünitesi (5)



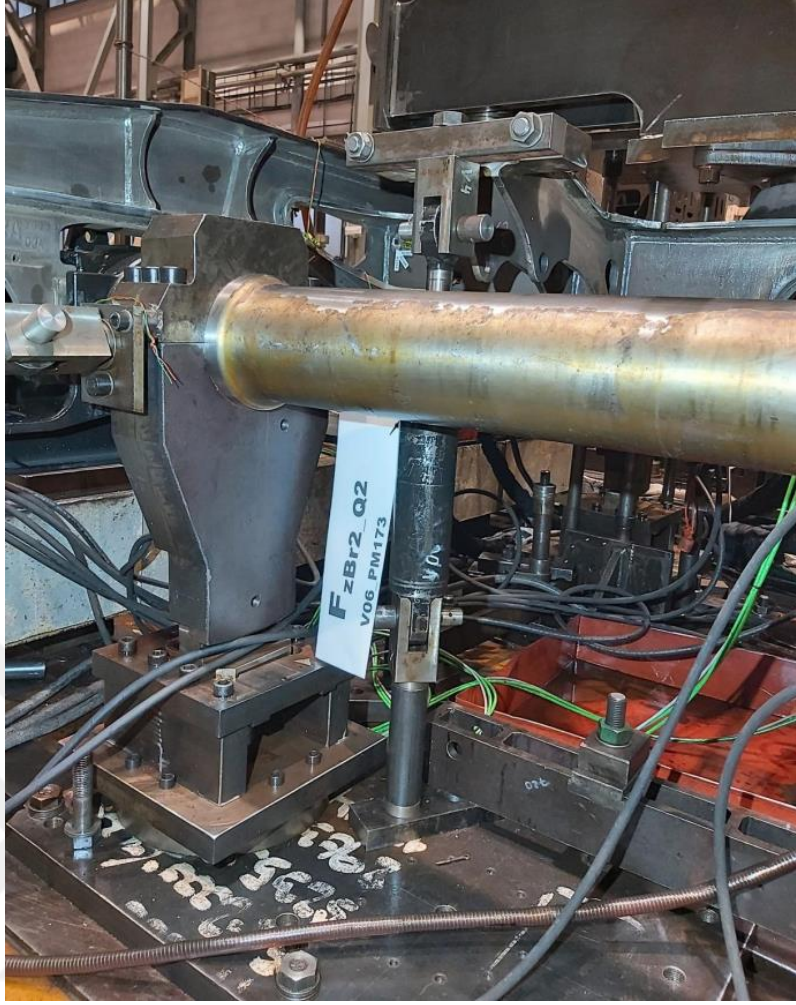
Şekil 3.14 : Boji Test Ünitesi (6)



Şekil 3.15 :Boji Test Ünitesi (7)



Şekil 3.16 : Boji Test Ünitesi (8)



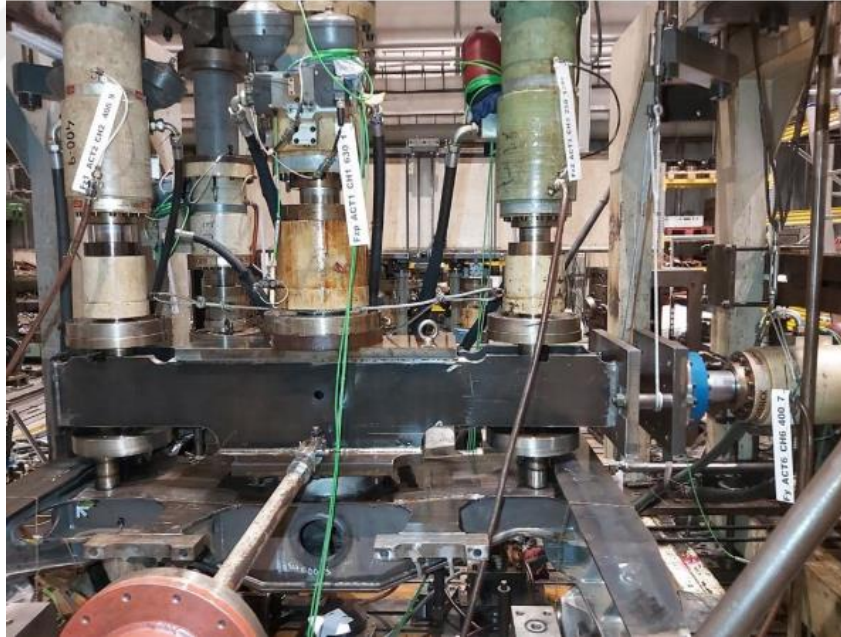
Şekil 3.17 : Boji Test Ünitesi (9)



Şekil 3.18 : Boji Test Ünitesi (10)



Şekil 3.19 : Boji Test Ünitesi (11)



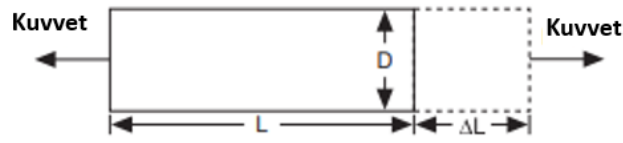
Şekil 3.20 : Boji Test Ünitesi (12)

### 3.3.2 Gerinim Ölçerler (Strain Gauges)

Boji gövde modeli üzerinde kritik sayılabilecek bölgelerdeki gerilme değerleri gerinim ölçerler ile okunmuştur. Gerinim ölçerler ile ilgili bilgiler aşağıdaki alt başlıklar altında açıklanmıştır.

#### 3.3.2.1 Gerinim

Gerinim, cisme uygulanan kuvvet nedeniyle cismin deformasyon miktarı olarak tanımlanabilir.

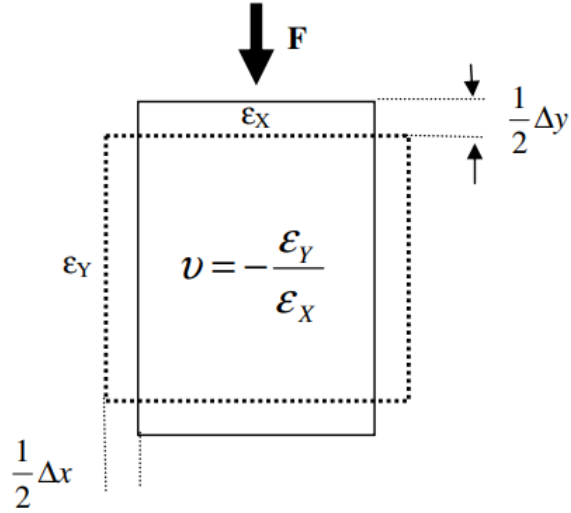


Şekil 3.21 : Gerinim Gösterimi [30]

Uzunluğu “L” olan parçaya Şekil 3.21’de gösterildiği üzere kuvvet uygulandığında “ΔL” kadar uzama olduğu görülür. Gerinim “ε” sembolü ile gösterilir. Bu durumda parça üzerinde oluşan gerinim şu şekilde ifade edilebilir.

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (3.1)$$

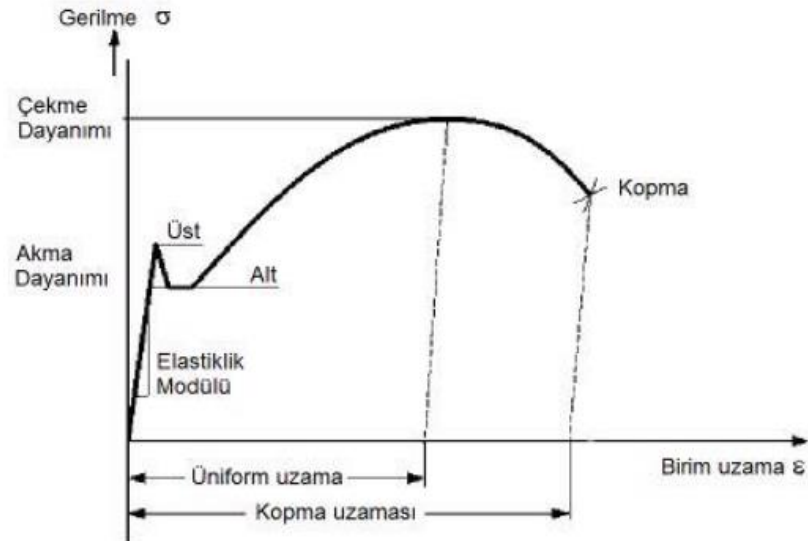
Gerinim çekme(pozitif) veya basma(negatif) olabilir. Gerinim boyutsuz bir kavramdır. Ağırlıklı olarak in/in veya mm/mm olarak karşımıza çıkabilmektedir. Şekil 3.21’de gösterilen çubuk numunesi çekme kuvvetine maruz kaldığında boyu uzar fakat “D” ile gösterilen en yüksekliğinde azalma meydana gelmektedir. Enine gerinim miktarının boyuna gerinim miktarına “Poisson’s Ratio” denir ve “ν” sembolü ile gösterilir. Bu oranın genel minimum ve maksimum aralığı 0-0.5 arasındadır. Çeliklerde ise bu oran genellikle 0.25-0.3 arasında değişir [29].



Şekil 3.22 : Poisson's Ratio[31]

Gerinim-gerilme eğrisinde doğrusal elastik malzeme için “Hooke Yasası” geçerlidir. Bu bölge içinde Young’s Modulus (E), gerilme ( $\sigma$ ), gerinim ( $\epsilon$ ) arasında şöyle bir ilişki vardır.

$$\sigma = E \times \epsilon \quad (3.2)$$



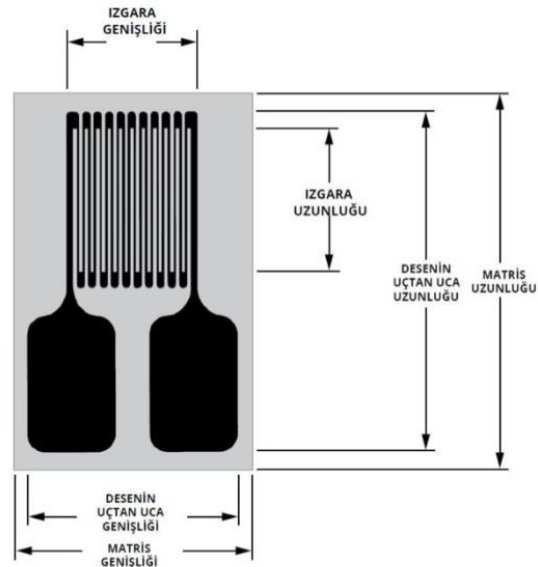
Şekil 3.23 : Düşük Karbonlu Çelik İçin Mühendislik Çekme Eğrisi[32]

Şekil 3.23'te de gösterildiği üzere malzeme çekme eğrisinde, akma noktasına kadar olan doğrusal eğime malzemenin Elastik Modülü (Young's modulus) denir. Denklem 3.15'ten kolayca hesaplanabilmektedir. Şekil 3.23'te akma noktasındaki dalgalanmalar malzemenin yumuşaklığı ile ilgilidir. Bazı yumuşak çeliklerde akmanın başladığı gerilme değeri açık bir şekilde görülebilmektedir[32].

Sektörde genelde malzemenin yükleme durumunda gerilmelerin akma noktasını geçmemesi istenir. Akma noktası geçen gerilmelerde kalıcı deformasyon gözlenir. Yükleme kaldırılrsa bile parçada hem artık gerilmeler hem de kalıcı deformasyon gözlemlenecektir. Kalıcı deformasyon miktarları artarsa ürünün kullanımında problemler başlayacak veya direkt kullanılamaz ürün sınıfına girecektir. Ayrıca malzemedeki artık gerilmelerin giderilmesi için gerekli ısıl işleme tutulması gerekecektir. Aksi takdirde malzeme üzerinde olumsuz etkilere sebep olabilmektedir.

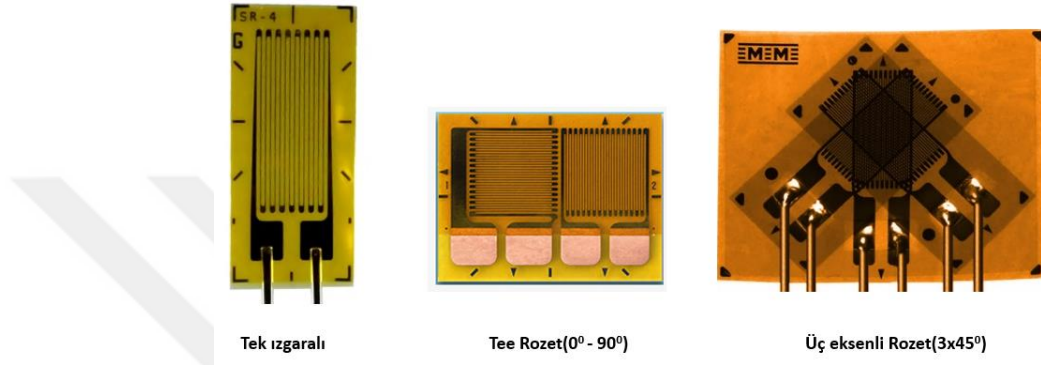
### 3.3.2.2 Gerinim Ölçerlerin Çalışma Prensibi

Gerinim ölçerler malzemeye çekme kuvveti veya basma kuvveti uygulandığında direnci değişen yarı iletken bir tel malzemeden yapılırlar. Parçanın yüzeylerindeki birim uzamaları ölçmek için sektörde farklı alanlarda kullanılırlar.



Şekil 3.24 : Gerinim Ölçer[33]

Üç eksenli gerinim ölçerler rozet ismi ile de bilinmektedir. Aşağıdaki şekilde farklı tip gerinim ölçerler gösterilmiştir (Şekil 3.25). Asal gerilmeler için tek eksenli gerinim ölçerler, eşdeğer gerilmelerin daha sağlıklı ve doğru hesaplanması için üç eksenli gerinim ölçerler tercih edilir. Eğer asal gerilme yönleri biliniyorsa parçanın Poisson's oranını daha iyi belirleyebilmek ve daha hassas ölçümler yapabilmek adına Tee rozet tipi tercih edilebilir.



Şekil 3.25 : Farklı Tip Gerinim Ölçerler[33]

Gerinim ölçerlerde yaprak üzerine yerleştirilmiş bir tel varsa bu telin bir direnci de olacaktır. Tel üzerindeki direnç şu şekilde hesaplanır.

$$R_{\Omega} = \rho \times \frac{L}{A} \quad (3.3)$$

Formülde yer alan ifadeler şunları temsil etmektedir.

-R, telin  $\Omega$  cinsinden direncini

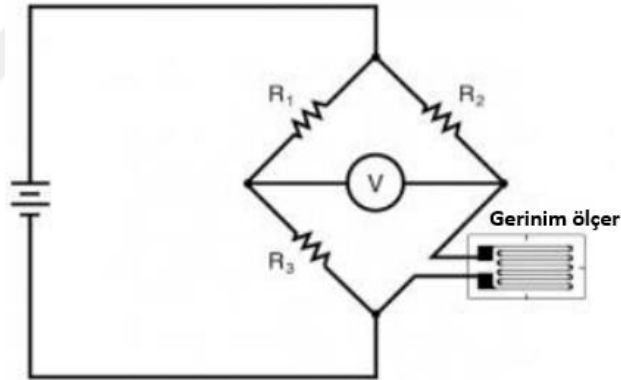
- $\rho$ , telin öz direnci

-L, telin uzunluğu

-A, telin kesit alanı

Bu formüle göre telin uzunluğu artarsa direnci artar, telin kesit alanı artarsa direnci azalır diyebiliriz. Numune üzerine yapıştırılan gerinim ölçer çekme kuvvetine maruz ise yani uzama altındaysa telin direnci artar. Çünkü uzayan telin boyu artarken kesit alanı azalmaktadır. Eğer numune basma kuvvetine maruz ise yani kısalma eğilimindeyse telin direnci azalır. Gerinim ölçerlerin bağlandığı veri toplama sistemi gerinim ölçerler üzerindeki direnç farklılıklarını hesaplayarak ilgili bölgenin ne kadarlık bir şekil değişimine maruz kaldığını ölçmektedir.

Uzunluk ve direnç arasındaki ilişki denklem 3.3'te gösterilmiştir. Dirençteki bu değişiklikler Wheatstone köprüsü kullanılarak ölçülebilmektedir. Aşağıdaki şekilde Wheatstone köprüsü örneği gösterilmiştir (Şekil 3.26). Bu bir çeyrek köprü devresidir. Eğer iki adet gerinim ölçer ve iki adet direnç olursa yarım köprü devresi, dört adet gerinim ölçer olursa tam köprü devresi denmektedir.



Şekil 3.26 : Wheatstone Köprüsü

Burada gerinim ölçer için direnç değerine  $R_x$  denilirse Wheatstone köprüsü kullanılarak bu değer şöyle hesaplanır. Wheatstone köprüsünde karşılıklı direnç çarpımları birbirine eşittir.

$$R_x = \frac{R_2 \times R_3}{R_1} \quad (3.4)$$

Direnç farklılıklarından şekil değişimine geçişte ise gerinim ölçerin ölçüm faktörü kullanılır. Ölçüm faktörü şu şekilde hesaplanır.

$$GF = (\Delta R / R_g) / \epsilon \quad (3.5)$$

Formülde yer alan ifadeler şunları temsil etmektedir.

- GF(Gauge factor), ölçüm faktörünü
- $\Delta R$ , dirençteki değişimi
- $R_g$ , gerinim ölçerin şekil değiştirmeden önceki direnç değeri
- $\epsilon$ , birim şekil değişimi

Ölçüm faktörü boyutsuz bir değerdir.  $R_g$  değeri ve ölçüm faktörü kullanılan gerinim ölçerler için ayrıdır. Kullanılacak gerinim ölçere göre farklılık gösterir. Aşağıdaki şekilde üç eksenli ve tek eksenli gerinim ölçerin direnç değeri ve ölçüm faktörü gösterilmiştir(Şekil 3.27).

GRID RESISTANCE IN OHMS		TC OF GAGE FACTOR, %/100°C	
350.0±0.2%		(+1.5±0.2)	
GRID	GAGE FACTOR @ 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY	
1	2.045±0.5%	(+1.1±0.2)%	
2	2.090±0.5%	(+0.6±0.2)%	
3	2.045±0.5%	(+1.1±0.2)%	
NOM	2.06±1%		
THERMAL OUTPUT COEFFICIENTS FOR 1018 STEEL @ G.F. OF 2.00			
ORDER	FAHRENHEIT	CELSIUS	
0	-2.46E+2	-9.87E+1	
1	+5.78E+0	+6.34E+0	
2	-3.93E-2	-1.02E-1	
3	+8.58E-5	+4.62E-4	
4	-5.13E-8	-5.38E-7	
5			

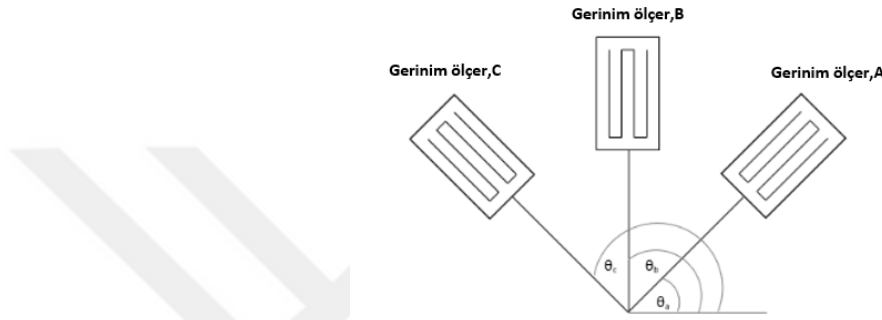
Üç eksenli gerinim ölçer

GRID RESISTANCE IN OHMS		TC OF GAGE FACTOR, %/100°C	
350.0±0.2%		(+1.5±0.2)	
GRID	GAGE FACTOR @ 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY	
1	2.085±0.5%	(+0.6±0.2)%	
2			
3			
NOM			
THERMAL OUTPUT COEFFICIENTS FOR 1018 STEEL @ G.F. OF 2.00			
ORDER	FAHRENHEIT	CELSIUS	
0	-2.46E+2	-9.87E+1	
1	+5.78E+0	+6.34E+0	
2	-3.93E-2	-1.02E-1	
3	+8.58E-5	+4.62E-4	
4	-5.13E-8	-5.38E-7	
5			

Tek eksenli gerinim ölçer

Şekil 3.27 : Gerinim Ölçerde Ölçüm Faktörü ve Direnç Değerleri

Birim şekil değişimi ölçülen yapıda gerilme değerini hesaplayabilmek adına denklem 3.2’de gösterildiği gibi birim şekil değişimi malzemenin elastisite modülü ile çarpılır. Bu şekilde asal gerilmeler hesaplanabilmektedir. Üç eksenli gerinim ölçerde ise hesaplama biraz daha karışıktır. Rozet tipi üç eksenli gerinim ölçerler farklı açılarda konumlandırılabilir. Aşağıdaki şekilde referans –x eksenine  $\theta_a$ ,  $\theta_b$  ve  $\theta_c$  açısı yapan üç eksenli gerinim ölçer gösterilmiştir (Şekil 3.28).



Şekil 3.28 : Rozet Tipi Gerinim Ölçer

Şekil 3.28’te gösterilen a,b ve c doğrultularındaki uzama oranları şu şekilde hesaplanır.

-a doğrultusundaki uzama oranı( $\epsilon_a$ );

$$\epsilon_a = \epsilon_x \cos^2 \theta_a + \epsilon_y \sin^2 \theta_a + \gamma_{xy} \sin \theta_a \cos \theta_a \quad (3.6)$$

-b doğrultusundaki uzama oranı( $\epsilon_b$ );

$$\epsilon_b = \epsilon_x \cos^2 \theta_b + \epsilon_y \sin^2 \theta_b + \gamma_{xy} \sin \theta_b \cos \theta_b \quad (3.7)$$

-c doğrultusundaki uzama oranı( $\epsilon_c$ );

$$\epsilon_c = \epsilon_x \cos^2 \theta_c + \epsilon_y \sin^2 \theta_c + \gamma_{xy} \sin \theta_c \cos \theta_c \quad (3.8)$$

Hesaplanan bu uzama oranlarından asal gerilme hesabı yapılır. Gerilme değerlerinin şu şekilde hesaplanır.

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu} \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} + \frac{E}{\sqrt{2}} \frac{1}{(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad (3.9)$$

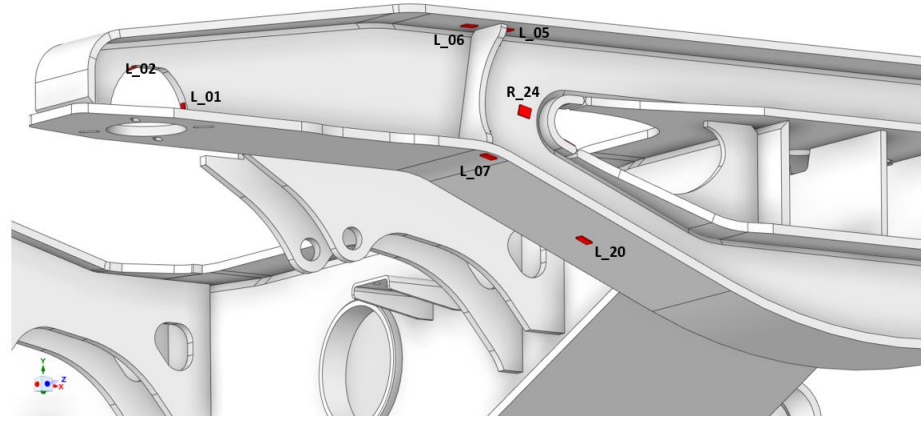
$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu} \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} - \frac{E}{\sqrt{2}} \frac{1}{(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad (3.10)$$

-E, malzeme elastisite modülü(Young's modulus)

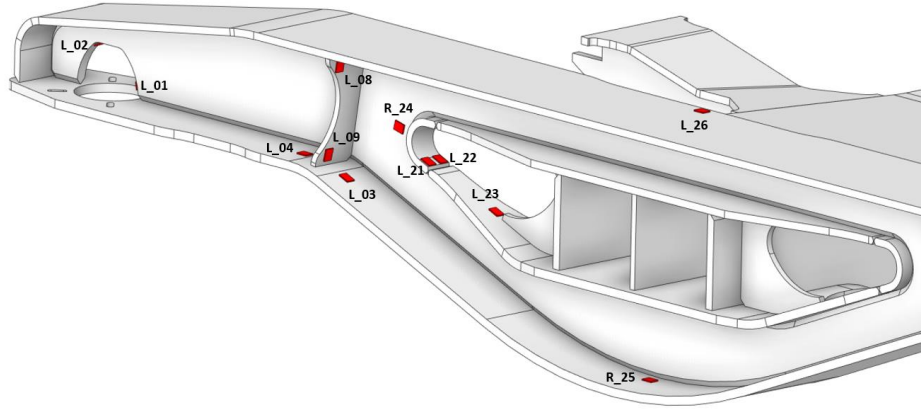
-ν, malzeme Poisson's oranı

### 3.3.3 Gerinim Ölçerlerin Modele Eklenmesi

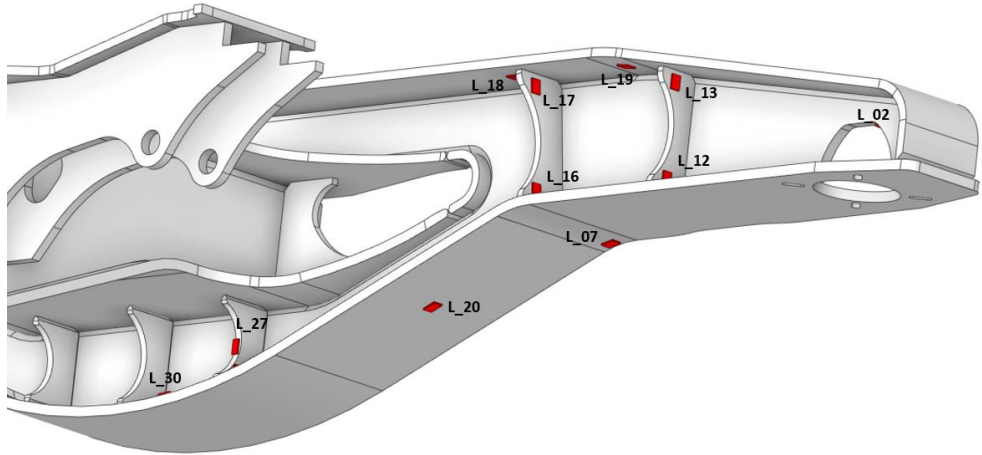
Boji gövdesi üzerine 4 adet üç eksenli 41 adet tek eksenli olmak üzere toplamda 45 adet gerinim ölçer yapıştırılmıştır. Bu çalışmada tek eksenli gerinim ölçerler "L" harfi ile üç eksenli gerinim ölçerler ise "R" harfi sembolize edilmiştir. Gerinim ölçerler ağırlıklı olarak gövdenin çeyrek modeline uygulanmıştır. Doğrulama amaçlı simetrik bölgelere de gerinim ölçer eklenmesi yapılmıştır. Aşağıdaki şekillerde gövde üzerindeki gerinim ölçerlerin yerleşim planları gösterilmiştir(Şekil 3.29, Şekil 3.30, Şekil 3.31 ve Şekil 3.32). Gerinim ölçerlerin analiz modelinde yerleşimi yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli noktalardan bir tanesi şudur. Sonuçların doğru ve tutarlı olabilmesi için test modelindeki gerinim ölçerlerin yapıştırıldığı konumları ile analiz modelinde tanımlanan konumları aynı olmalıdır. Buna dikkat edilerek analiz modelinde de gerinim ölçerlerin yapıştırılma konumları belirlenmiştir.



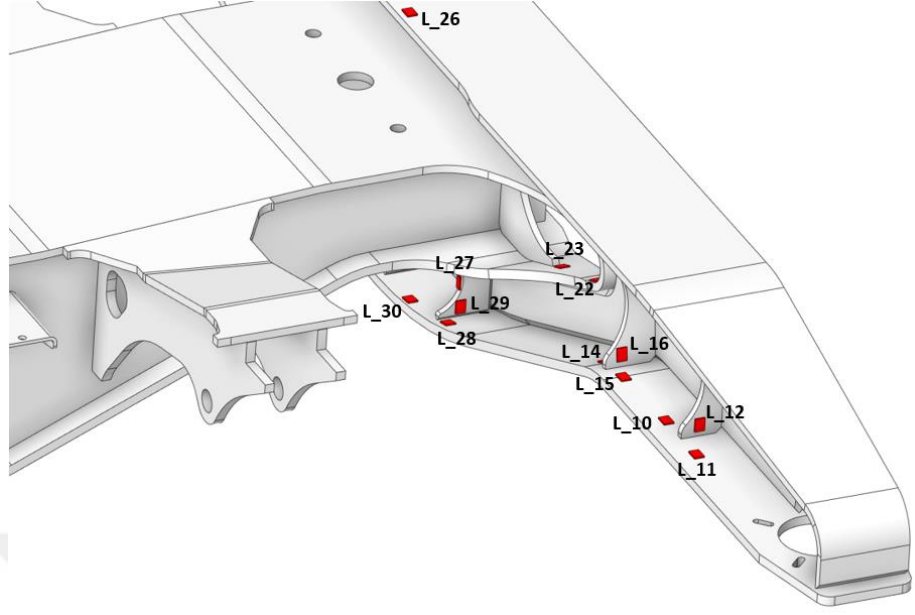
Şekil 3.29 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 1 (Dıştan Görünüş)



Şekil 3.30 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 2 (Dıştan Görünüş)

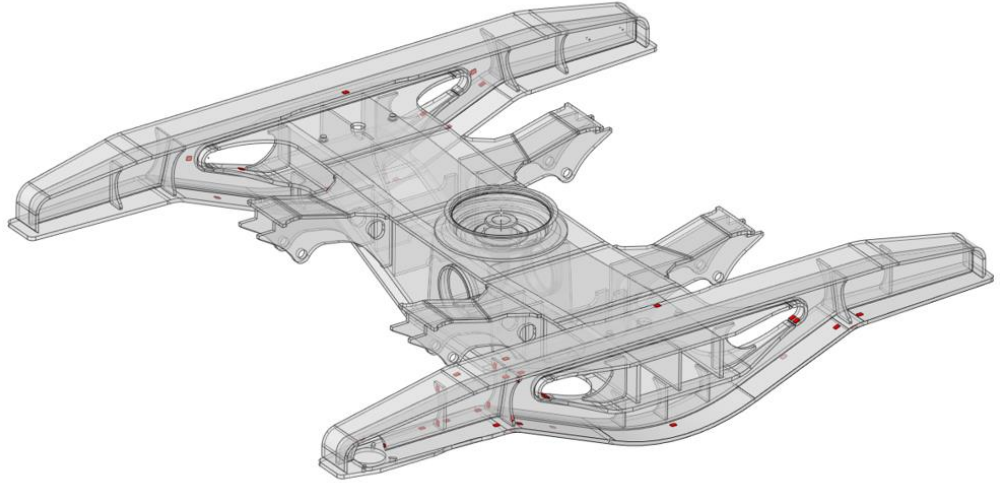


Şekil 3.31 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 3 (İçten Görünüş)



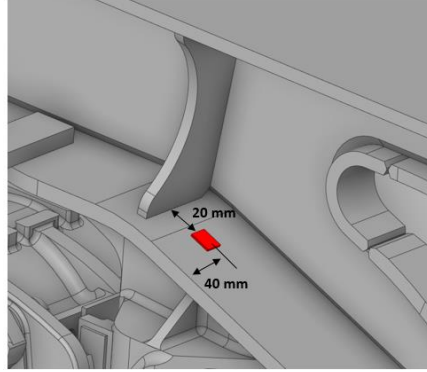
Şekil 3.32 : Gövde Üzerinde Gerinim Ölçer Yerleşimi 4 (İçten Görünüş)

Boji gövdesi üzerindeki tüm gerinim ölçerler ve konumları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.33).



Şekil 3.33 : Gövde Üzerindeki Tüm Gerinim Ölçerlerin Gösterimi

Gövde üzerindeki bazı gerinim ölçerlerin konumları, analiz geometrisi ve test geometri üzerinde aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 3.34, Şekil 3.35, Şekil 3.36, Şekil 3.37 ve Şekil 3.38). Sonuçların tutarlılığı için analiz geometrisindeki konumları son derece önemlidir. Ölçüler kaynak dikişlerinin uç noktaları referans alınarak gösterilmiştir.

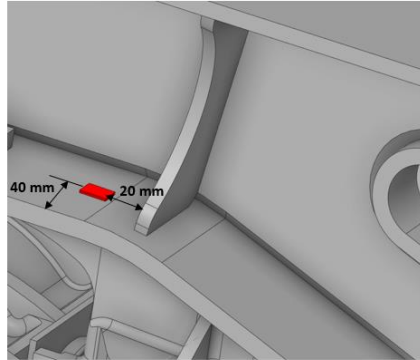


Analiz Geometrisi Modeli

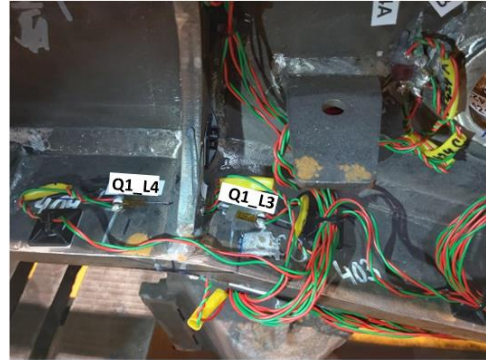


Gerçek Gövde Modeli

Şekil 3.34 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1\_L3)

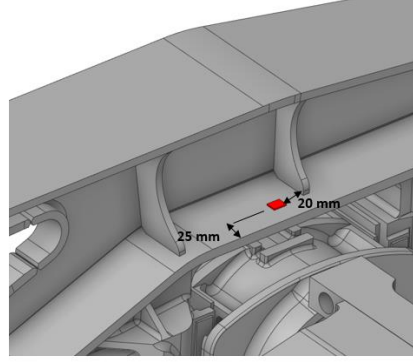


Analiz Geometrisi Modeli

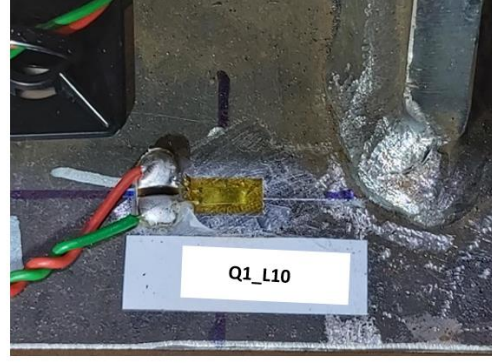


Gerçek Gövde Modeli

Şekil 3.35 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1\_L4)

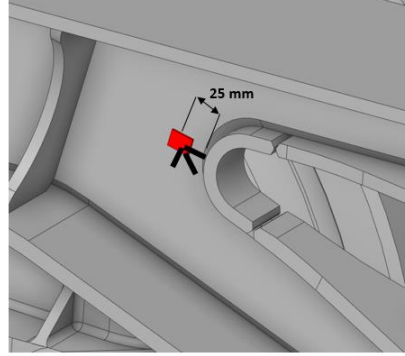


Analiz Geometrisi Modeli



Gerçek Gövde Modeli

Şekil 3.36 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1\_L10)

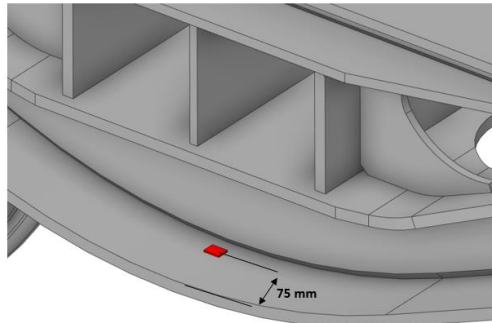


Analiz Geometrisi Modeli

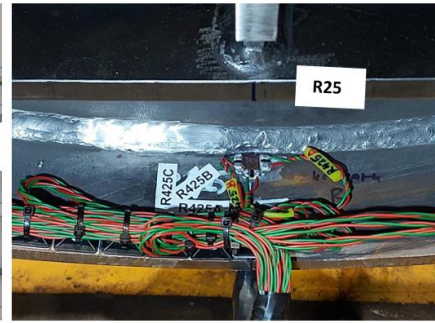


Gerçek Gövde Modeli

Şekil 3.37 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (Q1\_R24)



Analiz Geometrisi Modeli



Gerçek Gövde Modeli

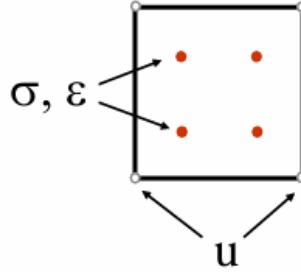
Şekil 3.38 : Gerinim Ölçerlerin Analiz ve Test Modelindeki Yerleşimleri (R25)

### 3.3.4 Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar metodu(SEM) ağırlıklı olarak mühendislik alanlarında ve matematiksel modelleri çözmek için kullanılan sayısal analiz yöntemidir. Boji gövdesindeki gerilmeler ve deplasmanlar sonlu elemanlar metodu kullanılarak hesaplanmıştır. Sonlu elemanlar metodunda bilinmesi gereken ve dikkat edilmesi gereken durumlar aşağıdaki alt başlıklarda kısaca açıklanmıştır.

#### 3.3.4.1 Eleman Gerilimi ve Düğüm Noktası Gerilimi

Analizi gerçekleştirilecek olan modelde malzeme modeli tanımladıktan sonra modelin sonlu elemanlar adı verilen küçük parçalara bölünür. İlgili sınır şartları tanımlanır. Gerilme değerleri her bir elemanın için hesaplanır. Bu işlem her bir eleman için tekrarlanır. Gerilme değerleri her bir eleman içinde bulunan integrasyon noktalarında(Gaussian noktaları) hesaplanır. İntegrasyon noktaları Şekil 3.39'da eleman içerisinde kırmızı noktalar şeklinde gösterilmiştir.



Şekil 3.39 : Düğüm ve İntegrasyon Noktaları

Yukarıdaki şekilden de anlaşılacağı üzere elemanın köşe düğüm noktalarından deplasmanlar( $u$ ), integrasyon noktalarından ise gerilme( $\sigma$ ) ve birim uzamalar( $\epsilon$ ) hesaplanmaktadır.

Gerilmeler iki şekilde gösterilebilir. Birincisi eleman gerilmesidir. Eleman içindeki bütün integrasyon noktalarında hesaplanan gerilmelerin ortalaması alınır. Bu değer artık elemanın gerilmesi olarak gösterilir. Model bütününe bakıldığında süreklilik göstermeyen kesikli bir görünümü oluşturur. İkinci bir yöntem ise düğüm noktası gerilmesidir. İntegrasyon noktalarında hesaplanan gerilmeler malzeme akma noktasına kadar köşe düğüm noktalarına interpolasyon yapılır. Bir düğüm noktası aynı zamanda birden fazla elemanın ortak düğüm noktasıdır. Bu nedenle her bir elemandan interpolasyon yapılan gerilme değerleri toplanarak eleman sayısına bölünür. Böylece ilgili düğüm noktasındaki gerilme değeri hesaplanmış olur. Model bütününe bakıldığında süreklilik gösteren bir gerilme dağılımı gözlemlenir. Buradaki en kritik durumlardan bir tanesi elemanların boyutudur. Boyutun büyümesi her bir elemandan gelen düğüm noktalarına gelen gerilme değerleri arasında büyük farklara sebep olur. Bu durum sonuçların tutarsızlığına sebep olmaktadır. Parça üzerinde incelenecek olan kritik bir bölge üzerinde ağ örgüsü daha küçük boyutlardaki elemanlar ile örülerek daha gerçekçi bir değere ulaşılmaya çalışılır.

#### **3.3.4.2 Sonlu Elemanlarda Tekillik Durumu**

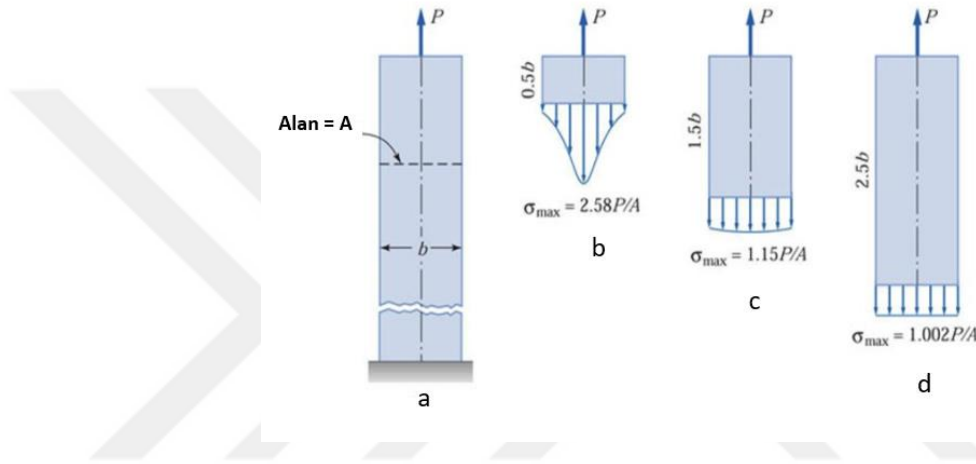
Sonlu elemanlar ağı ile örülen modelde gerilme ve deplasman değerleri hesaplanır. Çözümde düğüm noktasındaki gerilmenin değerinin belirli bir değere yaklaşmadığı durum olarak ifade edilebilir. Diğer bir ifadeyle mantıksız derece yüksek sayılabilecek bir gerilme değerinin bir düğüm noktasında oluşmasıdır denilebilir. Tekil gerilmenin oluşmasına neden olabilecek bazı durumlar aşağıda maddeler halinde belirtilmiştir.

- Modelde keskin köşelerin bulunması
- Noktasal yüklemeler
- Kaynak bölgeleri
- Model üzerine uygulanan kısıtlar

Çoğu zaman gerçek hayattaki modellerde kusursuz keskin köşeler yoktur. Modeli daha basite indirmek ve sonlu elemanlar ile düğüm noktalarını azaltmak için radyuslar silinir. Analiz sonuçlarındaki bu keskin köşedeki düğümde meydana gelen gerilmeler ihmal edilebilmektedir.

Gerçek hayattaki modellerde yüklemeler genelde noktasal değildir. Bir alana yayılmış halde yayılı yüklemelerdir. Noktasal yüklemelerde uygulanan alanda gerilme değerleri ihmal edilmelidir.

Modelde kısıt uygulanan bölgelerde gerilmelerin yüksek çıkması muhtemeldir. Bu durumda bu bölgedeki gerilmeler ihmal edilir. Noktasal yüklemeler ve kısıt bölgelerindeki gerilmelerin değerlendirilmesi durumu Saint-Venant ilkesi ile daha iyi açıklanabilmektedir.



Şekil 3.40 : Noktasal Kuvvet Altındaki İnce Plakadaki Gerilme Dağılımı

Şekil 3.40'a göre noktasal yük uygulanan bölgenin hemen yanından gerilme değerleri okumak doğru olmayacaktır. Gerilmelerin daha homojen dağılmaya başladığı alanlardaki gerilme sonuçları daha güvenilir ve doğru olacaktır. Aynı şekilde kısıt uygulanan bölgelerde de kısıt uygulanan yüzeylerdeki gerilme değerleri gerçek değerleri yansıtmayacaktır.

### 3.3.4.3 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları ve Dezavantajları

Sonlu elemanlar metodunun avantajları şu şekilde sıralanabilir.

- Karmaşık geometrilerin incelemesi daha kolaydır
- Doğrusal olmayan davranışların modellenmesi ve incelenmesi
- Statik yüklerin yanı sıra zamana bağlı yüklemelerin de tanımlanabilmesi

-Gerilme, gerinim ve deplasmanların uygun ağ yapısında ve sınır koşullarında hassas bir şekilde tahmin edebilmesi

-Mekanik, ısı transferi, manyetik alan gibi birçok mühendislik alanında kullanılabilmesi

-Eşzamanlı problemleri aynı anda çözebilmeleri

Sonlu eleman metodunun dezavantajları ise şu şekilde sıralanabilir.

-Sonuçların doğruluğu, ağ örgü yapısı ve yoğunluğu ve sınır şartları ile doğrudan ilişkili olması

-Sonuçların son derece iyi yorumlanmasınının gerekmesi

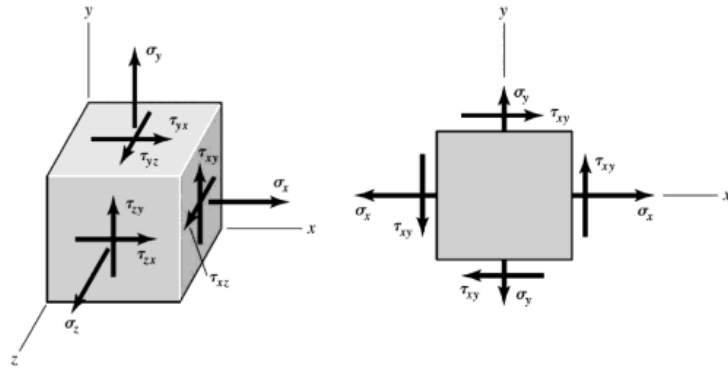
-Doğrusal olmayan problemlerde sonuca yakınsamama problemi

-Sonuçların doğruluğunu kontrol etme amaçlı test ihtiyacı

-Yeterli özelliklere sahip bir bilgisayara ihtiyaç duyması

#### 3.3.4.4 Eşdeğer Gerilme

Bir eleman üzerine etkiyen farklı gerilme bileşenleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.41).



Şekil 3.41 : Eleman Üzerindeki Gerilme Bileşenleri [34]

Eleman üzerindeki farklı yönlerdeki gerilme bileşenlerinin oluşturacağı etkiyi tek başına yapacağı varsayılan ve teorik olarak hesaplanan gerilmeye eşdeğer gerilme denir. Elemanda kayma gerilmelerin olmadığı sadece çekme veya basma asal gerilmelerinin ( $\sigma_x$  ve  $\sigma_y$ ) olduğu durumda eşdeğer gerilme şu şekilde hesaplanır.

$$\sigma_{eş} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + (\sigma_y)^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y} \quad (3.11)$$

Eleman üzerinde iki farklı asal gerilme ( $\sigma_x$  ve  $\sigma_y$ ) ve bir adet kayma ( $\tau_{xy}$ ) gerilmesi varsa eşdeğer gerilme şu şekilde hesaplanır.

$$\sigma_{eş} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + (\sigma_y)^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} \quad (3.12)$$

Eleman üzerinde üç farklı asal gerilmeler ( $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ) ve üç farklı kayma gerilmeleri bulunuyorsa ( $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ ,  $\tau_{yz}$ ) eşdeğer gerilme şu şekilde hesaplanır.

$$\sigma_{eş} = \frac{1}{\sqrt{2}} \times \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad (3.13)$$

Eşdeğer gerilme yapının mukavemeti açısından daima emniyet gerilmesinden küçük yada eşit olmalıdır.

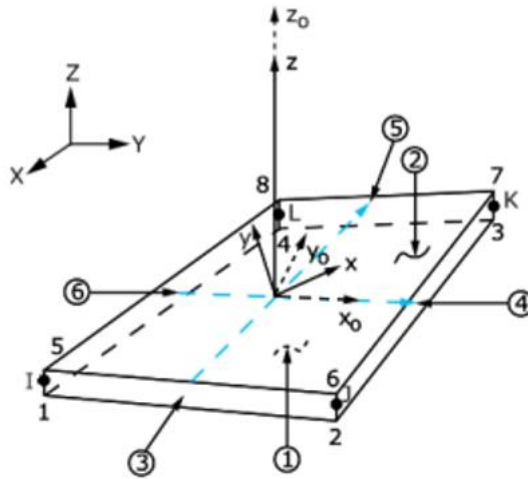
$$\sigma_{eşdeğer gerilme} \leq \sigma_{emniyet gerilmesi} \quad (3.14)$$

Emniyet gerilmesinin belirlenmesi statik ve dinamik yüklemeler için ayrı hesaplanır. Statik yüklemelerde numune üzerinde çekme testi uygulanır. Malzeme akma noktasından daha düşük bir gerilme değeri emniyet gerilmesi olarak tanımlanır. Dinamik yüklemelerde ise emniyet gerilmesinin hesaplanması statik yüklemeye olduğu gibi basit değildir. Numune üzerindeki titreşimin ortalamasına, genliklerin büyüklüğüne, malzemenin yüzey durumuna, malzemenin büyüklüğüne, malzemedeki çentik durumlarına göre değişkenlik gösterir.

### 3.3.5 Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Modelinde Kullanılan Eleman Tipleri

Boji gövdesi sonlu elemanlar modeli, Ansys Workbench SE yazılımı içerisinde SOLID 186, SOLID187, SHELL181 ve BEAM188 elemanları kullanarak oluşturulmuştur. Modelde ağırlıklı olarak SHELL181 elemanı kullanılmıştır.

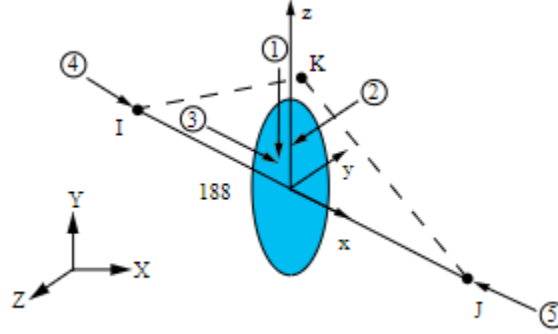
SHELL181 elemanı 4 düğüm noktasına sahip kabuk eleman modelidir. İnce ve orta kalınlıktaki kabuk yapıları analiz etmek için uygundur. Her bir düğüm noktasında öteleme yönlerinde x, y ve z, dönme yönlerinde ise x, y ve z olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir [35].



Şekil 3.42 : SHELL181 Elemanı



BEAM188 elemanı 2 düğüm noktasına sahip tek boyutlu eleman modelidir. İnce ve orta derece kalınlıkta sayılabilecek kiriş yapıların analizi için uygun eleman tipidir. Her bir düğüm noktasında öteleme yönlerinde x, y ve z, dönme yönlerinde ise x, y ve z olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir [38].

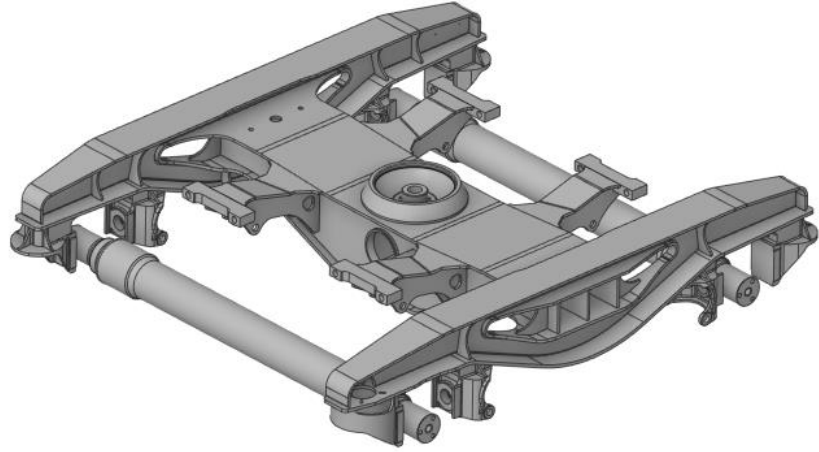


Şekil 3.45 : BEAM188 Elemanı

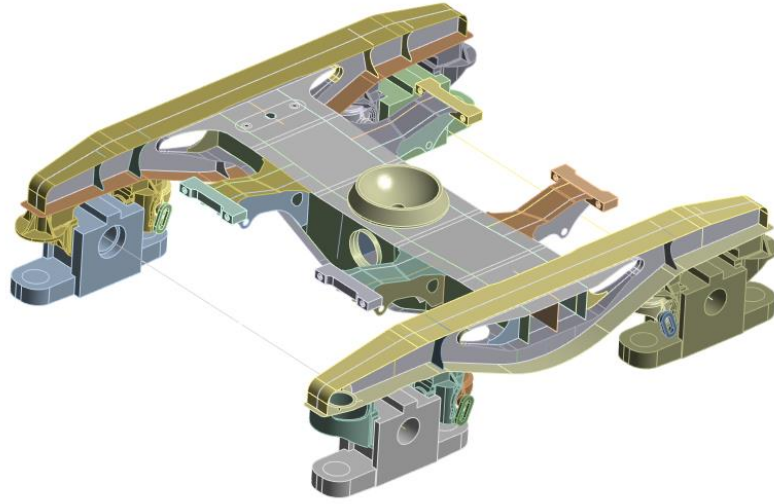
### 3.3.6 Gövde Modelinin Analize Hazırlanması

Boji gövdesindeki fren donanım ekipmanları, tekerlekler, süspansiyon sistemindeki yaylar, pim ve civatalar gibi analize dahil edilmeyecek parçalar modelden silinmiş olup analize dahil edilmemiştir. Gövdenin üç boyutlu katı modeli Ansys SpaceClaim kullanılarak kabuk elemanlara çevrilmiştir. Bu durum sonuçların doğruluğunu değiştirmez fakat çözüm süresini oldukça kısaltacak bir yöntemdir.

Modelde kabuk elemanlara çevrilmesi mümkün olmayan susta taşıyıcılar, pivot yuvası ve disk fren tutucuları katı geometri olarak modellenmiştir. Aks kutusu ise susta taşıyıcılar ile arasındaki ölçüleri değişmeyecek şekilde üzerindeki detaylar temizlenerek basitleştirilmiştir. Tekerlerin bağlı olduğu aks mili ise kiriş eleman olarak modele dahil edilmiştir.

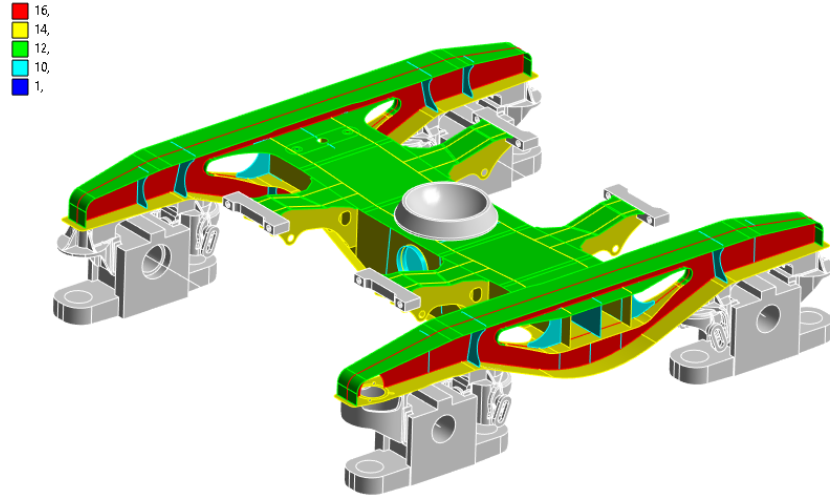


Şekil 3.46 : Boji Gövdesi Katı Modeli



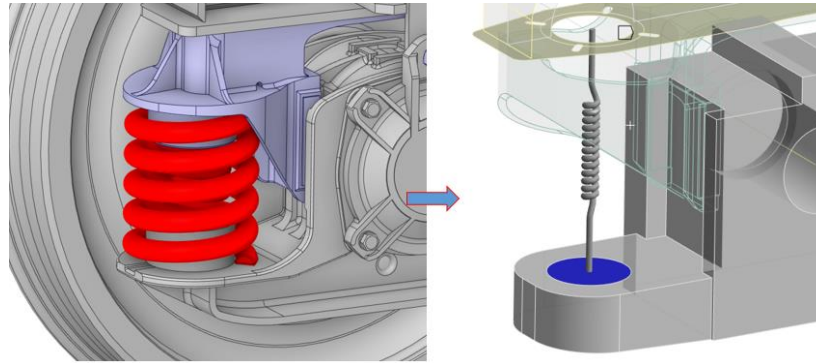
Şekil 3.47 : Boji Gövdesi Kabuk Modeli

Kabuk elemanların kalınlıkları ana sac metallerinin kalınlıklarına bağlı olarak aynı kalmıştır. Katı geometriler gri renkte gösterilmiştir. Modelin kalınlık görseli aşağıdaki şekilde gösterildiği gibidir (Şekil 3.48). Birimler milimetredir.



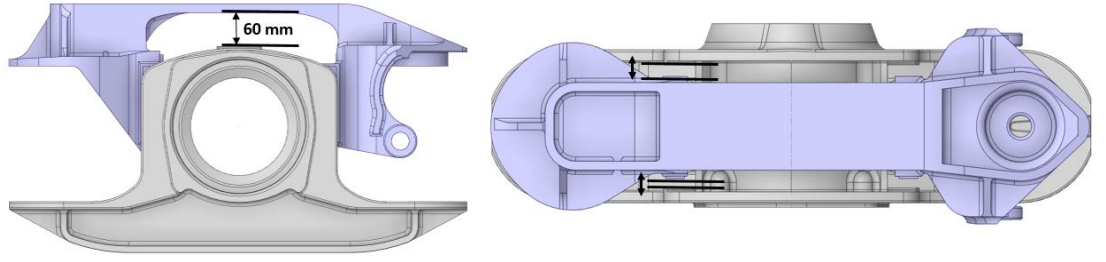
Şekil 3.48 : Kabuk Kalınlık Gösterimi

Süspansiyon sisteminde iç içe geçmiş olan iki adet yay kullanılmıştır. Tablo 3.1’de verilen bilgilere göre iç yayın sertlik katsayısı değeri 507.24 N/mm, dış yayın sertlik katsayısı değeri ise 824.4 N/mm olarak hesaplanır. Analiz modelinde yaylar katı geometri olarak modellenmemiş olup COMBIN14 elemanı olarak analize dahil edilmiştir. Yay katsayıları bu yay elemanına tanımlanmıştır (Şekil 3.49).



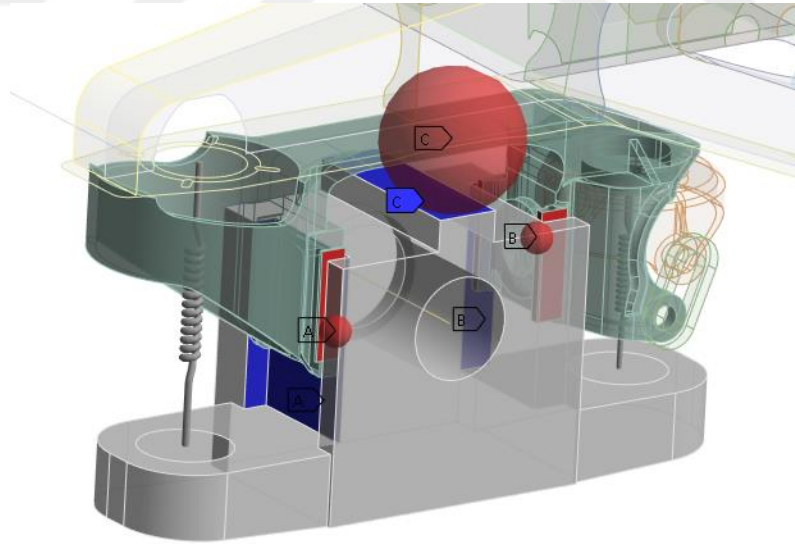
Şekil 3.49 : Yayların Modellenmesi

Susta taşıyıcı ask kutusu üzerinde sabit bir durumda değil daha rahat hareket edebilmesi için belli mesafelerde kayar durumdadır. Susta taşıyıcı ve aks kutusu arasındaki açıklıklar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.43).



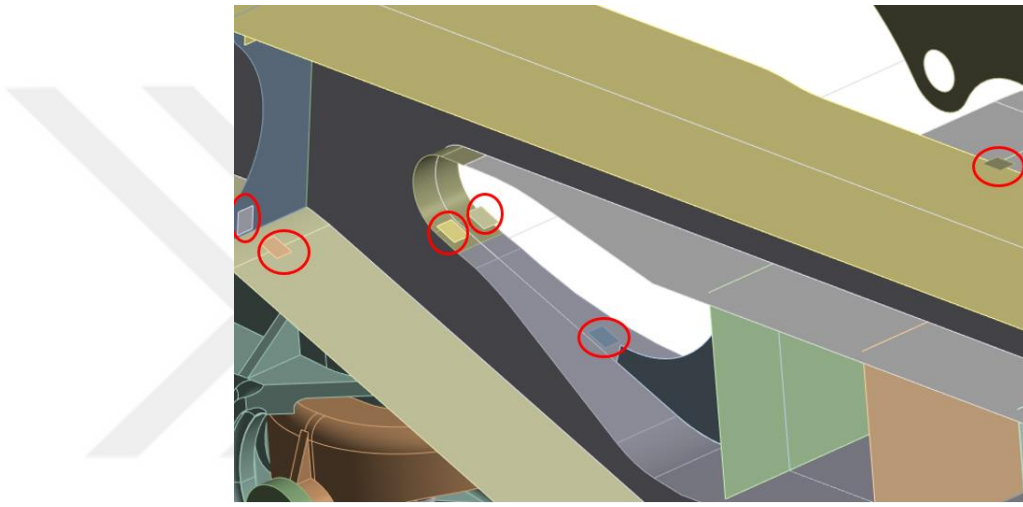
Şekil 3.50 : Susta Taşıyıcı ve Aks Kutusu

Susta taşıyıcı ile aks kutusu arasındaki 60 mm'lik açıklık test esnasında bulunmamaktadır. Sadece yanal açıklıklar mevcuttur. Analiz modelinde bu açıklığın kapanması muhtemel görüldüğü için yay elemanı tanımlanıp 60 mm'lik boşluk korunmuştur. Susta taşıyıcı ve aks arasında açılıp kapanmaya izin veren sürtünmeli kontak tanımlanmıştır. Sürtünme katsayısı olarak 0.2 tanımlanmıştır. Kontaklar arasında kapanma durumu söz konusu olduğu için doğrusal olmayan bir analiz modeli kurulmuştur.



Şekil 3.51 : Doğrusal Olmayan Kontak

Gerinim ölçerler model üzerinde ilgili konumlarına göre yerleştirilmiştir. Modeldeki temsili boyutları 15x20 mm'dir. Gerinim ölçer geometrileri için SHELL181 kabuk elemanları kullanılmış, tek bir eleman ile temsil edilmiş ve yapının genel mukavemetine etkisi olmayacak şekilde analiz modeline dahil edilmiştir. Gövde ve gerinim ölçer geometrileri arasında MPC algoritmasında bonded kontak tipi tanımlanmıştır. Bu sayede altındaki kabuk gövdede oluşan gerilmelerin hesaplanması kolaylaştırılmıştır. Aşağıdaki şekilde kırmızı daireler içinde modeldeki gerinim ölçer kabuk geometrileri gösterilmiştir.



Şekil 3.52 : Gerinim Ölçer Kabuk Geometrileri

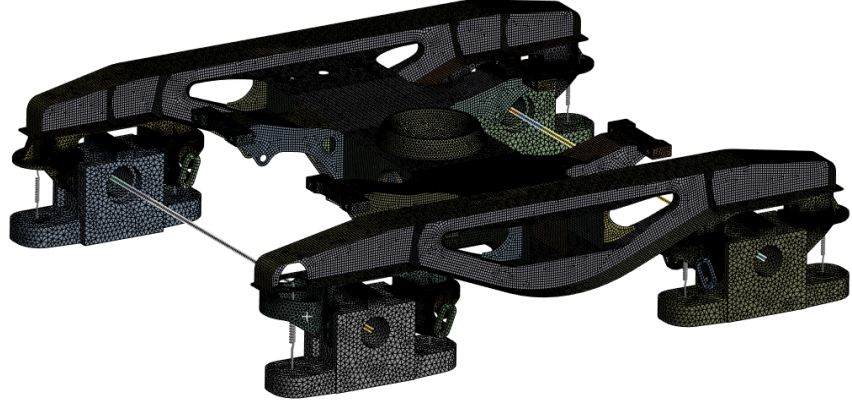
### 3.3.7 Gövde Sonlu Elemanlar Modeli

Gövdenin sonlu elemanlar ağ örgüsü oluşturulmuş olup düğüm sayısı ve eleman sayısı aşağıdaki tabloda gösterildiği gibidir (Tablo 3.2).

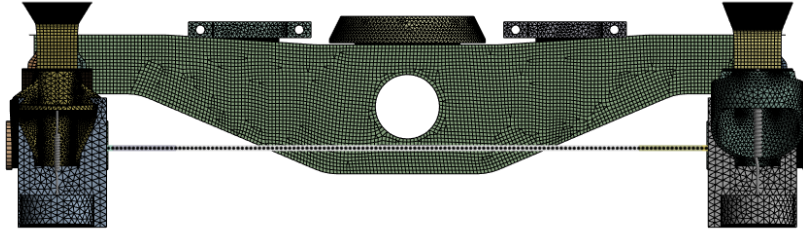
Tablo 3.2 : Sonlu Eleman Modeli

Düğüm Nokta Sayısı	1.699.394
Eleman Sayısı	1.133.321

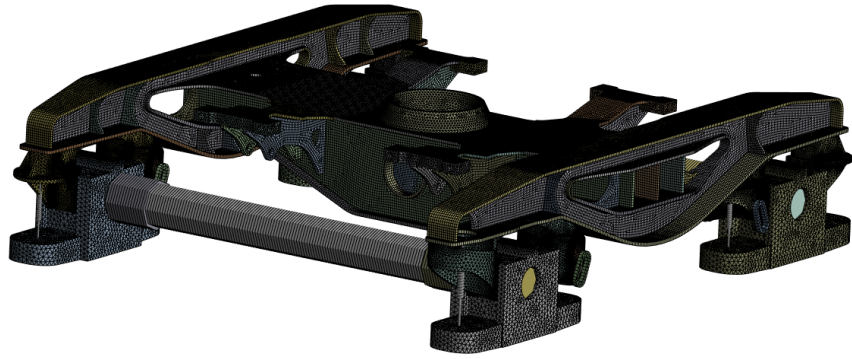
Modelin sonlu elemanlar ağ modeli aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 3.53, Şekil 3.54 ve Şekil 3.55).



Şekil 3.53 : Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü (1)



Şekil 3.54 : Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü (2)



Şekil 3.55 : Boji Gövdesinin Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü (3)

### 3.3.8 Malzeme Bilgileri

Şasi gövdesinde S355 çelik malzemesi kullanılmıştır. Malzeme modeli olarak doğrusal elastik malzeme modeli kullanılmıştır (Tablo 3.3).

Tablo 3.3 : Malzeme Mekanik Özellikleri

Malzeme	Elastisite Modülü(GPa)	Poisson's Oranı	Yoğunluk(kg/m <sup>3</sup> )	Akma Sınırı(MPa)
S355	210	0.3	7850	355

Yapıda kaynaklı bir birleşim varsa kaynak civarındaki ana metalin akma mukavemeti şu şekilde hesap edilir.

$$\sigma = \sigma_{ana\ metal} / 1.1 = 355/1.1=323\ MPa \quad (3.15)$$

### 3.3.9 Yükleme ve Sınır Şartları

Gövde üzerine yüklemeler EN 13749 standardı referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Aşağıda gösterilen hesaplamalarda Tablo 3.4'te gösterilen boji gövdesinin belirtilen parametrelerinden faydalanılmıştır.

Tablo 3.4 : Boji Gövdesi Parametreleri

Açıklama	Sembol	Değer
Aks Yüğü	$m_{aks}$ [kg]	22.500
Aks Sayısı	i	2
Boji Kütlesi	$m^+$	5000
Fren Ekipman Ağırlığı	$m_{ap}$ [kg]	800
Tekerlek Ağırlığı	$m_{ws}$ [kg]	1300
Yan Yastıklar Arası Mesafe	$2b_g$ [mm]	1700
Yuvarlanma Katsayısı(statik)	$\alpha_s$	0.3
Yuvarlanma Katsayısı(dinamik)	$\alpha_d$	0.2
Fren Sürtünme Katsayısı	$\mu$	0.23
Yerçekimi İvmesi	$g$ [m/sn <sup>2</sup> ]	9.81
Statik Tekerlek Kuvveti	$Q_0$ [N]	-

Boji gövdesi üzerine uygulanan kuvvetler Şekil 3.8'te gösterilmiştir. Bu kuvvet değerleri EN 13749 standardında belirtilen formüllere göre hesaplanır. Hesaplamaların ilk adımı olarak statik tekerlek kuvveti hesaplanır.

$$Q_0 = 0.5 \times m_{aks} \times g = 110.362,5 \text{ N} \quad (3.16)$$

### 3.3.9.1 Aşırı Yükleme Durumu (Statik test için)

Durum 1:Sadece pivot bölgesine dik yükleme

Sadece pivot bölgesine uygulanan dik kuvvet olan  $F_{zp}$ 'nin hesaplaması şu şekildedir.

$$F_z=4 \times Q_0 \cdot m^+ \times g = 392.400 \text{ N} \quad (3.17)$$

Standartta belirtildiği üzere statik yüklemeler için aşırı yükleme durumuna göre yapılır. Aşırı yükleme durumu ise şu şekilde ifade edilir.

$$F_{zp,max}=2 \times F_z = 784.800 \text{ N} \quad (3.18)$$

Durum 2:Hem pivot hem de yan yastıklara aynı anda dik kuvvet yüklemesi

Boji gövdesinde hem pivot bölgesine hem de yan yastıklara dik kuvvet uygulanır. Pivot bölgesine uygulanan dik kuvvet şu şekilde hesaplanır. Aşağıdaki formüldeki  $\alpha$  değeri yan yastıkların arasındaki mesafeye göre belirlenir.

Eğer yan yastıklar arası mesafe 1700 mm ise;

$$\alpha = 0.3$$

Yan yastıklar arası mesafe 1700 mm'den farklı ise;

$$\alpha = 0.3 \times (1.7/2b_g) \text{ kabul edilir.}$$

Bu çalışmada şasi üzerindeki yan yastıklar arası mesafe 1700 mm olduğu için  $\alpha = 0.3$  olarak kabul edilir.

$$F_{zp,max}=1.5 \times F_z \times (1-\alpha) = 412.020 \text{ N} \quad (3.19)$$

Yan yastıklara uygulanan dik kuvvet hesabı şu şekilde hesaplanır.

$$F_{z1,max} = F_{z2,max} = 1.5 \times F_z \times \alpha = 176.580 \text{ N} \quad (3.20)$$

Pivot bölgesine uygulanan yanal kuvvetlerin hesaplanması ise şu şekildedir.

$$F_{y1,max} = F_{y2,max} = \frac{F_{y,max}}{2} = 10^4 + (F_z + m^+ \times g)/6 = 167.150 \text{ N} \quad (3.21)$$

Tekerleklerin aks miline bağlı olduğu bölgelerden uygulanan boyuna kuvvetlerin hesaplanması şu şekildedir.

$$F_{x1,max} = F_{x2,max} = F_{x3,max} = F_{x4,max} = 0.1 \times (F_z + m^+ \times g) = 44.145 \text{ N} \quad (3.22)$$

Tekerleklerin aks miline bağlı olduğu bölgelerden dik yönlü burma yüklemesi uygulanır. Burma yükleme mesafesinin hesaplanması ise iki tekerin taban aralığına göre hesaplanır. Aynı ray üzerindeki tekerlek taban aralığının %1'i burma yükleme mesafesi olarak uygulanır. Bu değer 1800 mm taban aralığı için düşünüldüğünde 18 mm dikey mesafeye eşittir.

Acil fren durumunda pivot bölgesindeki dik kuvvet şu şekilde hesaplanır.

$$F_{zp,max,fren} = 1.3 \times F_z = 510.120 \text{ N} \quad (3.23)$$

Bölüm 3.3.9.1’de belirtilen yüklemeleri tablo haline getirmek karışıklığı önlemek adına faydalı olacaktır. Aşırı yükleme durumu için kuvvetler aşağıdaki tabloda gösterilmiştir (Tablo 3.5). Ayrıca sadece pivot dikey yüklemesi hariç her bir yükleme senaryosunun simetrik yükleme durumlarının statik testi ve analizi gerçekleştirilmiştir. Burulma mesafesinin pivot dikey yüklemesi hariç dört aks-teker bağlantı noktasından ayrı ayrı yukarı ve aşağı yönlü hareket durumlarının statik testi ve analizi gerçekleştirilmiştir. Fren kuvvetleri üretici firmadan temin edilmiştir.

Tablo 3.5 : Aşırı Yükleme Durumu Kuvvet Tablosu

Yükleme Senaryosunun Kısaltması	Fz1(kN)	Fzp(kN)	Fz2(kN)	Fy(kN)	Burulma Mesafesi(mm)	FxBr(kN)	FzBr1(kN)	FzBr2(kN)	Fx1(kN)	Fx2(kN)
A1		-784.8								
A2		-412.02	- 176.58							
A3		-412.02	- 176.58	167.15						
A4	- 176.58	-412.02		167.15	18					
A5		-510.12				60.3	-55	55		
A6		-392.4							44.145	-44.145

Model üzerinde kuvvet gösteriminde senaryo kısaltma isimleri kullanılacaktır.

Bu kısaltmaları şöyle sıralayabiliriz.

-A1 → Pivot dikey yüklemesi

-A2 → Pivot dikey yüklemesi, yan yastık dikey yüklemesi

-A3 → Pivot dikey yüklemesi, yan yastık dikey yüklemesi, pivot yatay yüklemesi

-A4 → Pivot dikey yüklemesi, yan yastık dikey yüklemesi, pivot yatay yüklemesi, burulma yüklemesi

-A5 → Pivot dikey yüklemesi, pivot boyuna yüklemesi, fren kuvvetleri

-A6 → Pivot dikey yüklemesi, aks-teker bağlantı noktasında boyuna yükleme

### 3.3.9.2 Normal Servis Yükleme Durumu (Yorulma testi için)

Durum 1:Sadece pivot bölgesine dik yükleme

Sadece pivot bölgesine uygulanan dik kuvvet olan  $F_{zp}$ 'nin hesaplaması şu şekildedir.

$$F_{zp}=4 \times Q_0 - m^+ \times g = 392.400 \text{ N} \quad (3.24)$$

Standartta belirtildiği üzere statik yüklemeler için normal servis yükleme durumuna göre yapılır. Normal servis yükleme durumu ise şu şekilde ifade edilir.

$$F_{zp}=F_z = 392.400 \quad (3.25)$$

Yorulma testi için ise hem statik yükleme( $F_{zp,y}$ ) hem de dinamik genlik aralığı( $F_{zpd,y}$ ) hesaplanmalıdır. Burada  $\alpha$  değeri 0.2 ve  $\beta$  değeri 0.3'tür. Hesaplama şu şekildedir.

$$F_{zp,y}=F_z(1-\alpha) = 313.920 \text{ N} \quad (3.26)$$

$$F_{zpd,y} = \pm \beta \times F_z(1-\alpha) = 94.176 \text{ N} \quad (3.27)$$

Durum 2: Yan yastıklara dik kuvvet yüklemesi

Yorulma testi için hem statik yükleme( $F_{z1,y}$ ) hem de dinamik genlik aralığı( $F_{z1d,y}$ ) hesaplanmalıdır. Burada  $\alpha$  değeri 0.2 ve  $\beta$  değeri 0.3'tür. Hesaplama şu şekildedir.

$$F_{z1,y} = \alpha \times F_z = 78.480 \text{ N} \quad (3.28)$$

$$F_{z1d,y} = \pm \beta \times F_z \times \alpha = 23.544 \text{ N} \quad (3.29)$$

Durum 2: Pivot bölgesine uygulanan yanal yüklemesi

Yorulma testi için ise hem statik yüklemesi ( $F_{y,y}$ ) hem de dinamik genlik aralığı ( $F_{yd,y}$ ) hesaplanmalıdır. Burada  $\alpha$  değeri 0.2 ve  $\beta$  değeri 0.3'tür. Hesaplama şu şekildedir.

$$F_{y,y} = \pm 0.1 \times (F_z + m^+ \times g) = \pm 44.145 \text{ N} \quad (3.30)$$

$$F_{yd,y} = \pm 0.1 \times (F_z + m^+ \times g) = \pm 44.145 \text{ N} \quad (3.31)$$

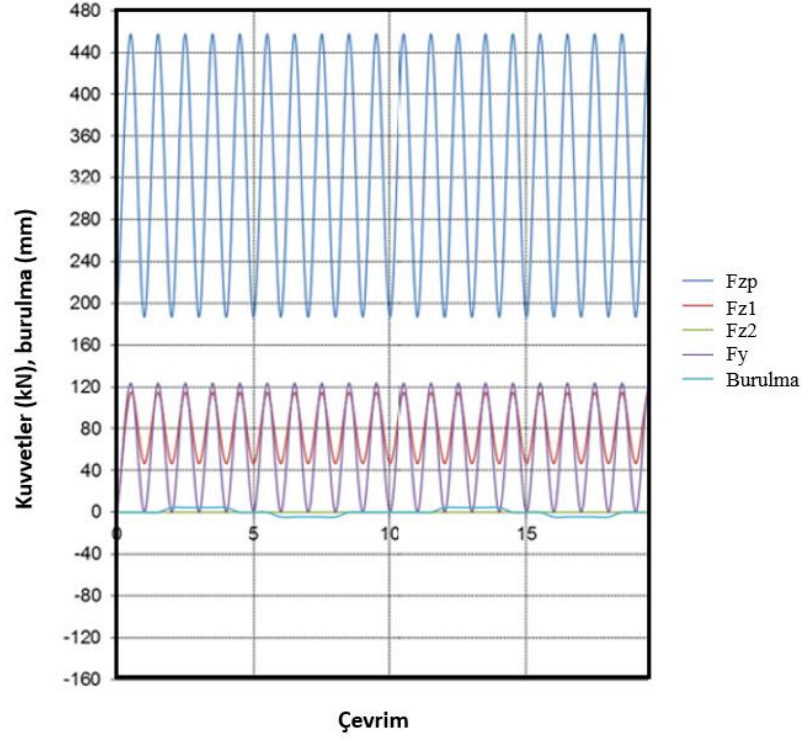
Tekerleklerin aks miline bağlı olduğu bölgelerden dik yönlü burma yüklemesi uygulanır. Burma yüklemesi mesafesinin hesaplanması ise iki tekerin taban aralığına göre hesaplanır. Aynı ray üzerindeki tekerlek taban aralığının %0.5'i burma yüklemesi mesafesi olarak uygulanır. Bu değer 1800 mm taban aralığı için düşünüldüğünde 9 mm dikey mesafeye eşittir.

Bölüm 3.3.9.2'de belirtilen yüklemeleri tablo haline getirmek yorulma yüklemelerinde karışıklığı önlemek adına faydalı olacaktır. Yorulma yüklemesi durumu için tablo aşağıdaki gibidir (Tablo 3.6).

Tablo 3.6 : Yorulma Durumu Kuvvet Tablosu

	<b>Fzp(kN)</b>	<b>Fz1(kN)</b>	<b>Fy(kN)</b>	<b>Burulma Mesafesi(mm)</b>
Maksimum	408.096	102.024	88.290	4.5
Minimum	219.744	54.936	0	-4.5

Boji gövdesi üzerindeki yorulma testi için yükleme çevrim grafiği aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Her 20 çevrimde bir yan yastıkların birine kuvveti uygulanmış diğerine uygulanmamıştır. Aynı şekilde her 20 çevrimde bir pivota uygulanan yan kuvvet yönü değişmiştir. Yorulma testi bu şekil çevrim durumuna göre devam etmiştir (şekil 3.56).

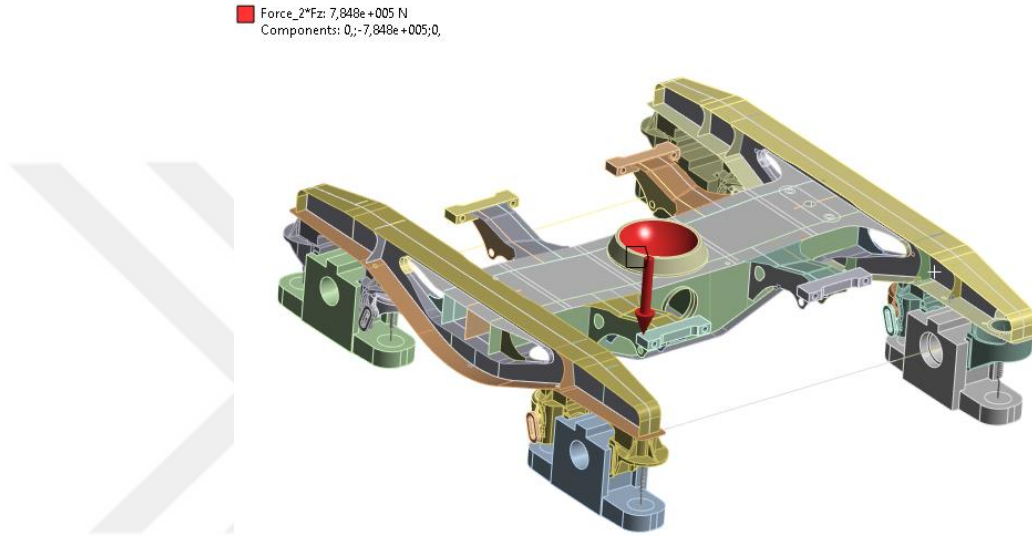


şekil 3.56 : Yorulma Çevrim Grafiği

### 3.3.10 Senaryo Yüklemelerinin Gösterimi

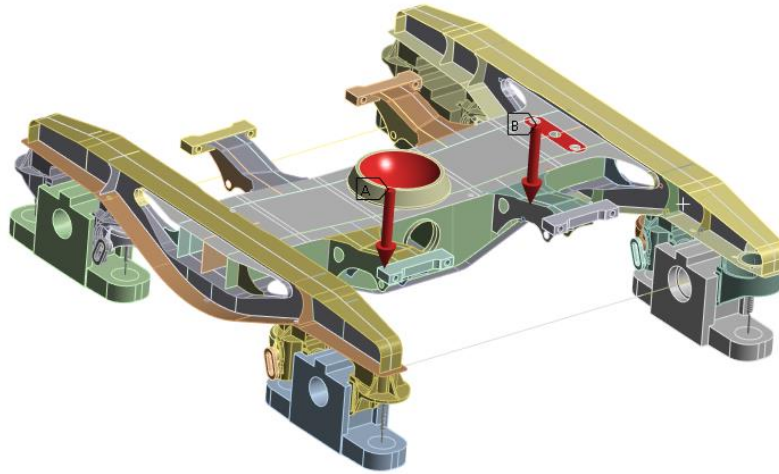
#### 3.3.10.1 Statik Testi İçin Yüklemeler

Gövde üzerindeki yüklemeler Tablo 3.4'e göre uygulanmıştır. Yükleme durumları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 3.57, Şekil 3.58, Şekil 3.59, Şekil 3.60, Şekil 3.61 ve Şekil 3.62)



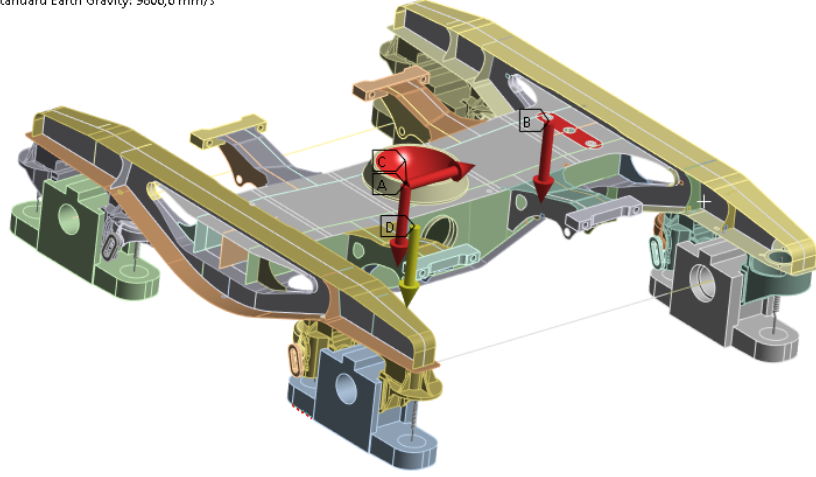
Şekil 3.57 : A1 Yükleme Durumu

A Force\_Fz: 4,1202e+005 N  
B Fz2\_176580N: 1,7658e+005 N



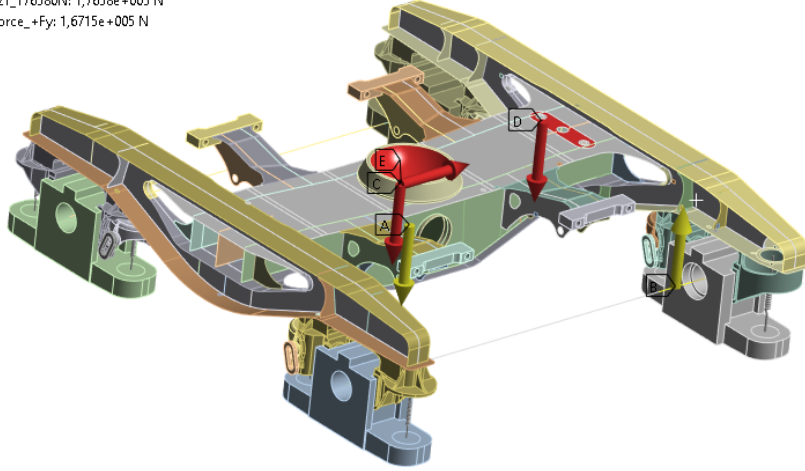
Şekil 3.58 : A2 Yükleme Durumu

- A** Force\_Fz: 4,1202e+005 N
- B** Fz1\_176580N: 1,7658e+005 N
- C** Force\_-Fy: 1,6715e+005 N
- D** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>



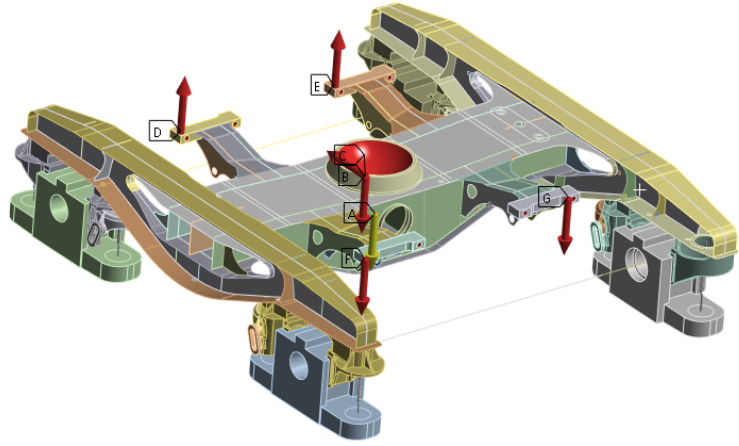
Şekil 3.59 : A3 Yükleme Durumu

- A** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>
- B** Remote Displacement +18mm
- C** Force\_Fz: 4,1202e+005 N
- D** Fz1\_176580N: 1,7658e+005 N
- E** Force\_+Fy: 1,6715e+005 N



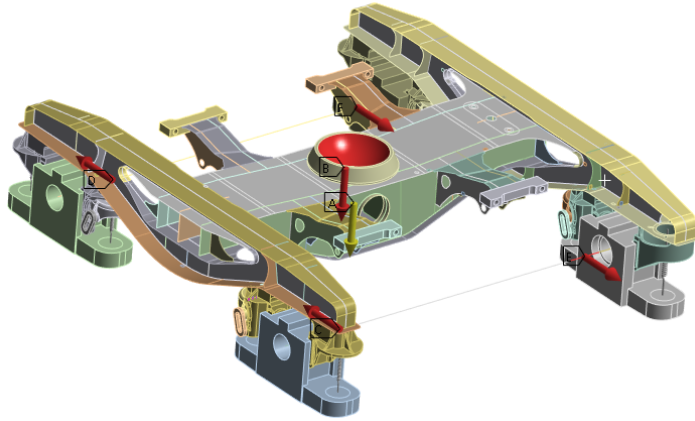
Şekil 3.60 : A4 Yükleme Durumu

- A** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>
- B** Force\_Fz: 5,1012e+005 N
- C** Force\_+Fx: 60300 N
- D** FxBr1: 55000 N
- E** FxBr1: 55000 N
- F** FxBr2: 55000 N
- G** FxBr2: 55000 N



Şekil 3.61 : A5 Yükleme Durumu

- A** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>
- B** Force\_Fz: 3,924e+005 N
- C** Force\_Fx1: 44145 N
- D** Force\_Fx1: 44145 N
- E** Force\_Fx2: 44145 N
- F** Force\_Fx2 2: 44145 N

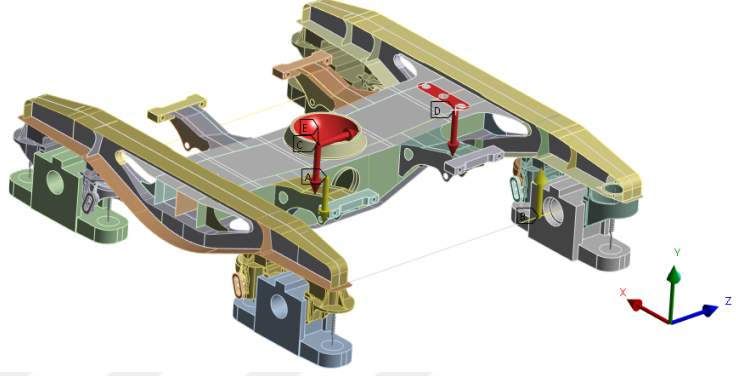


Şekil 3.62 : A6 Yükleme Durumu

### 3.3.10.2 Yorulma Testi İçin Yüklemeler

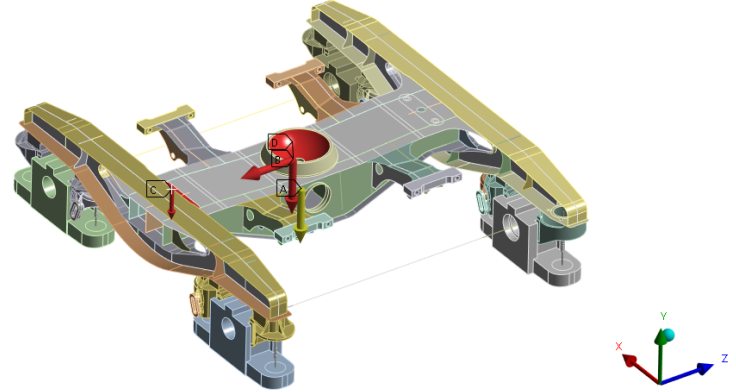
Gövde üzerindeki yüklemeler Tablo 3.5'e göre uygulanmıştır. İlk 20 çevrim ve ikinci 20 çevrim yükleme durumları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 3.63 ve Şekil 3.64).

- A Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>
- B Remote Displacement: -4,5 mm
- C Force\_Fz: 4,081e+005 N
- D Force\_Fz2\_102024: 1,0202e+005 N
- E Force\_+Fy: 88290 N



Şekil 3.63 : Yorulma Testi Yükleme Durumu (1)

- A Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>
- B Force\_Fz: 4,081e+005 N
- C Force\_Fz2\_102024: 1,0202e+005 N
- D Force\_+Fy: 88290 N



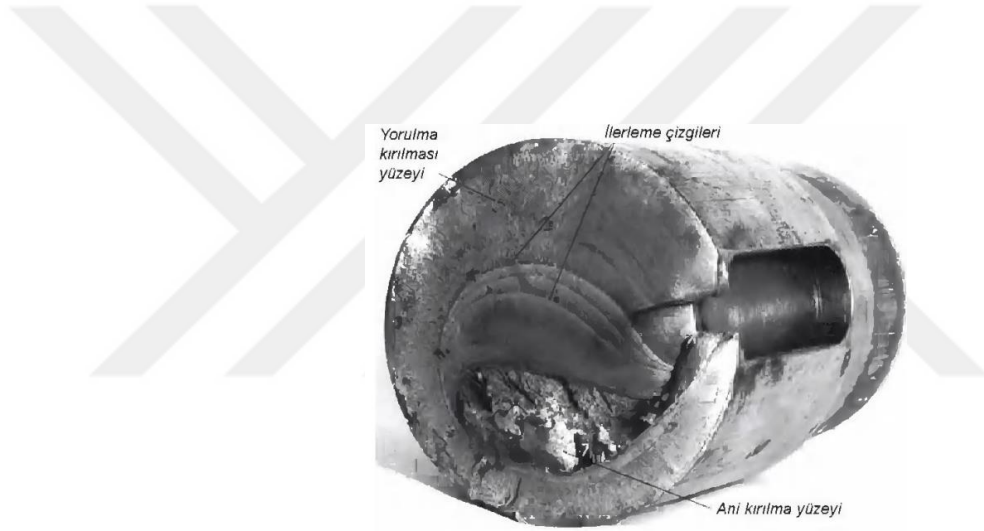
Şekil 3.64 : Yorulma Testi Yükleme Durumu (2)

### 3.4 Kaynak Dikişlerindeki Yorulmanın İncelenmesi

Bu başlıkta metallerin yorulması konusu detaylı bir şekilde işlenmeyecek olup ağırlıklıla kaynak yorulmasının incelenmesi ve değerlendirilmesi üzerinde durulacaktır. Fakat yorulma konusunda bilinmesi gereken temel kavramlar mevcuttur.

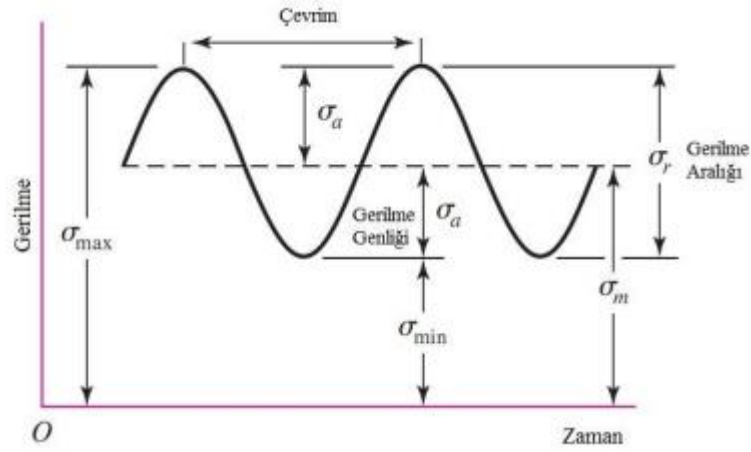
#### 3.4.1 Yorulma Dayanımına Ait Genel Tanımlar

Parça üzerine tek sefer kuvvet uygulandığında herhangi bir hasar meydana getirmeyen fakat tekrarlı uygulamalarda kırılma veya çatlak oluşmasına yorulma denir. Yorulma parça üzerinde küçük bir çatlak oluşturur. Çatlağın uç kısmı elastik-plastik gerilme ortamında gelişir ve çatlak makro boyutta elastik gerilmeler altında büyür. Sonuç olarak kırılma meydana gelir.



Şekil 3.65 : Yorulma Hasarı Örneği[38]

Gerilme-zaman eğrisinde periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına çevrim denir. Örneğin, sinüs fonksiyonu şeklindeki grafikte iki tepe arası uzaklık çevrim olarak isimlendirilir. İki adet çevrim bir tekrar olarak isimlendirilir (Şekil 3.66).



Şekil 3.66 : Gerilme-Zaman Grafiği[40]

Şekil 3.66'ya göre;

$\sigma_{\max}$  = Maksimum gerilme → Periyottaki en büyük gerilme

$\sigma_{\min}$  = Minimum gerilme → Periyottaki en küçük gerilme

$\sigma_m$  = Ortalama gerilme → Periyottaki maksimum ve minimum gerilmenin aritmetik ortalaması

$\sigma_r$  = Gerilme aralığı → Periyottaki maksimum ve minimum gerilmenin farkı

$\sigma_a$  = Gerilme genliği → Periyottaki maksimum ve minimum gerilme farkının ortalaması

$R$  → Gerilme oranı

$N$  → Çevrim sayısı

$\sigma_m$ ,  $\sigma_a$ ,  $\sigma_r$  ve  $R$ 'nin hesaplanması aşağıdaki formüllerde gösterilmiştir.

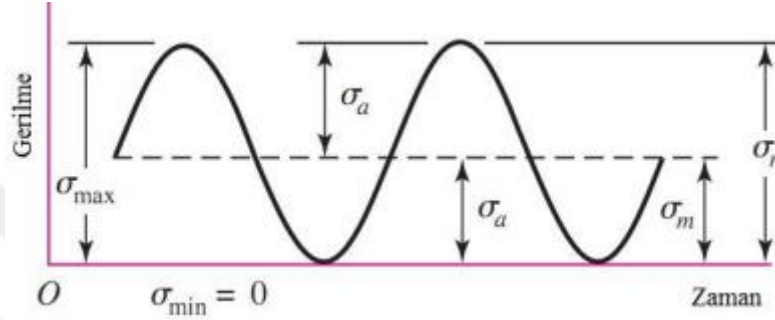
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3.32)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3.33)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (3.34)$$

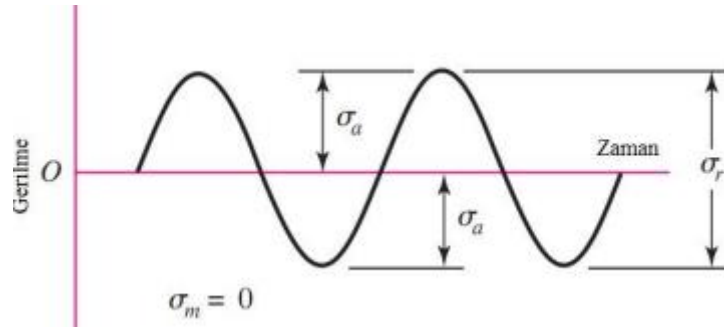
$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (3.35)$$

Eğriler tekrarlı gerilme durumu veya tam değişken gerilme durumunda olabilir. Tekrarlı gerilme durumunda alt gerilme olan  $\sigma_{\min}$  sıfırdır. Bu nedenle gerilme oranı olan  $R=0$  olacaktır (Şekil 3.67).



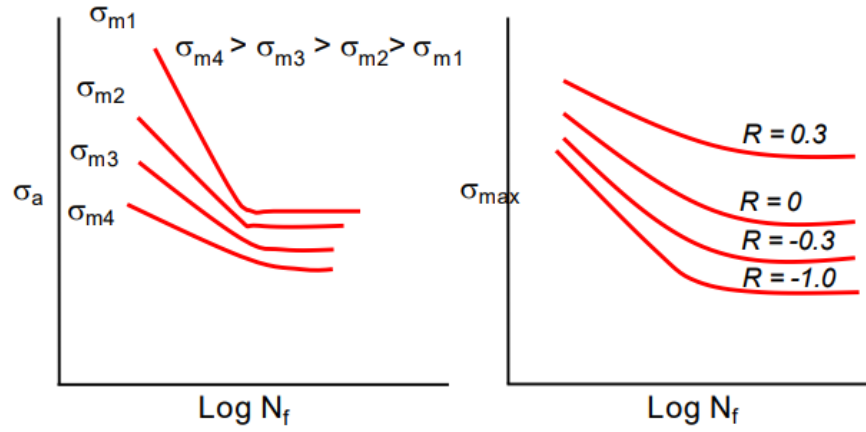
Şekil 3.67 : Tekrarlı Gerilme Durumu[41]

Tam değişkenli gerilme durumunda ise minimum gerilme maksimum gerilmenin eksi işaretlisi olduğu için ortalama gerilme her zaman  $\sigma_m=0$  olacaktır. Gerilme oranı ise bu durumda  $R=-1$  olacaktır. Gerilme oranı bakımında en kötü durum yapı üzerinde hem çekme(+) hem de basma(-) gerilmelerinin aynı genlikte ve zıt işaretli olduğu durumdur (Şekil 3.68).



Şekil 3.68 : Tam Değişken Gerilme Durumu[41]

Ortalama gerilmenin artması yorulma dayanımını düşürürken, gerilme oranının artması yorulma dayanımını artırır (Şekil 3.69).



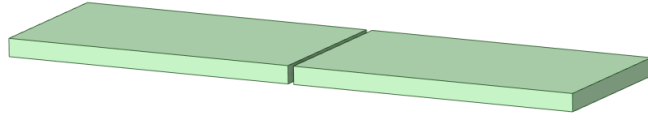
Şekil 3.69 : Ortalama Gerilme ve Gerilme Oranının Yorulma Dayanımına Etkisi[42]

Yorulma dayanımlarını etkileyen pek çok neden vardır. Fakat bunlardan üç tanesinin yorulma dayanımı üzerinde etkileri oldukça fazladır.

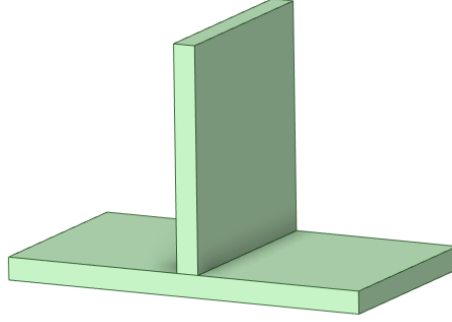
- Çentik etkisi: Kuvvet akışındaki bozukluklar gerilme yığılmalarına neden olur. Çentik bölgesinde gerilme maksimum değere ulaşır. Bu gerilme değeri yığılma faktörüne göre belirlenir. Yığılma faktörü tablolardan seçilir.
- Yüzey faktörü: Yüzey pürüzlülüğünün artması yorulma mukavemetini olumsuz yönde etkiler. Çünkü yorulma yüzeyde başlar. Yüzeyde başlayan çatlak, çentik etkisi yaratacaktır. Yüzeyi parlatılmış olan numunenin yorulma dayanımı talaşlı imalatta işlenmiş parçanın yorulma dayanımından daha yüksektir.
- Parça büyüklüğünün etkisi: Artan numune büyüklüğü yorulma dayanımını azaltır. Aynı gerilme altında çalışan iki parçada büyük olanda, yüzeyde çatlağın başlamasına sebep olacak süreksizliğin bulunma ihtimali daha fazladır. Bu nedenle parça büyüklüğüne göre boyut faktörü belirlenir.

### 3.4.2 Kaynaklı Birleştirme Yöntemleri

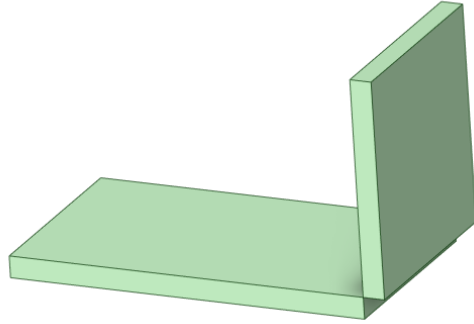
İki veya daha fazla malzemenin basınç veya ısı girdisi kullanılarak birleştirildiği bir imalat yöntemidir. Çok sayıda kaynaklı birleştirme yöntemi vardır. Aşağıdaki şekillerde günümüzde çok sık kullanılan kaynaklı birleştirmeye uygun parçalar gösterilmiştir (Şekil 3.70, Şekil 3.71, Şekil 3.72 ve Şekil 3.73).



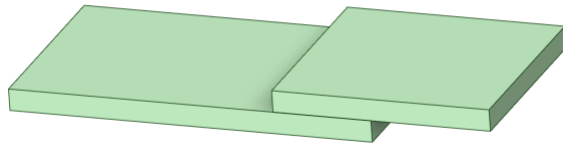
Şekil 3.70 : Alın Kaynağı Uygulanacak Parçalar



Şekil 3.71 : T Kaynağı Uygulanacak Parçalar



Şekil 3.72 : Köşe Kaynağı Uygulanacak Parçalar



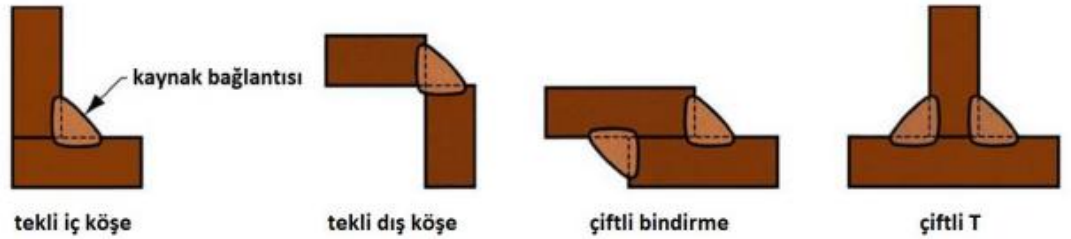
Şekil 3.73 : Bindirme Kaynağı Uygulanacak Parçalar

Alın kaynaklarında alın kaynak yüzeyinin şekli önemlidir. Kaynak ağzının şekline göre kaynak sınıflandırılmaları yapılır (Şekil 3.74).



Şekil 3.74 : Kaynak Ağzı Şekilleri (1) [43]

Köşe kaynağı, T kaynak ve bindirme kaynakları için kaynak ağız şekilleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Köşe kaynağında, bindirme kaynağında ve T kaynakta tek taraftan kaynaklı birleşim yapılabildiği gibi çift taraftan da kaynaklı birleşim yapılabilmektedir (Şekil 3.75).



Şekil 3.75 : Kaynak Ağzı Şekilleri (2) [43]

Kaynaklar teknik resimlerde ağırlıklı olarak semboller ile gösterilirler. Her bir kaynağa ait sembol tanımlanır. Aşağıdaki şekilde kaynak adları ve sembolleri gösterilmiştir (Şekil 3.76).

Kaynak Adı	Sembol	Kaynak Adı	Sembol	Kaynak Adı	Sembol
Kıvrık alın kaynağı		Yarım U kaynağı (J alın kaynağı)		Yarım açık V kaynağı	
Küt Alın kaynağı (I-kaynağı)		Sırt kaynağı		Düz Alın kaynağı	
V-Alın kaynağı		İç köşe kaynağı		Dolgu (kaplama) kaynağı	
Yarım V alın kaynağı		Delik kaynağı (Tıpa kaynağı)		Yüzey kaynağı	
Y kaynağı (Köklü V alın)		Nokta kaynağı		Eğik kaynak	
Yarım Y kaynağı (Köklü V alın)		Dikiş kaynağı		Kenet kaynağı	
U kaynağı		Açık V kaynağı		Çift V kaynağı (X kaynağı)	

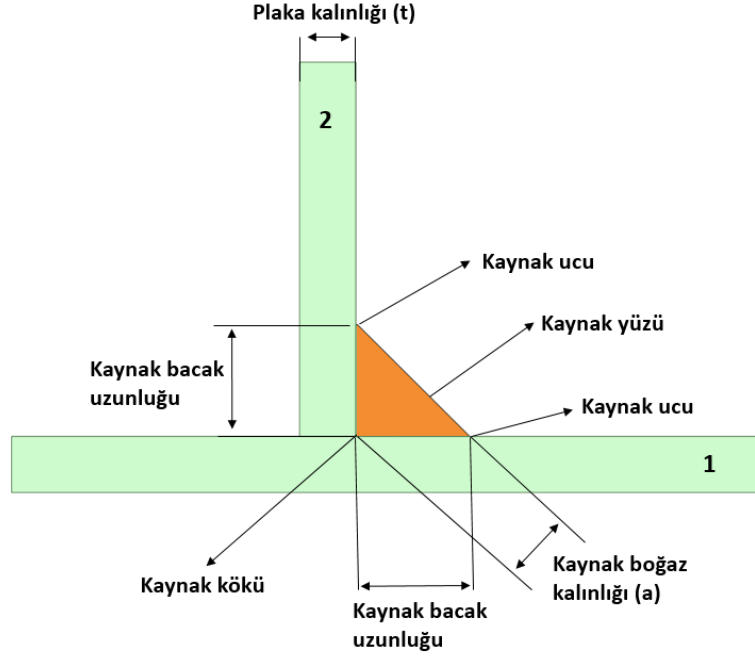
Şekil 3.76 : Kaynak Sembolleri

EN 15085-3 standardı referans alınarak örnek bir T kaynak için örnek gösterimi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.77). Diğer kaynak tipleri için de bilgiler standardın geri kalanında mevcuttur.

No.	Marking	Figure	Symbol	Joint preparation sectional view	Symbolic drawing	Material thickness $t$ (mm)		Angle $\alpha$		Gap $h$ (mm)		Thickness of root face $c$ (mm)		Depth of preparation $h$ (mm)		Design throat thickness $a_R$ (mm)
						Al <sup>a</sup>	Steel	Al <sup>a</sup>	Steel	Al <sup>a</sup>	Steel	Al <sup>a</sup>	Steel	Al <sup>a</sup>	Steel	
11b	HY weld with fillet weld as sealing run <sup>a</sup>					3-15	3-15	50-60	50-60	-	-	$\leq 0,2 t$	$\leq 0,2 t$	-	-	$a_R \leq h + a \leq$
11c	HY weld with additional fillet weld					3-15	3-15	50-60	50-60	-	-	$\leq 0,2 t$	$\leq 0,2 t$	-	-	$a_R \leq h \leq t_1$ in special cases: $a_R \leq h + a \leq$
12	Joint between three members					4-20	4-20	30-40	20-40	4-10	4-10	-	-	-	-	$a_R = b^f$ $a_R = t_2^g$
13a	Fillet weld					Al: $a_{\max}$ 3 mm, $a_{\max}$ 12 mm Steel: $a_{\max}$ 2 mm, $a_{\max}$ 12 mm										$a_R = a \leq 0,7 \times t_1$
13b	Double fillet weld					Al: $a_{\max}$ 3 mm, $a_{\max}$ 12 mm Steel: $a_{\max}$ 2 mm, $a_{\max}$ 12 mm										$a_R = a_1 + a_2 \leq t_1$ $a_{\max} \leq 0,7 \times t_{\max}$

Şekil 3.77 : EN 15085-3 Standardına Göre T bağlantı Kaynağı Gösterimi [29]

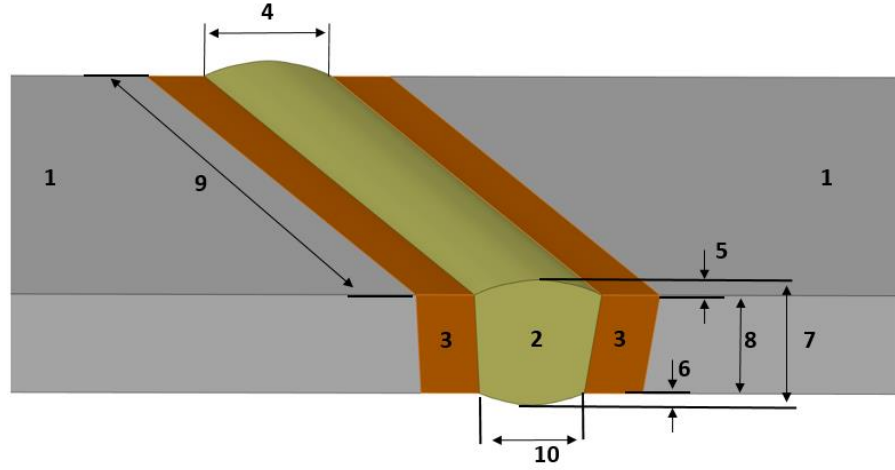
Tek taraflı dolgu kaynağı yapılan bir T bağlantıdaki kaynak için yapılan tanımlamalar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.78).



Şekil 3.78 : T Kaynaklı Birleşimindeki İfadeler

Bu çalışmada özellikle T kaynak tipi uygulanan parçalarda 1 numaralı parça ana metal, 2 numaralı parça ise bağlantı metali olarak isimlendirilecektir.

V alın kaynağı ile birleştirme yapılmış iki metalin görüntüsü ise aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Kaynaklı birleşimdeki ifadeler ve bölgeler belirtilmiştir (Şekil 3.79).



Şekil 3.79 : V Alın Kaynaklı Birleşimdeki İfadeler

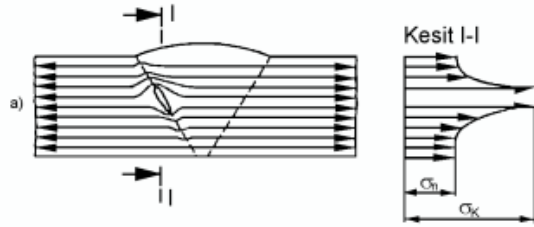
Numaralandırılmış ifadeler şunları temsil etmektedir.

- 1 : İş Parçası
- 2 : Kaynak Dolgu Metali
- 3 : Isı Tesiri Altındaki Bölge (ITAB)
- 4 : Kaynak Genişliği
- 5 : Kaynak Takviyesi
- 6 : Kaynak Kök Paso Derinliği
- 7 : Kaynak Boğaz Kalınlığı
- 8 : Kaynak Etken Boğaz Kalınlığı (Parça kalınlığı)
- 9 : Kaynak Genişliği
- 10 : Kaynak Kök Genişliği

Kaynak boğaz kalınlığı birleştirilecek olan parçanın kalınlıklarına göre belirlenir. Maksimum boğaz kalınlığının(a) hesaplanması şu şekildedir. Diğer kaynaklı birleştirme yöntemleri için boğaz kalınlıklarına EN-15085-3 standardından ulaşılabilir.

$$a_{\text{maksimum}} = 0.7 \times t_{\text{minimum}} \quad (3.36)$$

Kaynaklı birleştirme esnasında oluşabilecek hatalardan mümkün olduğunda kaçınılmalıdır. Yapının yapısal gerekliliklerini sağlayabilmesi için kaynakların içinde veya dışında hata olmamalıdır. Kaynaklama esnasında iç hatalar genellikle kaynak dolgusu içerisinde eksik birleşmeden kaynaklanan boşluklar şeklinde kendini gösterir. Eğer yapı dış bir kuvvet ile zorlanırsa içeride bulunan boşluk çentik etkisi yaratacaktır. Bu durum ilave gerilme yığılması yaratacak ve kaynak yorulma dayanımını olumsuz yönde etkileyecektir. Böyle bir durumda röntgen ışın muayenesiyle hataların tespit edilmesi ve gerekli önlemlerin alınması zorunludur [43]. Aşağıdaki şekilde hatalı alın kaynağı dikişi gösterilmiştir.



Şekil 3.80 : Hatalı Alın Kaynak Dikişi [44]

Dış kaynak birleşim hataları ise aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

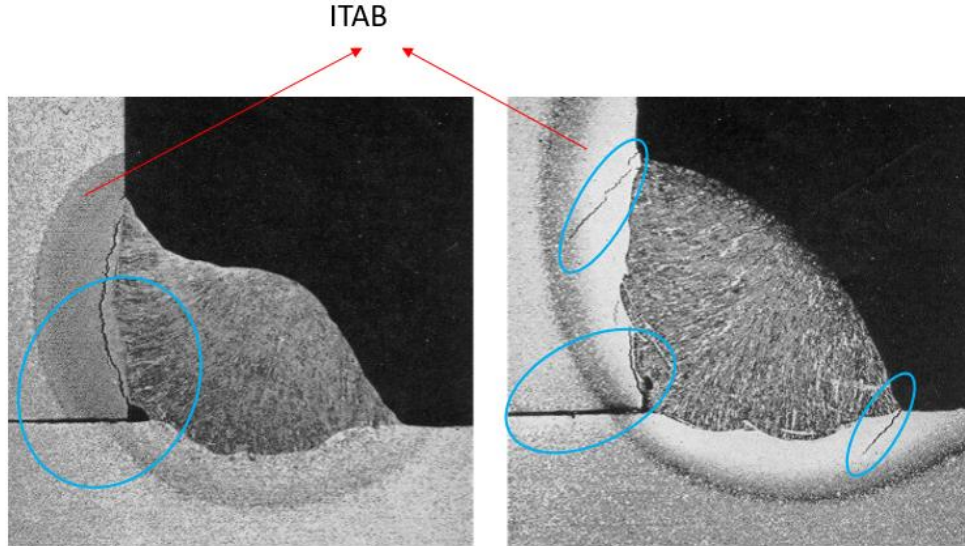
	Çift taraflı kaynak yapılmış	Tek taraflı kaynak yapılmış
a) Eksen kayması		
b) Yanma çentikleri		
c) Kök çentikleri		
d) Sarkık dikiş kökü		
e) Dikiş kökündeki iç bükeylik		
f) Dikiş yüzeyindeki iç bükeylik		
g) Açık hatalar( gözenekler, cüruf kalıntıları, vs. )		
h) Simetrik olmayan iç köşe dikişi		
i) Aşırı dikiş yüksekliği		

Şekil 3.81 : Kaynaklı Birleşimlerde Oluşması Muhtemel Dış Hatalar[44]

### 3.4.3 Kaynaklı Birleşimlerde ITAB Bölgesi

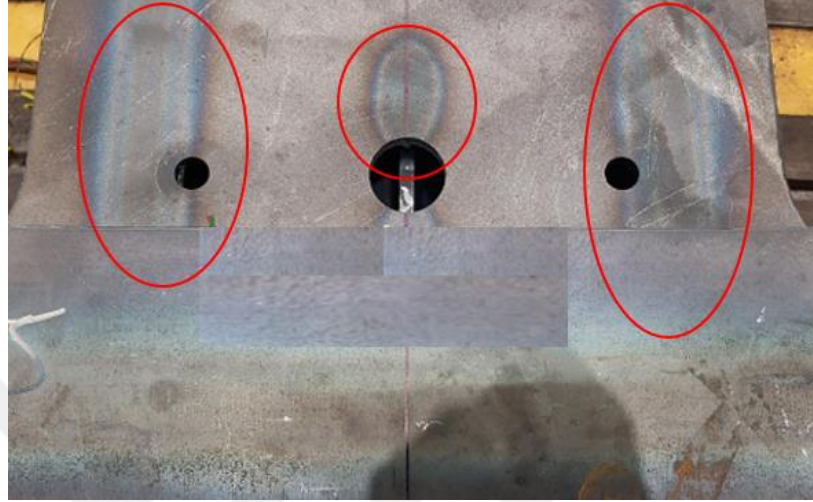
Kaynaklı birleştirmelerde yorulma dayanımı ana metalin yorulma dayanımından daha düşüktür. Çünkü kaynak dolgu metalinin mukavemeti ana metalin mukavemetinden daha düşüktür. Kaynak geometrisi gerilim konsantrasyonuna yol açmaktadır. Gerilme kaynak ucunda veya kaynak kökünde en yüksek değerlere ulaşır. Bu bölgeler dikkatli bir şekilde incelenmeli ve değerlendirilmelidir. Çatlak başlangıç bölgeleri genelde kaynak bölgelerinde gözlemlenir.

Kaynak dikişi sırasında ana malzeme yüksek bir sıcaklıkta ısıtılır. Sonrasında hızlı soğuyan bölgelere ITAB denir. Bu bölgelerde mikro yapıda değişiklikler gözlemlenebilir. Öncesinde yapılmış olan ısıl işlemi geçersiz kılabilir. Malzeme özelliklerindeki yerel değişimler numune için adeta çentik etkisi gibi davranmakta ve kırılmalar ağırlıklı olarak ITAB bölgesinde oluşmaktadır. Aşağıdaki şekilde ITAB bölgesinde kaynak kök ve ucunda meydana gelen çatlaklar mavi halkalar içerisinde gösterilmiştir.



Şekil 3.82 : ITAB ve Çatlak Oluşumu

Aşağıdaki şekilde boji gövdesi üzerindeki kaynak dikişi uygulama sonrası oluşan kırmızı halkalar içinde gösterilen ITAB bölgesi açık bir şekilde görülmektedir (Şekil 3.83).



Şekil 3.83 : Kaynak Sonrası Oluşan ITAB Bölgesi

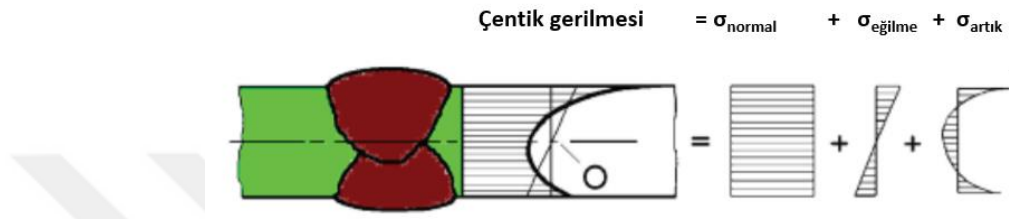
#### 3.4.4 Kaynak Dikişlerindeki Gerilmelerin Değerlendirilmesi

Kaynak dikişli birleştirmelerde yorulma dayanımlarının incelenmesinde kaynaksız parçalarda olduğu gibi gerilmelerin değerlendirilmesi büyük bir öneme sahiptir. Kırılma gözlemlenen kaynak dikişli parçaların çatlak başlangıç noktaları incelendiğinde hasarların genellikle kaynak kökü ve kaynak ucunda olması bu sebeptir. Kaynaklı birleştirmelerde gerilme dağılımlarının incelenmesi, yorulma dayanımlarının belirlenmesinde önemli bir role sahiptir[44].

Kaynaklı birleştirmelerde yorulma dayanımlarının hesaplanabilmesi amacıyla uygulamalarda sıkça rastlanan kaynaklı birleştirme yöntemleri için çeşitli yorulma kategorilerinin sunulduğu “Uluslararası Kaynak Enstitüsü” yönetmeliğinden faydalanılır. Bu yönetmelik IIW yönetmeliği olarak da bilinir. İncelenen kaynak dikişinin, IIW dokümanında belirtilen tablolardaki kaynak bağlantı tipine uygun olduğu durumlarda farklı yaklaşımlar mevcuttur. Ayrıca dokümanda her bir yaklaşıma ait S-N eğrileri mevcuttur. Bu yaklaşımları şöyle sıralayabiliriz.

- Nominal gerilme yöntemi
- Sıcak nokta gerilme yöntemi
- Çentik gerilme yöntemi

Kaynak dikişi civarında oluşan gerilmeler aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi ifade edilir.



Şekil 3.84 : Kaynak Dikiş Bölgesindeki Gerilmeler [46]

Yukarıdaki şekil 3.84'e göre çentik gerilmesini oluşturan gerilme türlerini şöyle açıklayabiliriz.

- $\sigma_n$  = Kesti boyunca değişmeyen gerilme
- $\sigma_{eğilme}$  = Eğme yüklemesi sebebi ile kesitte oluşan gerilme
- $\sigma_{artık}$  = Kaynak dikiş geometrisinden dolayı oluşan artık gerilme

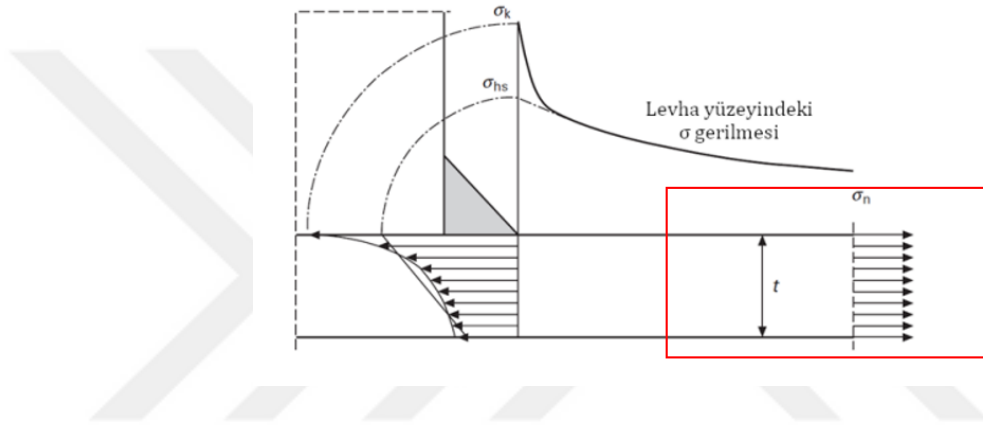
#### 3.4.4.1 Normal Gerilme Yöntemi

Kaynak dikişlerinde yorulma değerlendirmelerinde kullanılan en temel gerilme türüdür. Kaynak dikişine yakın yerdeki gerilme yığılımlarından etkilenmez. Kaynak geometrilerinin basit olması durumunda nominal gerilme aşağıdaki formülde gösterildiği üzere basit bir şekilde hesaplanabilir. Karmaşık geometriye sahip yapılarda SEM kullanılması daha uygundur.

$$\sigma_{nominal} = \frac{F_{eksenel}}{A} + \frac{M_e \cdot c}{I} \quad (3.37)$$

- $M_e$  = Eğilme momentidir.
- $C$  = Tarafsız(nötr) eksene olan uzaklık
- $I$  = Atalet momenti

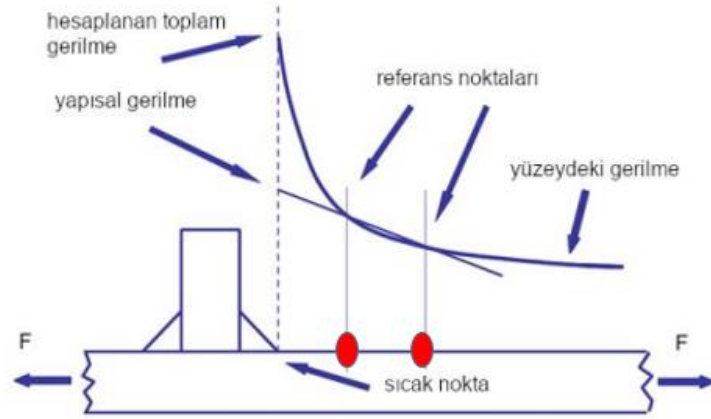
Gerilmelerin numune kesit alanı boyunca değişmediği durumlarda normal gerilme yöntemi uygulanır. Geometriden kaynaklı gerilme yükselmeleri göz ardı edilir. Kaynak bağlantısındaki öngörülen hasar kaynak ucunda bekleniyorsa bu yöntem kullanılabilir.



Şekil 3.85 : Kaynak Dikişinde Eksenel Yükleme Durumunda Oluşan Gerilmelerin Şematik Gösterimi [45]

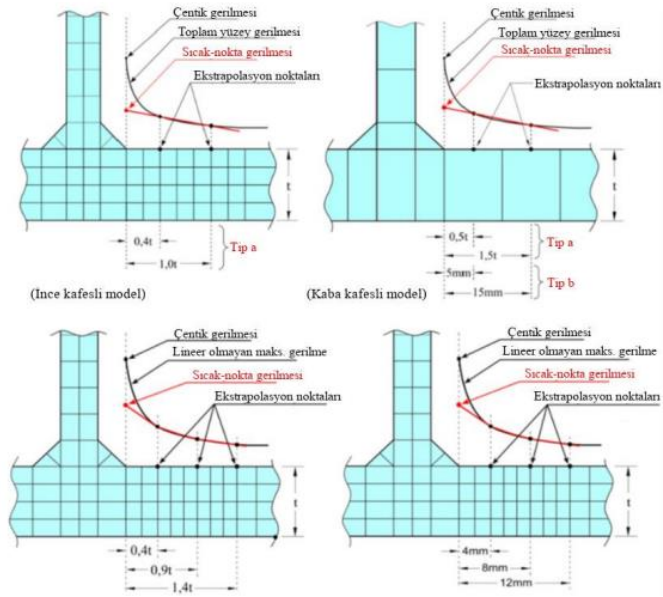
#### 3.4.4.2 Sıcak Nokta Gerilme Yöntemi

Geometriden kaynaklanan gerilmeler hesaba katılırken, kaynak geometrisinden kaynaklanan gerilmeler dikkate alınmaz. Ağırlıklı olarak plakalara uygulanır. Normal gerilme yönteminin uygulanamadığı daha karmaşık kaynaklı birleştirmelerde kullanılır. Eğer kaynak dikişinde öngörülen hasar hem kaynak ucu hem de kaynak kökünde bekleniyorsa bu yöntem kullanılabilir.



Şekil 3.86 : Kaynak Dikişinde Gerilmelerin Tespiti [45]

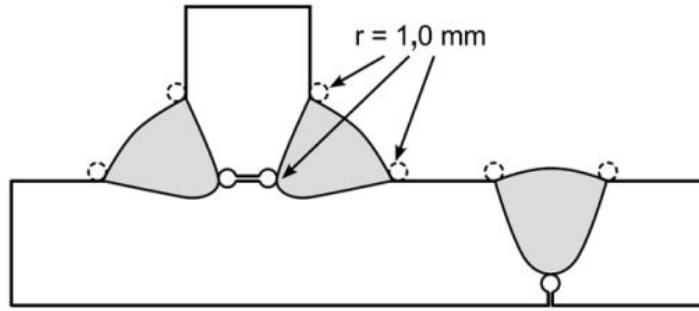
SEM kullanıldığında referans noktaları ağ örgüsünün sıklığına göre seçilir(Şekil 3.87). Kabuk ve katı elemanlarda sıcak nokta gerilme hesabı yapılabilmektedir.



Şekil 3.87 : Kaynak Gerilmelerinin Tespitinde Kullanılan Referans Noktalarının Ağ Örgüsüne Göre Belirlenmesi [45]

### 3.4.4.3 Çentik Gerilme Yöntemi

Kaynaklı birleştirme yöntemlerinde kaynak ucu ve kaynak kökünün çentik etkisi oluşturmasına bağlı olarak kaynak yorulma hesaplarının yapılması amacıyla kullanılır. Normal gerilme ve sıcak nokta gerilme yöntemlerinin uygulanamadığı durumlarda çentik gerilme yöntemi kullanılır. Özellikle kaynak kökündeki çatlak başlangıcı öngörüldüğü durumlarda tercih edilir. Kaynak ucu ve kaynak kökünde genelde yarıçapı 1 mm'lik bir radyus tanımlaması yapılır. IIW dokümanında bu radyus etkin radyus olarak tanımlanmaktadır.

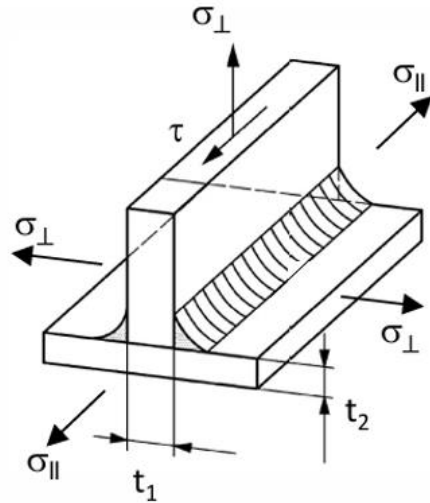


Şekil 3.88 : Kaynaklı Birleştirmelerde Çentiklerin Yuvarlatılması [45]

### 3.4.5 DVS 1612 Standardına Göre Kaynak Yorulmasının Değerlendirilmesi

DVS 1612 standardı, çelikten yapılmış kaynaklı yapıların detaylarını içerir. Raylı taşıtlar için son derece önemli bir standarttır. Kaynaklı birleştirme detayları EN 15085-3 standardına benzer şekilde belirtilmiştir. Sac metal kalınlıkları 2 mm ve daha kalın plakalar için geçerlidir.

Bu standartta kaynaklı birleştirmeler için gerilme tayini normal gerilme yaklaşımı kullanılarak belirlenmiştir. Yapısal ve kaynak Őekillerinin neden olduğu gerilmelerdeki artışlar MKJ (Moore-Kommers-Japer) diyagramında gösterilmiştir. İzin verilen maksimum gerilme değerleri diyagramda ilgili çentik eğrilerinde gösterilmiştir. Hesaplanan normal gerilim en yüksek gerilmeye maruz kalan konuma göre değerlendirilir. Gerilmeler SEM ile doğrulanması durumunda, normal gerilme kaynaktan ucundan belirli bir mesafeden hesaplanır. Yanal gerilmelere maruz kalan kaynak dikişlerindeki gerilme kaynak ucundan belirli bir mesafeden değerlendirilir. Bu mesafe değeri plaka kalınlık değerinin 1.5 katıdır. Kaynak dikişi üzerindeki normal gerilme, yanal gerilme ve kayma gerilmesinin gösterimi aşağıdaki Şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.89).



Şekil 3.89 : Kaynak Dikişine Etki Eden Gerilmeler

Kaynak dikişi üzerindeki gerilme bileşenleri şu Şekilde açıklanabilir.

- $\sigma_{\perp}$  = Kaynak dikişine dik normal gerilme
- $\sigma_{\parallel}$  = Kaynak dikişine paralel normal gerilme
- $\tau_{\parallel}$  = Kaynak dikişine paralel kayma gerilme

Kaynak dikişlerindeki dayanıklılık mukavemetlerinin değerlendirilmesi için  $\sigma_{\perp}$ ,  $\sigma_{\parallel}$  ve  $\tau_{\parallel}$  dikkate alınır. Dayanıklılık mukavemeti her bir bileşen için ayrı ayrı yapılmalıdır.

$$\frac{\sigma_u}{\sigma_{u,zul}} \leq 1, \quad \frac{\sigma_{\perp}}{\sigma_{\perp,zul}} \leq 1, \quad \frac{\tau_u}{\tau_{u,zul}} \leq 1 \quad (3.38)$$

Burada  $\sigma_{u,zul}$ ,  $\sigma_{\perp,zul}$  ve  $\tau_{u,zul}$  MKJ diyagramına göre izin verilen maksimum mukavemet dayanım değerlerini göstermektedir. Bu denklemler kalınlıkları 2-10 mm arasında değişen sac metal plakalar için geçerlidir. Kalınlık 10 mm'nin üzerinde ise aşağıdaki denklem kullanılır.

$$\sigma_{u,zul,t} = \sigma_{u,zul,t,MKJ} \left( \frac{10mm}{t} \right)^{0.1} \quad (3.39)$$

$$\sigma_{\perp,zul,t} = \sigma_{\perp,zul,t,MKJ} \left( \frac{10mm}{t} \right)^{0.1} \quad (3.40)$$

$$\tau_{\parallel,zul,t} = \tau_{\parallel,zul,t,MKJ} \left( \frac{10mm}{t} \right)^{0.1} \quad (3.41)$$

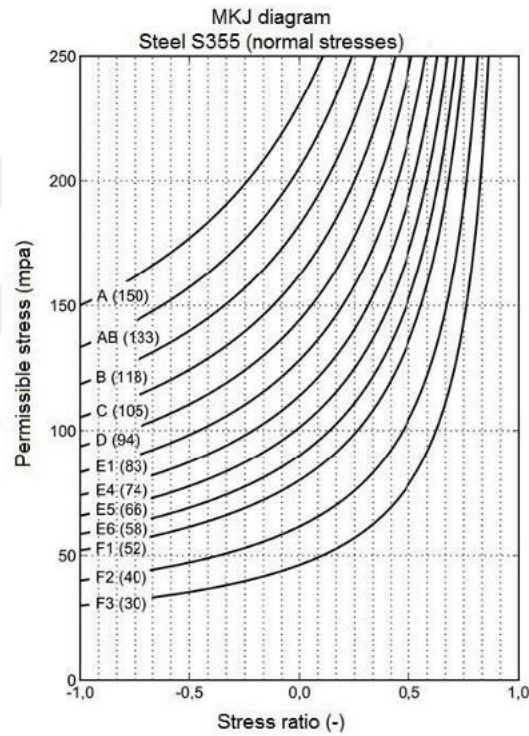
Kaynak dikişi üzerinde birden fazla gerilme bileşeni varsa dayanıklılık mukavemeti şu formüle göre yapılmalıdır.

$$\left( \frac{\sigma_u}{\sigma_{u,zul}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{\perp}}{\sigma_{\perp,zul}} \right)^2 - \frac{\sigma_u}{|\sigma_{u,zul}|} \cdot \frac{\sigma_{\perp}}{|\sigma_{\perp,zul}|} + \left( \frac{\tau}{\tau_{u,zul}} \right)^2 \leq 1.1 \quad (3.42)$$

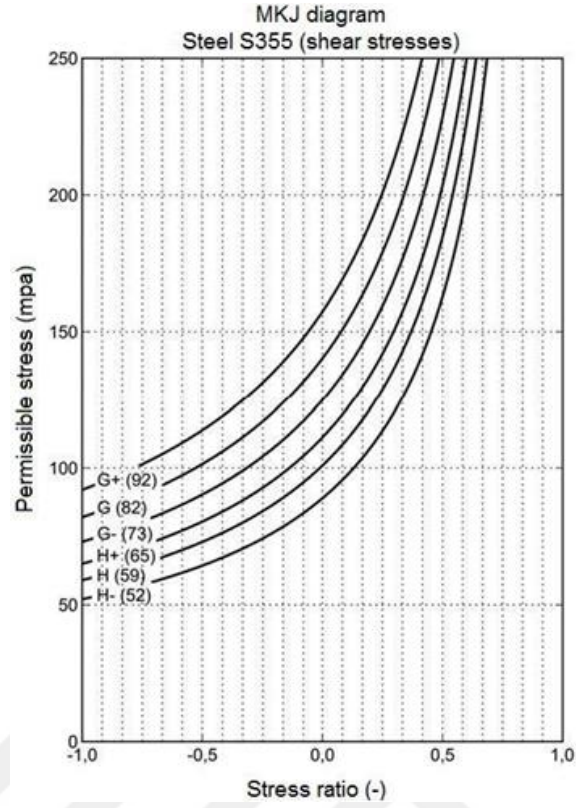
Bu çalışmada dayanıklılık mukavemeti gerilme faktörü olarak değerlendirilecektir. Kaynakların 15085-3 standardına göre yorumlanması gerilme faktörüne göre yapılacaktır.

En yüksek gerilme kaynak ucunda ortaya çıkması durumunda plaka kesitinden hesaplanan normal gerilme yöntemi belirleyici olacaktır. Normal gerilmeler kaynak kesitine ve kaynak boğaz kalınlığına göre değerlendirilir. Bu nedenle boğaz kalınlığı bu kısımda önem arz etmektedir.

MKJ diyagramında her bir gerilme bileşeni için genlik oranı aralıkları +1 ve -1 arasındadır. Aşağıdaki şekillerde S355 çelik malzemesi için normal ve kayma gerilmelerine göre MKJ diyagramı gösterilmiştir (Şekil 3.90 ve Şekil 3.91).



Şekil 3.90 : Normal Gerilme Durumunda S355 Malzemesi İçin MKJ Diyagramı

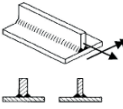
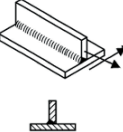
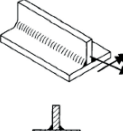


Şekil 3.91 : Kayma Gerilme Durumunda S355 Malzemesi İçin MKJ Diyagramı

Diyagramlardaki eğrileri temsil eden çentik harfleri ve bu harflere karşılık gelen izin verilen maksimum gerilmeler gösterilmiştir. Harflerin anlamları DVS 1612 standardında açık bir şekilde gösterilmiştir. Kesme gerilmelerine ait harfler şu anlama gelmektedir.

- G+ : Temizlenmiş ana metal
- G : Tam nüfuziyetli alın kaynağı
- G- : Kısmi nüfuziyetli alın kaynağı
- H+ : Tam nüfuziyetli T kaynağı
- H : Çift taraflı kısmi nüfuziyetli T kaynağı
- H- : Tek taraflı kısmi nüfuziyetli T kaynağı

DVS 1612 standardına göre T bağlantı kaynağı, bağlantı metali için örnek bir resim aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 3.92).

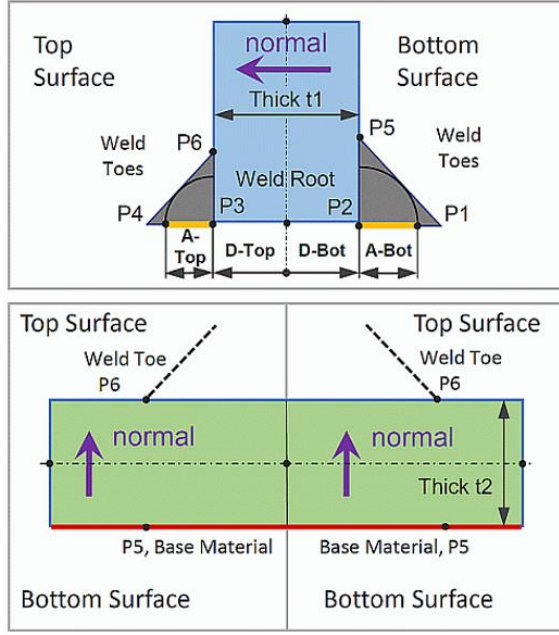
Joint and seam formation					Type and scope of test	Weld performance class according to DIN EN 15085-3	Notch case line	Remarks
Representation	Description	Type of weld	Weld no. according to DIN EN 15085-3	Dressed weld face				
	Full penetration weld on both sides with backing run	Double-bevel weld Single-bevel weld with fillet weld as backing run Single-bevel weld with backing run	7 10b	Yes	10 % NDT V	CP B & CP C1	B	
					Visual inspection	CP C2	B-	
			10d	No	10 % NDT V	CP B & CP C1	C	
					Visual inspection	CP C2	C-	
	Full penetration weld on one side	Single-bevel weld Single-bevel weld with additional fillet weld Single-bevel weld with backing	10a <sup>1)</sup> 10c <sup>1)</sup>	Yes	10 % NDT V	CP B & CP C1	B	
					Visual inspection	CP C2	B-	
			10e <sup>1)</sup>	No	10 % NDT V	CP B & CP C1	C	
					Visual inspection	CP C2	C-	
	Partial penetration weld on both sides	Double-bevel weld with root face and root gap Single-bevel weld with root face, root gap and fillet weld as backing run Double fillet weld	9	Yes	10 % NDT S	CP B & CP C1	B	
					Visual inspection	CP C2	B-	
			11b 13b	No	10 % NDT S	CP B & CP C1	C	
					Visual inspection	CP C2	C-	

Şekil 3.92 : DVS 1612 Standardına göre T Bağlantı Kaynak Değerlendirmesi

### 3.4.6 Geometride Kaynak Modellerinin Kurulması

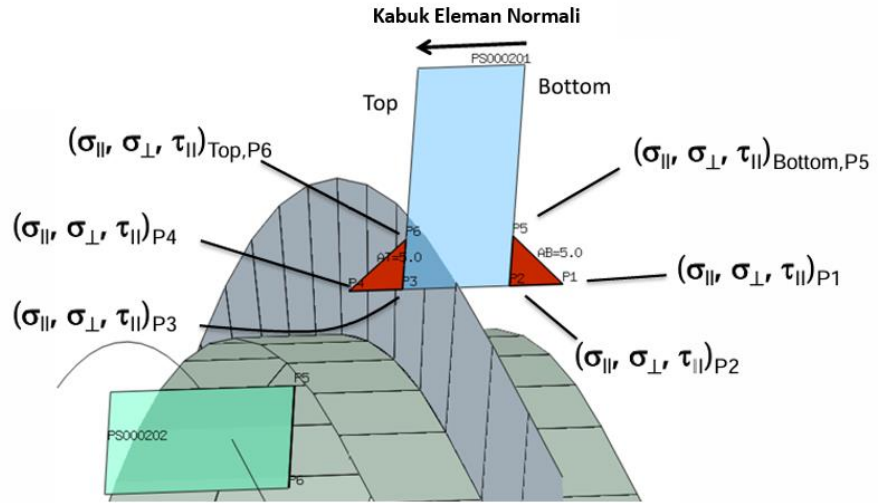
Kaynak dikişi tanımlamaları ticari sonlu elemanlar yazılımı olan Limit programı içerisinde tanımlanmıştır. Ansys Workbench programında hazırlanan analiz geometrisi kullanılmıştır.

Ana metal ve bağlantı metalinin kaynaklı birleştirme durumunda temas eden noktalarında Limit programı içerisinde noktalar tanımlıdır. Burada P1, P5, P6 ve P4 kaynak uçlarını, P2 ve P3 kaynak kökünü, P5 ise ana metalin kaynaklı yüzünü temsil etmektedir. Aşağıdaki şekilde ayrıca mavi parça bağlantı metalini, yeşil parça ise ana metali temsil etmektedir (Şekil 3.93).



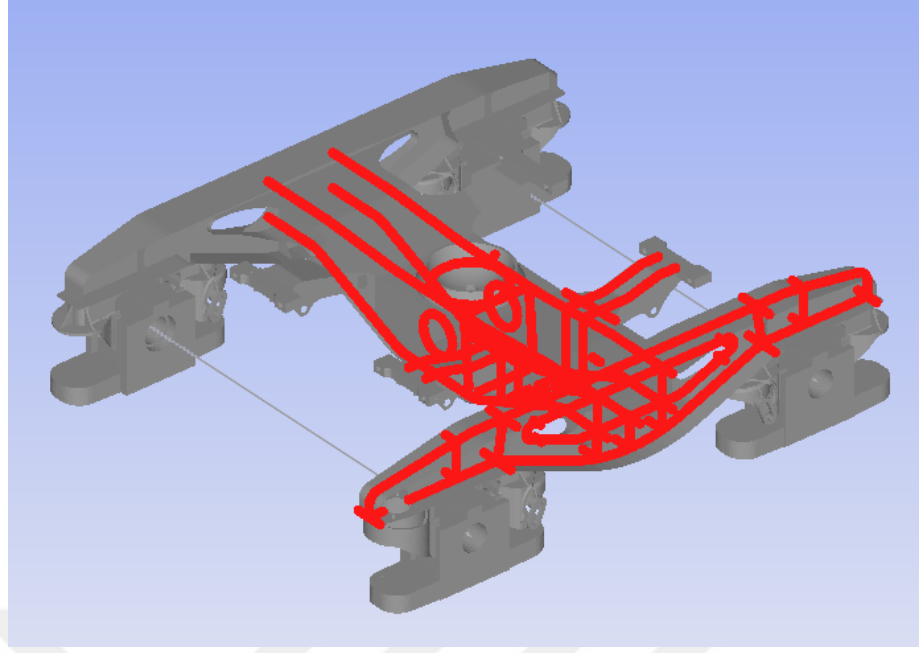
Şekil 3.93 : Kaynak Tanımlaması (1)

Program içerisinde kaynaklı birleşimlerde DVS 1612 standardında bahsedilen çentik harfi sıralamasına dikkat edilmelidir. Gerilmeler sırası ile  $\sigma_{||}$  ,  $\sigma_{\perp}$  ve  $\tau_{||}$  şeklinde olacaktır.



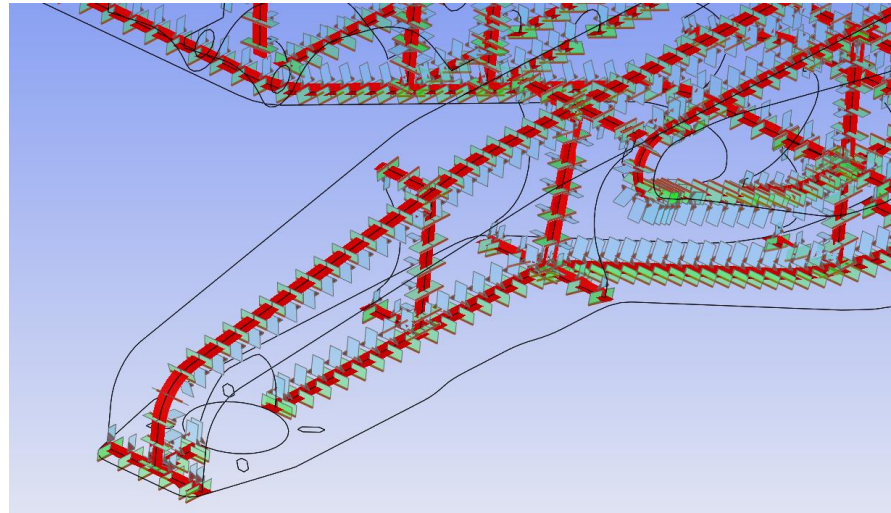
Şekil 3.94 : Kaynak Tanımlaması (2)



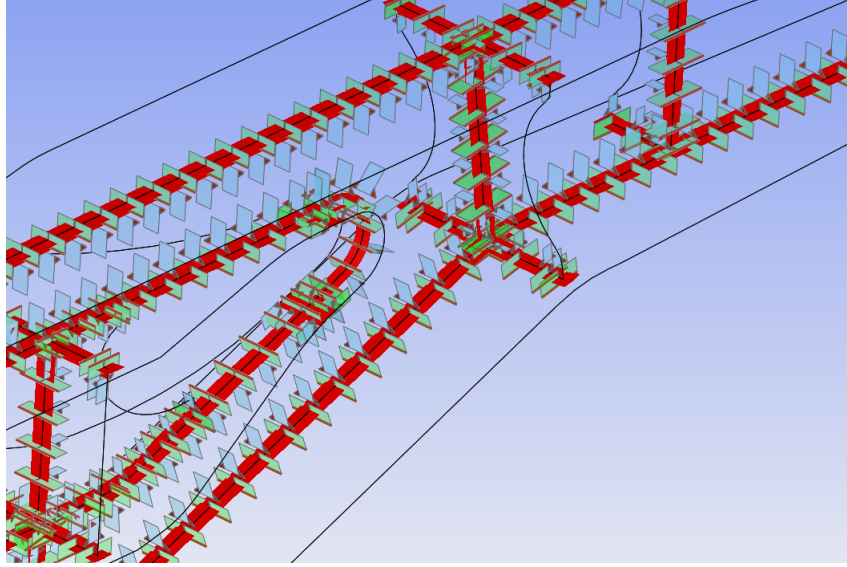


Şekil 3.96 : Model Üzerindeki Kaynak Dikiş Bölgeleri

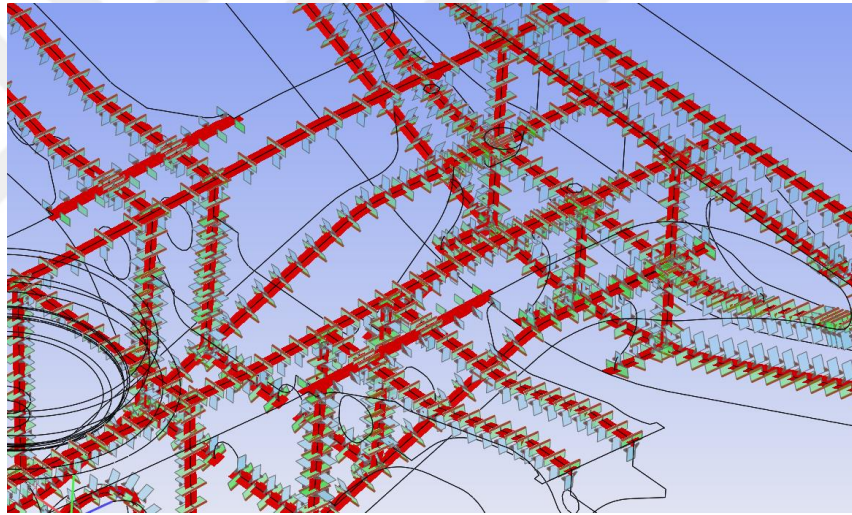
Kaynak dikişi bağlantılarının detaylı görünümü aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 3.97, Şekil 3.98 ve Şekil 3.99).



Şekil 3.97 : Kaynak Dikiş Bağlantıları (1)



Şekil 3.98 :Kaynak Dikiş Bağlantıları (2)



Şekil 3.99 :Kaynak Dikiş Bağlantıları (3)

Kaynak dikişlerinin gerilme faktörü EN 15085-3 standardına göre değerlendirilir. Gerilme faktörlerine göre gerilme kategorileri belirlenir. Gerilme faktörüne karşılık gerilme kategorileri Tablo 3.7’de gösterilmiştir.

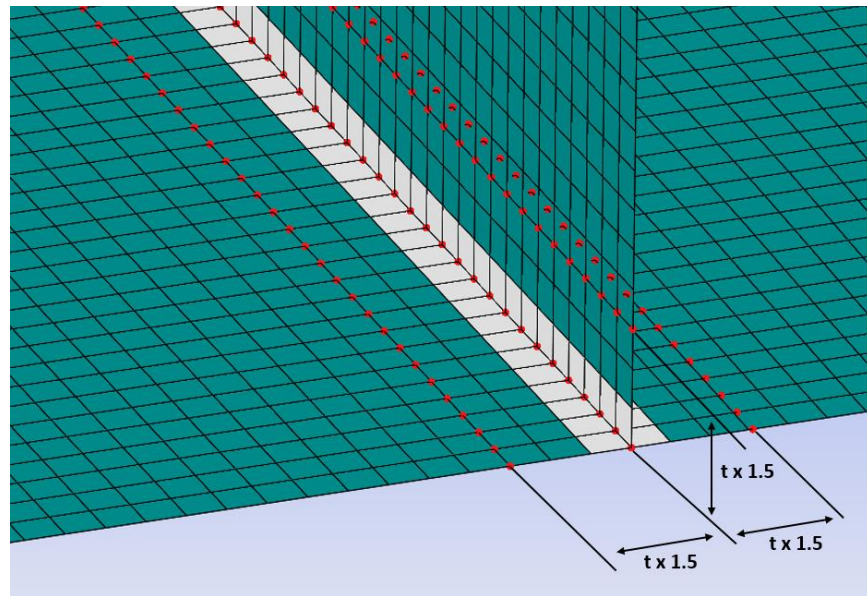
Tablo 3.7 : Gerilme Kategorileri

Gerilme Kategorisi	Gerilme Faktörü(S)
Yüksek	$\geq 0.9$
Orta	$0.75 \leq S < 0.9$
Düşük	$< 0.75$

Gerilme kategorilerinin açıklamaları şu şekildedir.

- Düşük : Kaynaklı bağlantının hasar görmesi, yapının genel yapısının doğrudan bozulmasına neden olmaz. Kişisel yaralanmalarla sonuçlanabilecek olayların yaşanması pek olası değildir.
- Orta : Kaynaklı bağlantının hasar görmesi, yapının genel yapısının bozulmasına veya kişisel yaralanmalarla sonuçlanabilecek olaylara yol açabilir.
- Yüksek : Kaynaklı bağlantının hasar görmesi, kişisel yaralanmalara ve yapıdaki genel işlevinin bozulmasına yol açar [29].

Kaynak dikişlerindeki gerilmeler, kaynak kökünden ve kaynak ucunun plaka kalınlığının x1.5 mesafe ilerisinden değerlendirilir. Aşağıdaki şekilde örnek bir T bağlantı kaynağı gösterilmiştir. Kırmızı renkte gösterilen düğüm noktaları üzerindeki gerilme değerleri dikkate alınır.



Şekil 3.100 : Gerilme Hesaplanan Düğüm Noktaları

## 4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

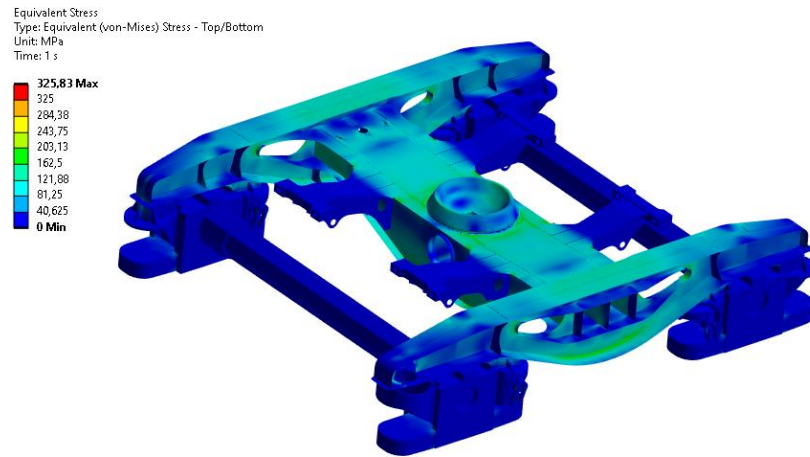
Boji gövdesi üzerinde gerçekleştirilen statik test yükleme senaryolarının SEM ile analizleri gerçekleştirilmiştir. SEM analizleri Ansys Workbench analiz programı ile gerçekleştirilmiştir. Test yükleme senaryolarındaki kuvvetler ve uygulama bölgeleri EN 13749 standardı referans alınarak belirlenmiştir.

### 4.1 Analiz Sonuçları

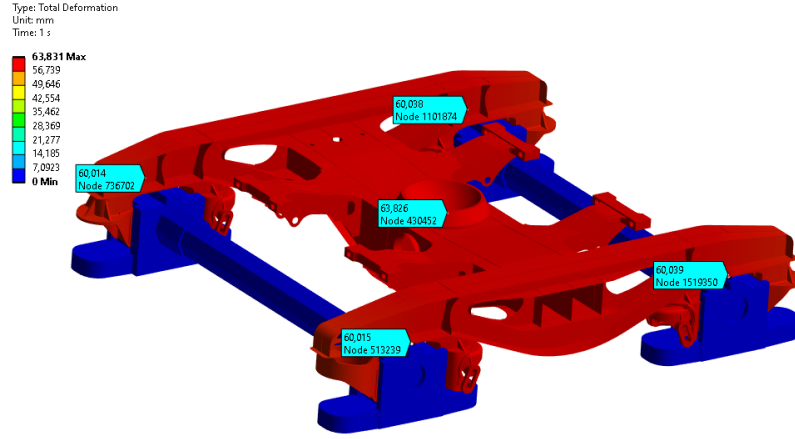
Boji gövdesi üzerindeki temel yükleme durumları, pivot bölgesinden dikey kuvvet, yan yastıklardan dikey kuvvet, pivot bölgesinden yatay kuvvet, aks-teker bağlantısından boyuna kuvvet ve fren kuvvetleridir. Gövde üzerindeki yüklemeler farklı kombinasyonlarda gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.4'te gösterildiği üzere bu kombinasyonların kritik yükleme durumları özellikle incelenmiştir. Yükleme senaryoları için bölüm 3.3.9.1'de gösterilen kısaltma isimleri kullanılmıştır. Yükleme altında susta taşıyıcı ve ask kutusu arasındaki 60 mm'lik açıklığın kapandığı görülmüştür. Gerilmelerin malzeme akma noktasının altında olduğu gözlemlenmiştir.

#### 4.1.1 A1 Yükleme Sonuçları

Pivot bölgesine dikey 784.8 kN kuvvet uygulanması sonucu eşdeğer gerilme ve deformasyon sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir(Şekil 4.1 ve Şekil 4.2).



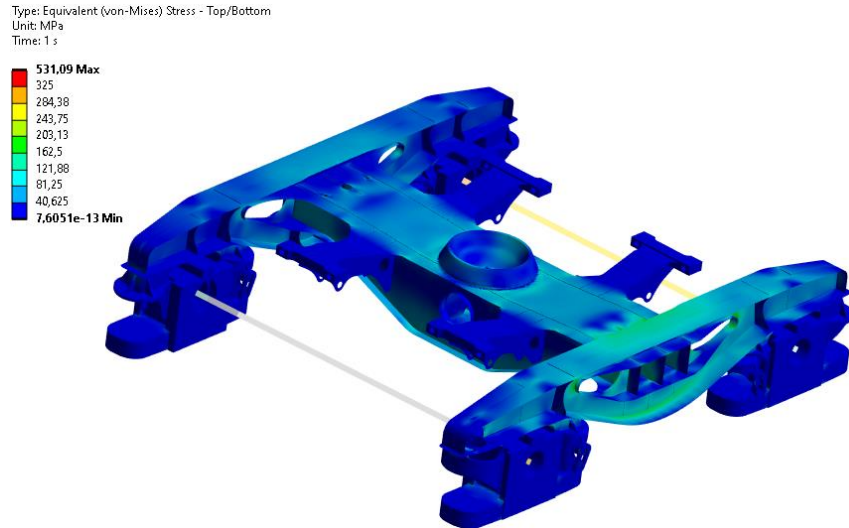
Şekil 4.1 :A1 Yüklemesinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları (1)



Şekil 4.2 :A1 Yüklemesinde Toplam Deformasyon Sonuçları

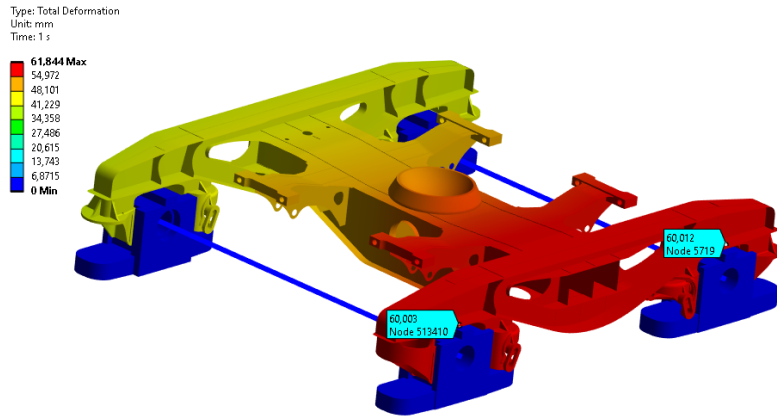
#### 4.1.2 A2 Yükleme Sonuçları

Pivot bölgesine dikey 412.02 kN kuvvet ve yan yastığa 176.58 kN kuvvet uygulanması sonucu eşdeğer gerilme ve deformasyon sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 4.3 ve Şekil 4.4). Maksimum gerilme tekillikten kaynaklandığı için ihmal edilir.



Şekil 4.3 :A2 Yüklemesinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları

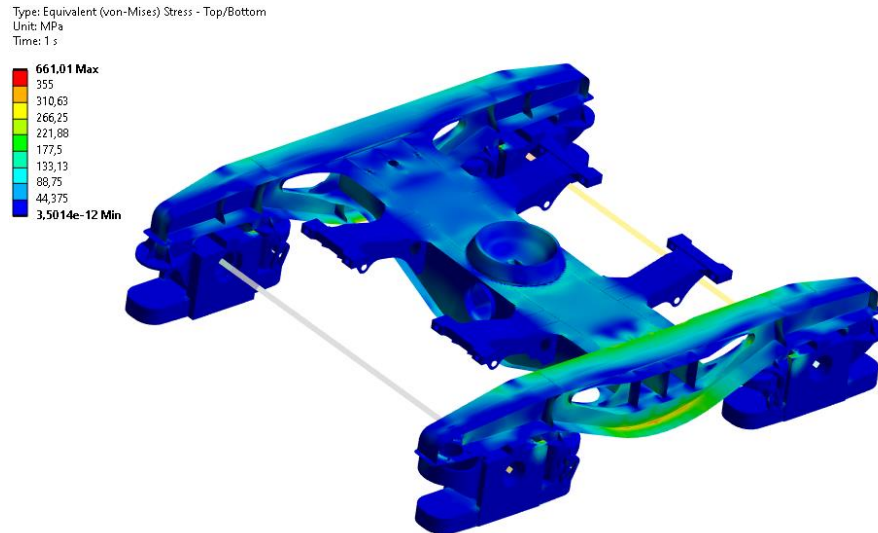
Gövde üzerindeki toplam deformasyon sonucu aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



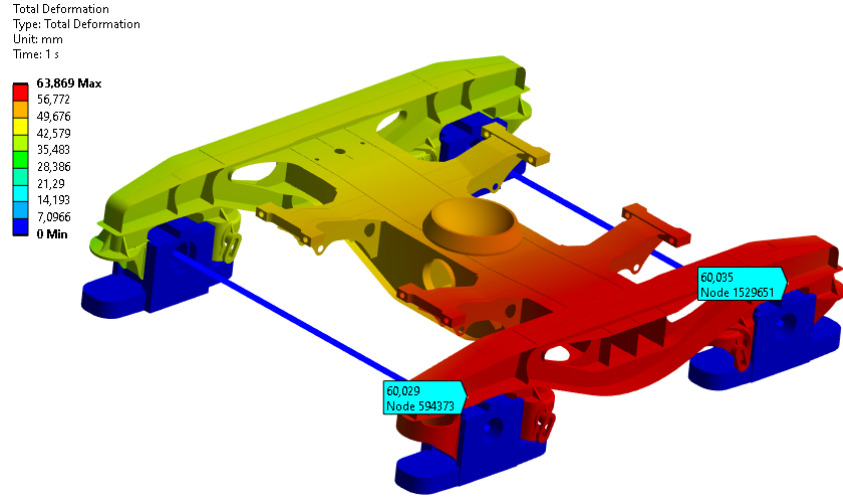
Şekil 4.4 :A2 Yüklemesinde Toplam Deformasyon Sonuçları

#### 4.1.3 A3 Yükleme Sonuçları

Pivot bölgesine dikey 412.02 kN kuvvet, yan yastığa 176.58 kN kuvvet ve pivota 167.15 kN yatay kuvvet uygulanması sonucu eşdeğer gerilme ve deformasyon sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 4.5 ve Şekil 4.6). Maksimum gerilme tekillikten kaynaklandığı için ihmal edilir.



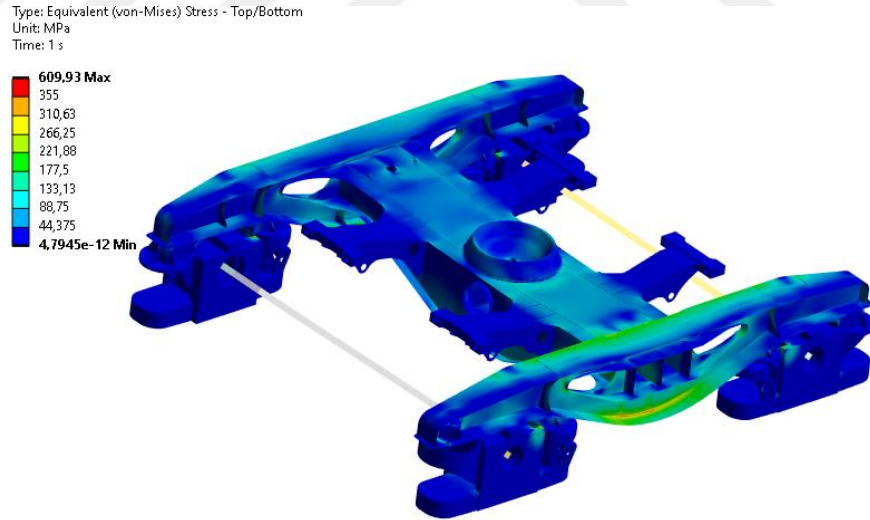
Şekil 4.5 : A3 Yüklemesinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları



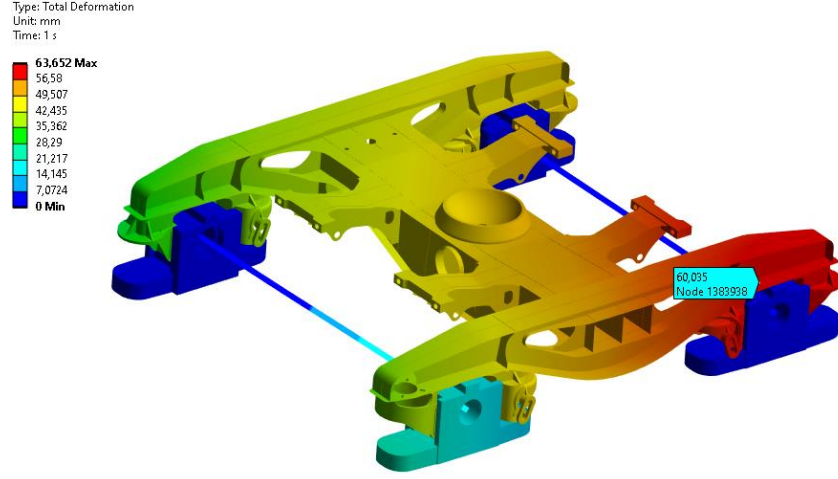
Şekil 4.6 : A3 Yüklemesinde Toplam Deformasyon Sonuçları

#### 4.1.4 A4 Yükleme Sonuçları

Pivot bölgesine dikey 412.02 kN kuvvet, yan yastığa 176.58 kN kuvvet ve pivota 167.15 kN yatay kuvvet uygulanması sonucu eşdeğer gerilme ve deformasyon sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 4.7 ve Şekil 4.8). Maksimum gerilme tekillikten kaynaklandığı için ihmal edilir.



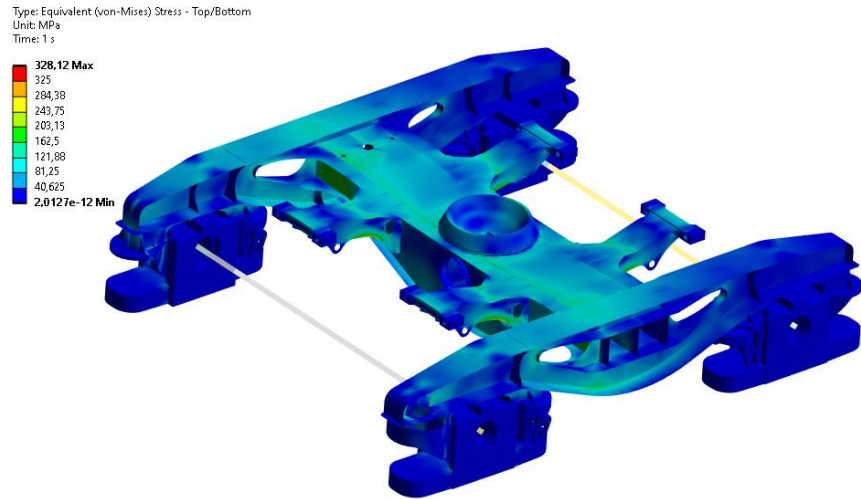
Şekil 4.7 : A4 Yüklemesinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları



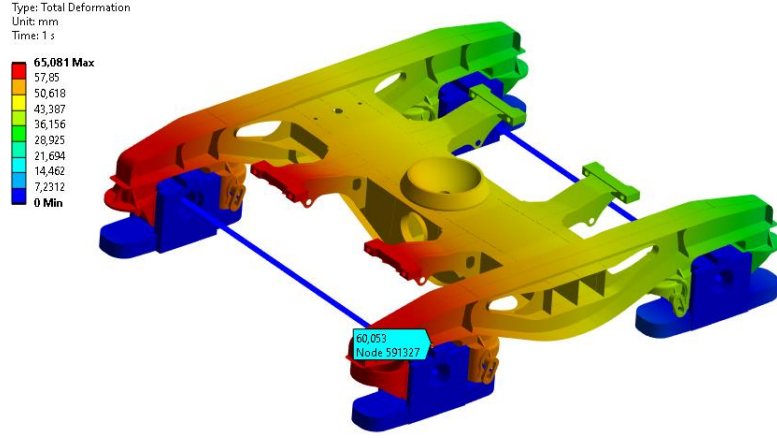
Şekil 4.8 : A4 Yüklemesinde Toplam Deformasyon Sonuçları

#### 4.1.5 A5 Yükleme Sonuçları

Pivot bölgesine dikey 510.12 kN kuvvet, fren ekipman tutuculara 55 kN ve pivota 60.3 kN yatay kuvvet uygulanması sonucu eşdeğer gerilme ve deformasyon sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 4.9 ve Şekil 4.10). Maksimum gerilme tekillikten kaynaklandığı için ihmal edilir.



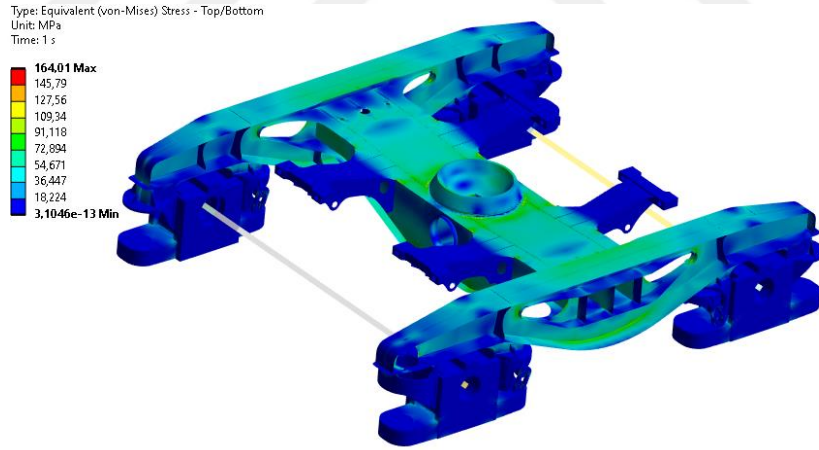
Şekil 4.9 : A5 Yüklemesinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları



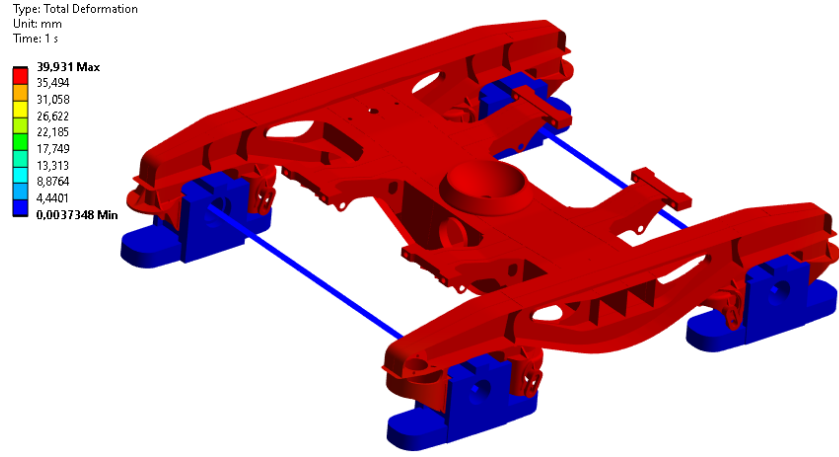
Şekil 4.10 : A5 Yüklemesinde Toplam Deformasyon Sonuçları

#### 4.1.6 A6 Yükleme Sonuçları

Pivot bölgesine dikey 392.4 kN kuvvet ve aks-teker bağlantı noktasına 44.145 kN boylamasına kuvvet uygulanması sonucu eşdeğer gerilme ve deformasyon sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 4.11 ve Şekil 4.12). Maksimum gerilme tekillikten kaynaklandığı için ihmal edilir.

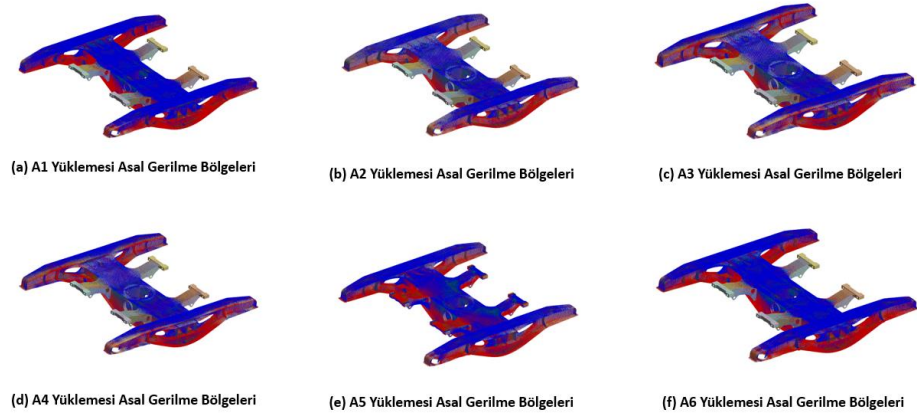


Şekil 4.11 : A6 Yüklemesinde Eşdeğer Gerilme Sonuçları



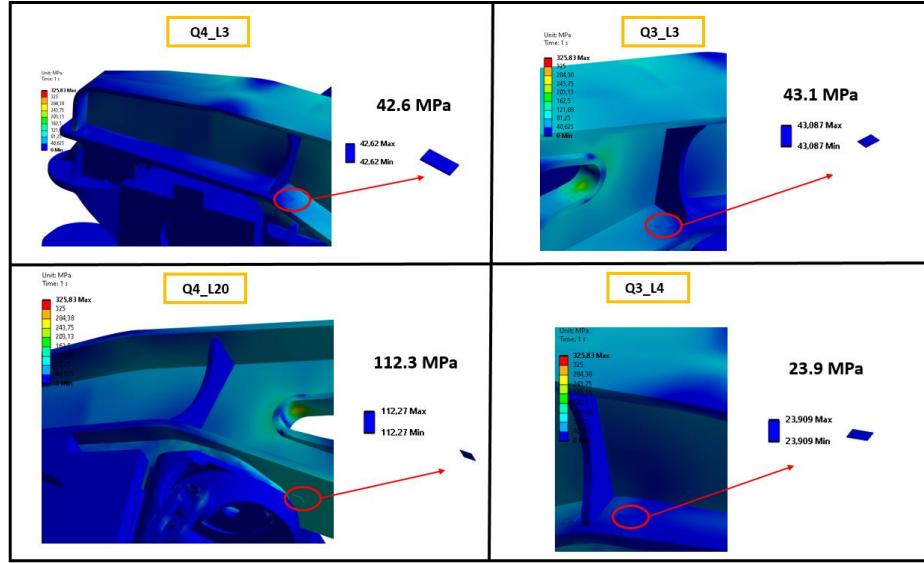
Şekil 4.12 :A6 Yüklemesinde Toplam Deformasyon Sonuçları

Yukarıda belirtilen yüklemeler altında gövde üzerindeki asal gerilme dağılımları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 4.13). Kırmızı bölgeler çeki(+) gerilmelerinin mavi bölgeler ise bası(-) gerilmelerinin baskın olduğu bölgeleri göstermektedir.



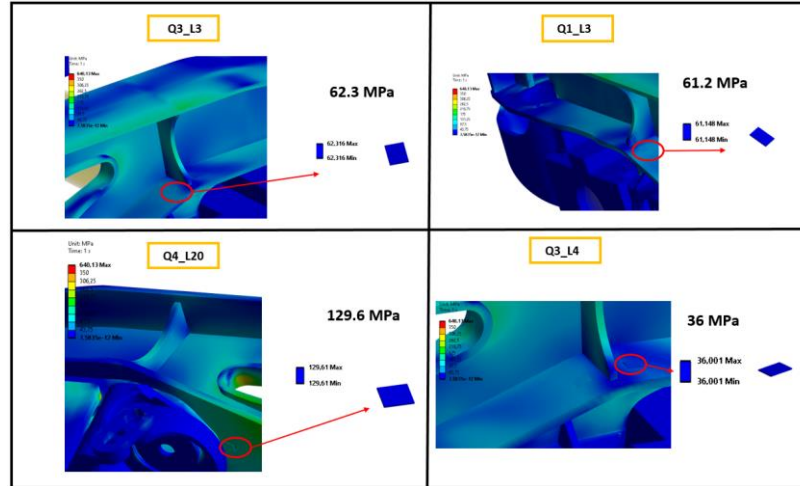
Şekil 4.13 : Gövde Üzerindeki Asal Gerilme Bölgeleri

Model üzerindeki gerinim ölçerlerdeki gerilme sonuçları teker teker hesaplanmıştır. Test konumundaki gerinim ölçerlerden okunan sonuçların bazıları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir(Şekil 4.14). Sonuçlar A1 yükleme senaryosu gerilme değerlerine göre hesaplanmıştır. Gövde üzerinde simetrik konumlarda bulunan Q4\_L3 ve Q3\_L3 gerinim ölçerlerdeki gerilme değerleri beklenildiği üzere birbirine yakın çıkmıştır.



Şekil 4.14 : A1 Yüklemesindeki Gerinim Ölçerler Üzerindeki Gerilme Değerleri

Aşağıdaki şekildeki sonuçlar A3 yükleme senaryosu gerilme değerlerine göre hesaplanmıştır(Şekil 4.15). Bu hesaplama göre gövde üzerinde simetrik konumlarda bulunan Q3\_L3 ve Q1\_L3 gerinim ölçerlerdeki gerilme değerleri beklenildiği üzere birbirine yakın çıkmıştır.



Şekil 4.15 : A3 Yüklemesindeki Gerinim Ölçerler Üzerindeki Gerilme Değerleri

Gövde üzerindeki geri kalan bütün gerinim ölçerler üzerindeki gerilmeler her bir gerinim ölçer için teker teker hesaplanmıştır.

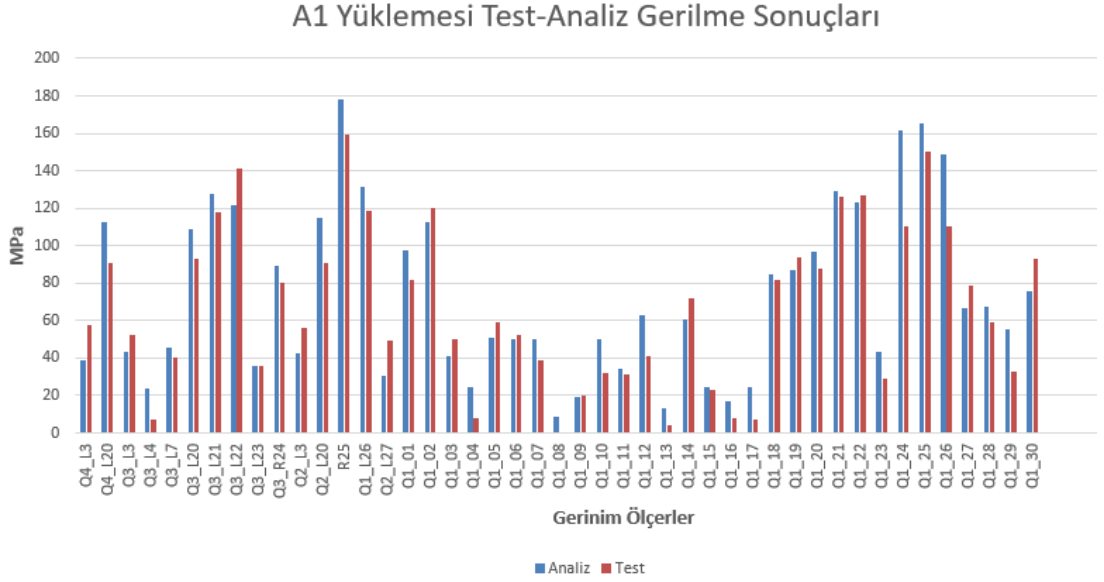
Test ve analizdeki gerinim ölçerlerin gerilme sonuçlarının mutlak değerleri alınarak gösterilmiştir. Karşılaştırma tablosu hazırlanmış olup aşağıdaki tabloda gösterilmiştir(Tablo 4.1). Kırmızı renk ile yazılanlar SE analizi gerilme sonuçları, yeşil renk ile yazılanlar ise test gerilme sonuçlarını ifade etmektedir.



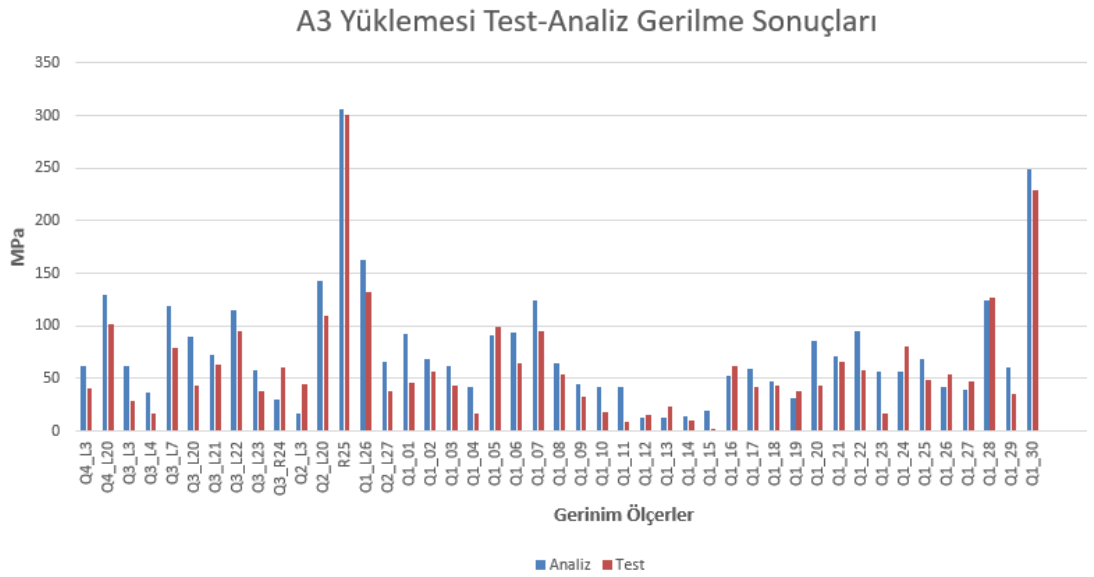
Tablo 4.1 : Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması

Gerinin Ölçer Numarası	Test Konumu	A1		A3		A4		A5		A6	
		Yüklemesi	Yüklemesi	Yüklemesi	Yüklemesi	Yüklemesi	Yüklemesi	Yüklemesi	Yüklemesi		
		Analiz Sonuçları (MPa)	Test Sonuçları (MPa)	Analiz Sonuçları (MPa)	Test Sonuçları (MPa)	Analiz Sonuçları (MPa)	Test Sonuçları (MPa)	Analiz Sonuçları (MPa)	Test Sonuçları (MPa)	Analiz Sonuçları (MPa)	Test Sonuçları (MPa)
103	Q4_L3	42.6	58	62.3	41	26.3	61	19.7	23	22.6	39
120	Q4_L20	112.3	91	129.6	102	123.8	109	41.5	37	54.7	49
203	Q3_L3	43.1	52	62.3	28	64.6	23	22.2	22	25.3	16
204	Q3_L4	23.9	7	36.0	16	36.2	21	9.4	3	10.8	1
207	Q3_L7	45.9	40	119.0	79	110.2	87	20.7	8	32.3	15
220	Q3_L20	108.9	93	89.4	43	70.6	42	50.6	43	53.4	44
221	Q3_L21	127.7	118	72.6	63	79.3	52	66.5	50	64.1	61
222	Q3_L22	121.8	141	114.4	95	123.9	86	50.5	65	61.5	76
223	Q3_L23	35.5	36	57.9	38	57.9	26	14.5	14	17.9	19
224	Q3_R24	89.6	80	30.3	60	41.4	88	54.5	28	49.3	24
303	Q2_L3	42.7	56	40.8	44	18.9	43	47.3	49	24.9	22
320	Q2_L20	114.7	91	143.4	110	151.5	94	113.4	101	55.8	42
325	R25	178.0	159	306.5	301	334.3	308	118.7	98	87.1	71
326	Q1_L26	131.2	119	163.1	132	190.2	134	89.1	79	69.3	62
327	Q2_L27	30.5	49	65.9	38	61.7	36	86.6	113	4.4	159
401	Q1_L01	97.3	82	91.9	46	84.0	54	143.7	126	84.3	56
402	Q1_L02	112.8	120	68.7	56	62.5	66	122.1	93	60.0	56
403	Q1_L03	41.3	50	61.1	43	59.8	52	46.9	44	24.5	33
404	Q1_L04	24.6	8	41.5	17	41.8	21	26.3	10	12.3	10
405	Q1_L05	50.8	59	91.3	99	88.9	97	57.3	60	29.3	69
406	Q1_L06	49.8	52	93.4	64	91.1	64	58.6	52	29.5	48
407	Q1_L07	50.3	39	124.0	95	123.4	105	66.4	36	35.5	47
408	Q1_L08	8.4	0	64.2	54	65.7	52	10.1	4	5.2	27
409	Q1_L09	19.0	20	45.0	33	44.6	38	26.8	18	12.9	16
410	Q1_L10	50.1	32	41.5	18	34.7	16	42.8	34	16.2	10
411	Q1_L11	34.4	31	42.3	8	35.7	16	51.0	33	15.1	13
412	Q1_L12	62.5	41	13.1	15	14.3	14	24.8	4	6.6	9
413	Q1_L13	12.9	4	12.9	23	13.4	21	11.3	2	5.5	9
414	Q1_L14	60.4	72	14.3	10	18.2	12	50.6	66	20.7	32
415	Q1_L15	24.3	23	19.2	2	22.0	1	27.8	26	13.8	14
416	Q1_L16	17.3	8	52.4	62	55.1	64	2.8	2	1.5	25
417	Q1_L17	24.1	7	59.5	42	62.9	38	19.1	4	10.9	18
418	Q1_L18	84.7	82	47.1	43	54.8	32	69.8	66	39.7	19
419	Q1_L19	86.7	94	31.6	38	37.9	27	77.1	76	40.8	28
420	Q1_L20	96.6	88	86.2	43	86.1	50	98.8	83	54.0	51
421	Q1_L21	128.9	126	70.7	66	63.9	80	96.3	106	64.9	57
422	Q1_L22	123.5	127	95.4	58	101.7	63	108.3	104	62.2	56
423	Q1_L23	43.5	29	56.5	16	88.0	39	51.9	30	21.6	17
424	Q1_L24	161.5	110	56.1	81	68.9	126	89.7	101	67.2	81
425	Q1_L25	165.1	150	67.9	49	67.9	50	117.0	103	85.4	82
426	Q1_L26	148.6	110	41.8	54	43.2	58	90.2	72	69.7	55
427	Q1_L27	66.7	79	39.2	47	72.2	85	100.1	124	5.5	86
428	Q1_L28	67.5	59	123.8	127	128.1	120	51.5	47	38.5	66
429	Q1_L29	55.5	33	60.6	35	55.0	35	28.6	12	28.6	13
430	Q1_L30	75.7	93	249.4	229	253.0	224	64.9	61	49.6	62

Test ve analiz karşılaştırma sonuçları daha iyi kıyas yapılabilmesi için grafikler üzerinde gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde test ve analiz sonuçlarının birbiri ile oldukça tutarlı olduğu görülmektedir. Aşağıdaki şekillerde karşılaştırma grafikleri gösterilmiştir (Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19).

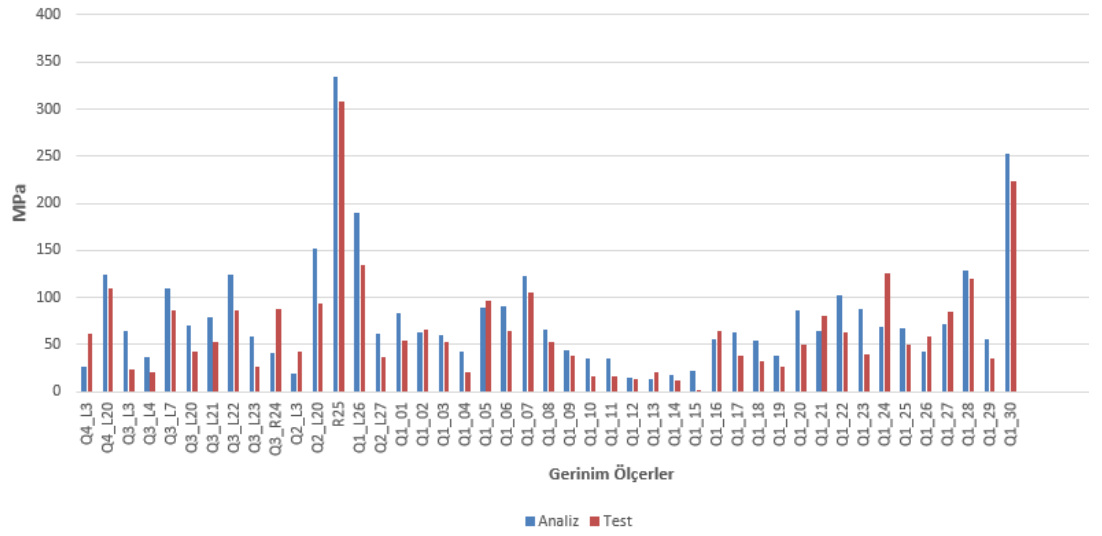


Şekil 4.16 : A1 Yüklemesinde Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması



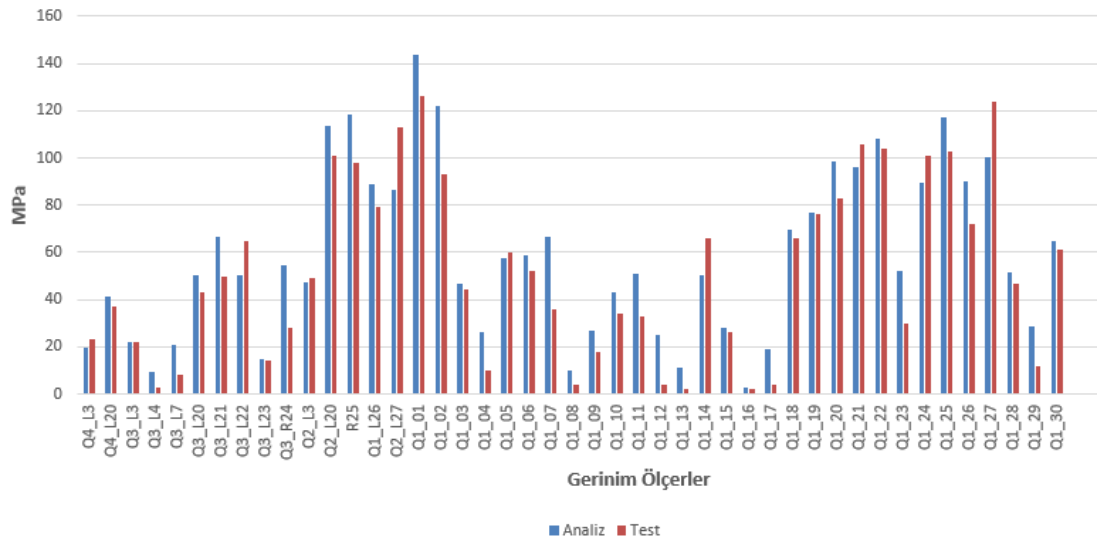
Şekil 4.17 : A3 Yüklemesinde Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması

#### A4 Yükleme Test-Analiz Gerilme Sonuçları



Şekil 4.18 : A4 Yükleme Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması

#### A5 Yükleme Test-Analiz Gerilme Sonuçları

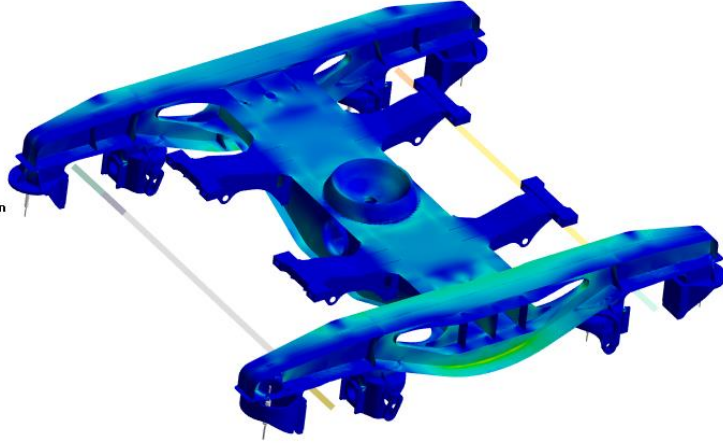
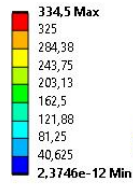


Şekil 4.19 : A5 Yükleme Test-Analiz Gerilmelerinin Karşılaştırılması

#### 4.1.7 Yorulma Yükleme Analiz Sonuçları

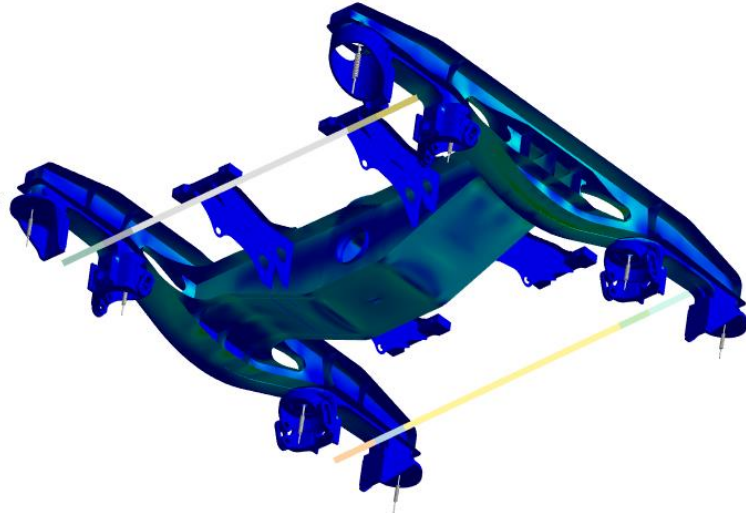
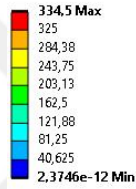
Tablo 3.5'te yorulma test yükleri belirtilmiştir. En kritik yükleme durumuna göre kaynak dikişlerindeki gerilme faktörleri hesaplanacaktır. Uygulanan kritik yükleme durumu şu şekildedir. Pivot bölgesine dikey 408.096 kN kuvvet, yan yastığa dikey 102.24 kN kuvvet, pivota 88.290 kN yatay kuvvet ve aks-teker bağlantı noktasına uygulanması sonucu eşdeğer gerilme sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir (Şekil 4.20 ve Şekil 4.21).

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1 s



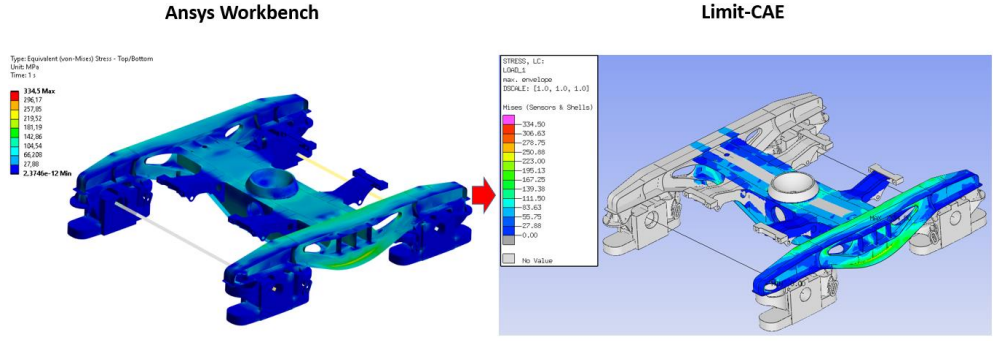
Şekil 4.20 : Yorulma Yükleme Analiz Sonuçları (1)

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1 s



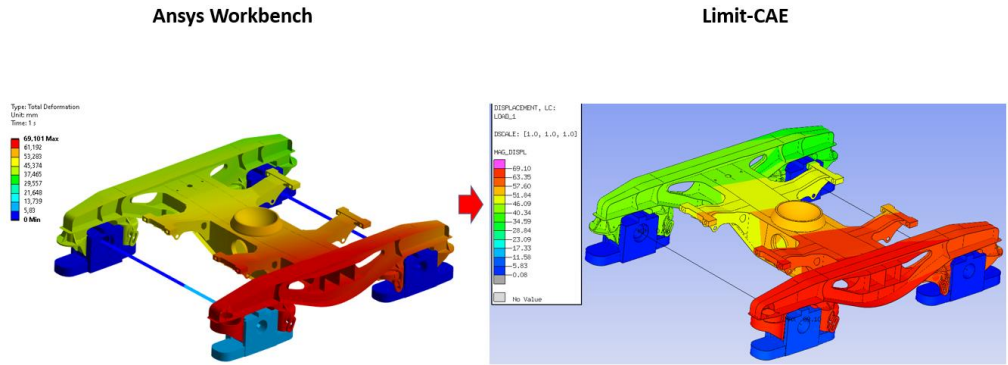
Şekil 4.21 : Yorulma Yükleme Analiz Sonuçları (2)

Kaynak dikişlerindeki dayanım için hesaplanan gerilme faktörleri Limit SE analiz programında hesaplanmıştır. Ansys Workbench programındaki sonlu elemanlar ağ örgüsü, deplasman sonuçları ve gerilme sonuçları Limit-CAE programına aktarılmıştır. Gerilme oranı  $R=0.54$  olarak değerlendirilmiştir. Aşağıdaki şekillerde gerilme ve deplasman sonuçlarının bire bir örtüştüğü görülmektedir. Gövde modeli geometrik olarak ve yüklemeler simetrik olarak etki ettiği için yarım gövde modeli üzerine kaynak dikişleri tanımlanmış ve kaynak dikişi tanımlanan bölgeler için gerilme sonuçları aktarılmıştır(Şekil 4.22).



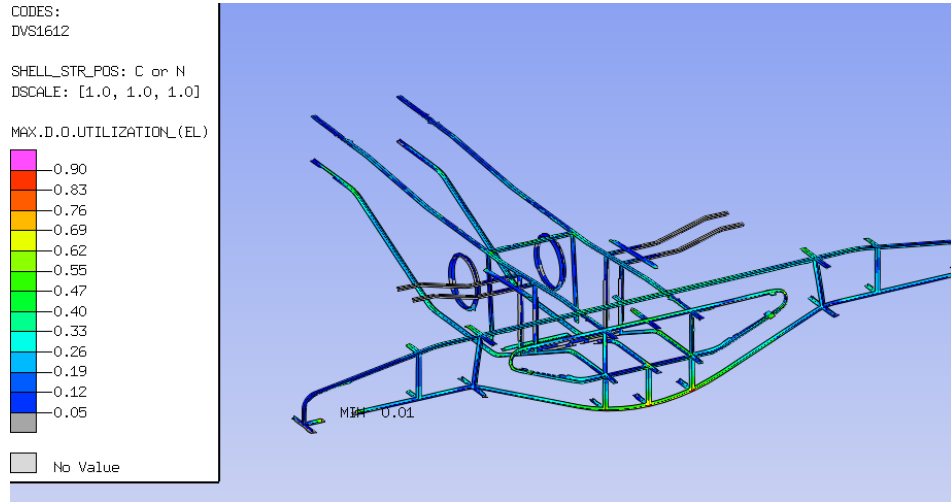
Şekil 4.22 : Gerilme Sonuçlarının Aktarılması

Deplasman sonuçlarının aktarılması ise aşağıdaki şekilde gösterilmiştir(Şekil 4.23).

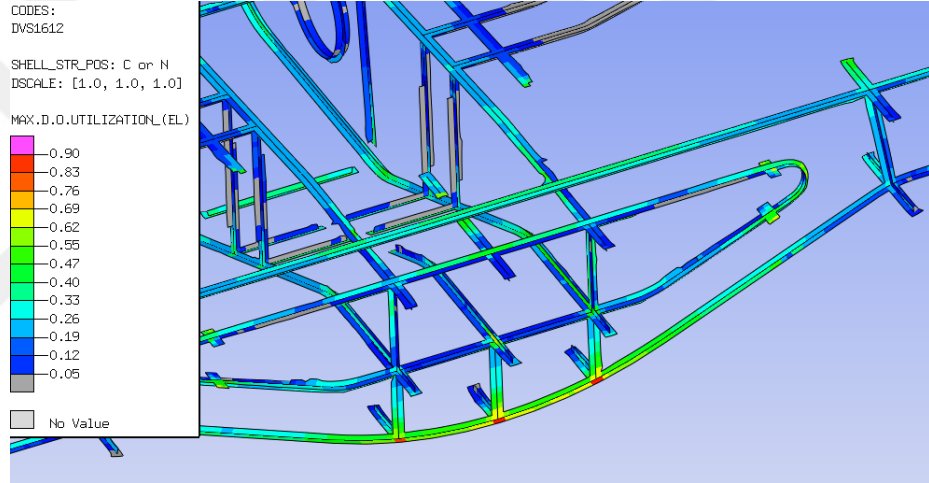


Şekil 4.23 : Deplasman Sonuçlarının Aktarılması

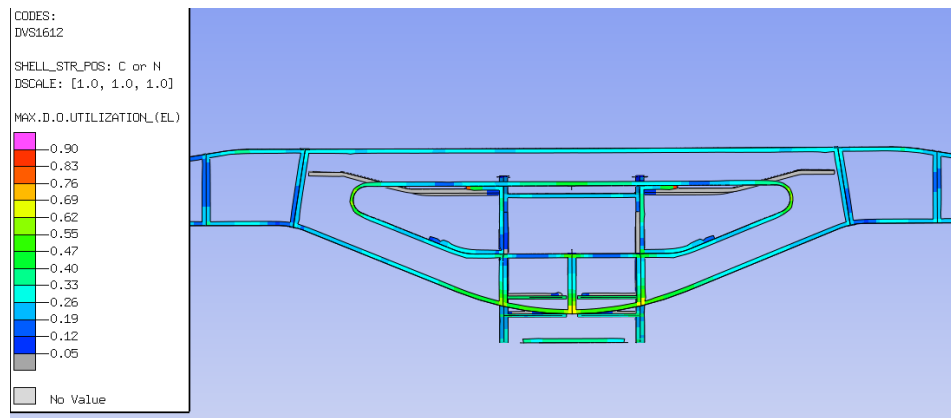
Kaynak mukavemet dayanımı için gerilme faktörünün gösterimleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir(Şekil 4.24, Şekil 4.25 ve Şekil 4.26). Program içerisinde gerilme faktörü, kullanım derecesi (Degree of Utilization, DoU) olarak belirtilmektedir. Örneğin, model üzerinde gerilme faktörünün 0.6 hesaplanması, kaynak dikişinin izin verilen sınır gerilme değerinin %60'ını kullandığı anlamına gelir.



Şekil 4.24 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (1)

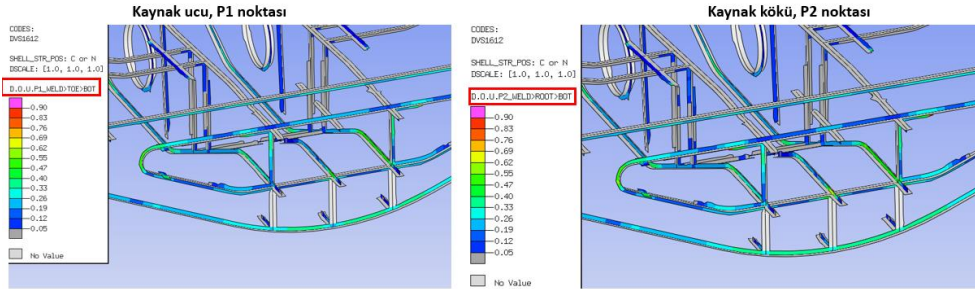


Şekil 4.25 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (2)

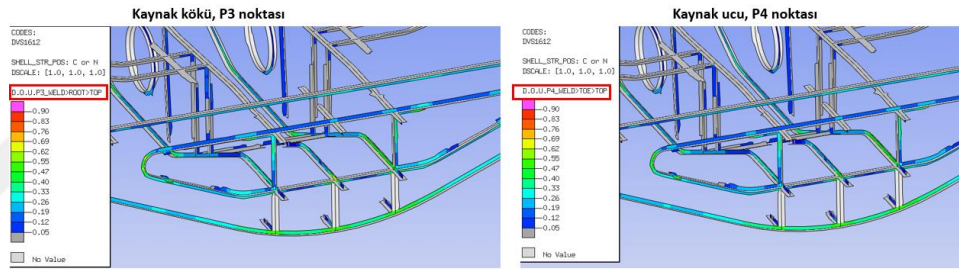


Şekil 4.26 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (3)

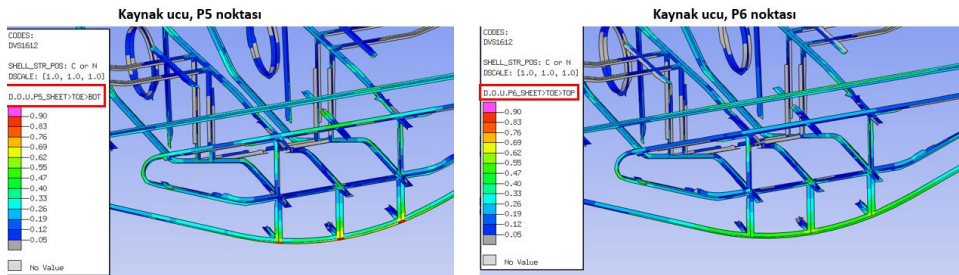
Kaynak dikişlerindeki gerilme faktörleri kaynak ucu ve kaynak köküne göre hesaplanır. Kaynak dikişleri üzerinde hangi durumun daha etkili olduğu anlamak için teker teker incelenmesi gerekir. Aşağıdaki şekillerde her bir nokta için gerilme faktörü değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.27, Şekil 4.28 ve Şekil 4.29).



Şekil 4.27 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (P1 ve P2 noktaları)



Şekil 4.28 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (P3 ve P4 noktaları)



Şekil 4.29 : Kaynak Dikişlerindeki Gerilme Faktörü (P5 ve P6 noktaları)

Yukarıdaki şekillerden de anlaşılacağı üzere kaynak dikişindeki en kritik nokta P5 noktasında yani kaynak ucunda oluşmuştur. Maksimum gerilme faktörü(DoU) 0.842 olarak hesaplanmıştır(Şekil 4.30).

Setup	Degree of Utility
WELD_010_078-[T_2SP1P2N2]_	0.842
WELD_011_078-[T_2SP1P2N2]_	0.835
WELD_079_085-[T_2SP1P2N2]_	0.795
WELD_012_078-[T_2SP1P2N2]_	0.792
WELD_077_078-[T_2SP1P2N2]_	0.751
WELD_081_083-[T_2SP1P2N2]_	0.686
WELD_008_085-[B_2SP1N2]_	0.672
WELD_010_077-[T_2SP1P2N2]_	0.661
WELD_083_097-[B_2SP1N2]_	0.646
WELD_084_085-[B_2SP1N2]_	0.641
WELD_082_076-[T_2SP1P2N2]_	0.639
WELD_083_096-[B_2SP1N2]_	0.634
WELD_091_076-[T_2SP1P2N2]_	0.633
WELD_011_077-[T_2SP1P2N2]_	0.623
WELD_088_076-[T_2SP1P2N2]_	0.617
WELD_077_008-[T_2SP1N2P2]_	0.606
WELD_077_084-[T_2SP1N2P2]_	0.591
WELD_012_077-[T_2SP1P2N2]_	0.587
WELD_009_076-[T_2SP1P2N2]_	0.570
WELD_028_085-[T_2SP1P2N2]_	0.565
WELD_006_083-[T_2SP1P2N2]_	0.550
WELD_011_083-[T_2SP1N2P2]_	0.548
WELD_077_083-[T_2SP1N2P2]_	0.531
WELD_080_085-[T_2SP1P2N2]_	0.529
WELD_006_085-[T_2SP1P2N2]_	0.524
WELD_077_085-[T_2SP1N2P2]_	0.523
WELD_013_085-[B_2SP1N2]_	0.517
WELD_014_085-[B_2SP1N2]_	0.505
WELD_080_083-[T_2SP1P2N2]_	0.503

Şekil 4.30 : Gerilme Faktörleri (DoU)

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Boji tasarımı gerçekleştirilirken gövde üzerine gelebilecek en ağır yük şartları uygulanarak test edilir. Bu kuvvet değerleri EN 13749 standardına göre belirlenir. Boji gövdesinin kendisinden beklenen yararı tam olarak sağlayabilmesi adına gerekli mukavemet dayanımlarını sağlaması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında, Y25 boji gövdesinin yapısal dayanımı statik analizler ile incelenmiş ve sonrasında elde edilen gerilme değerleri ile kaynak dikişlerindeki kaynak yorulma dayanımları incelenmiştir.

Boji gövdesi analize SE paket programı olan Ansys Workbench kullanılarak hazırlanmıştır. Çözüm süresinin kısaltmak adına çoğunluğu kabuk elemanlardan oluşan model kullanılmıştır. EN 13749 standardında belirtilen aşırı yükleme senaryoları test modelinde uygulanmış ve aynı yüklemeler analiz modelinde de uygulanmıştır. En kritik analiz sonuçların A4 yükleme senaryosunda olduğu görülmüştür. Fakat bu senaryoda bile oluşan gerilmelerin malzeme akma gerilmesini geçmediği ve elastik limit bölgesinde kaldığı görülmüştür.

Testler sonucunda gerinim ölçer noktalarında hesaplanan gerilmeler ile analizlerdeki gerinim ölçer noktalarında gerilmeler karşılaştırılmış ve sonuçların oldukça birbirleri ile yakın ve tutarlı olduğu görülmüştür. Bu nedenle yapılacak olan yorulma yüklemesi için analiz modelinin doğruluğuna güvenilebilir.

Analizler ile gerilmeleri doğrulanan gövde modelinin kaynak dikişlerindeki dayanımları incelenmiştir. Bu sefer ilk aşama olarak Ansys Workbench içerisinde EN 13749 standardına göre belirlenen yorulma yükleri tanımlanmıştır. En kritik yükleme şekline göre analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen gerilmeler özellikle raylı taşıtlar için özelleşmiş paket program olan Limit CAE programına aktarılmıştır. Programda DVS 1612 standardına göre kaynak değerlendirilmesi yapılmıştır. Burada MKJ diyagramındaki çentik eğri harfleri dikkate alınmıştır. İlk aşamada kaynak dikişleri kaynak değerlendirme sınıfı en kötü olan gözle muayene sınıfına göre modellenmiştir. Sonuçların izin verilenden kötü çıkması durumunda bir üst değerlendirme sınıfına geçilmesi planlanmıştır. İlk aşamada kaynak gerilme faktörlerinin kritik sınırı geçmediği görülmüştür. Gerilme faktörlerinin gerilme kategorilerine göre yorumlanması EN 15085-3 standardına göre yapılmıştır. Bu standarda göre gerilme kategorisi orta sınıf kategori olarak değerlendirilmiştir. Bu nedenle boji gövdesi üzerinde tanımlanan kaynak dikişleri gereksinimleri karşılamaktadır.

## 6. KAYNAKLAR

- [1] Pokkula, R., & Gupta, T. V. K. (2021). Finite element method based evaluation of bojie bolster design. *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, 13(2), 160-163.
- [2] Liliana, R. C. A., Florin, B., Nicolae, I., & Costica, A. (2015). Stresses in a bojie frame of a rail carriage. *Procedia Engineering*, 100, 482-487.
- [3] Seo, J. W., Kwon, S. J., Lee, C. W., Lee, D. H., & Goo, B. C. (2021). Fatigue strength and residual stress evaluation of repair welding of bojie frame for railway vehicles. *Engineering Failure Analysis*, 119, 104980.
- [4] Seo, J. W., Hur, H. M., Kwon, S. J., & Moon, K. H. (2023). Effect of multiple weld repairs on fatigue strength of bojie frame of railroad vehicle. *Advances in Mechanical Engineering*, 15(11), 16878132231213596.
- [5] Ozsoy, M., Pehlivan, K., Firat, M., Ozsoy, N., & Ucar, V. (2015). Structural strength and fatigue life calculation of Y32 bojie frame by finite element method. *Acta Physica Polonica A*, 128(2B).
- [6] Karmiadiji, D. W., Haryanto, B., Ivano, O., Perkasa, M., & Farid, A. R. (2021). Bojie frame structure evaluation for light-rail transit (lrt) train: a static testing. *Automotive Experiences*, 4(1), 36-43.
- [7] Zhou, W., Zhang, G., Wang, H., Peng, C., Liu, X., Xiao, H., & Liang, X. (2022). Experimental fatigue evaluation of bojie frames on metro trains. *Machines*, 10(11), 1003.
- [8] Slavchev, S., Maznichki, V., Stoilov, V., Enev, S., & Purgic, S. (2018). Comparative analysis of fatigue strength of an y25ls-k bojie frame by methods of UIC AND DVS 1612. Czech Republic.
- [9] Fuštar, B., Lukačević, I., & Dujmović, D. (2018). Review of fatigue assessment methods for welded steel structures. *Advances in Civil Engineering*, 2018(1), 3597356.
- [10] Lack, T., & Gerlici, J. (2018). Y25 freight car bojie models properties analysis by means of computer simulations. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 157, p. 03014). EDP Sciences.
- [11] Dižo, J., Harušinec, J., & Blatnický, M. (2017). Structural analysis of a modified freight wagon bojie frame. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 134, p. 00010). EDP Sciences.
- [12] Huang, H. H., Chen, L. W., Lu, W. H., Huang, Y. S., & Chen, Y. C. (2018). Strength simulation of a railway bojie frame based on EN-13749. *技術學刊*, 33(4), 209-214.
- [13] Nieminen, V., Tuohineva, A., & Autio, M. (2023). Wheel load reconstruction using strain gauge measurements on the bojie frame for strain prediction and fatigue assessment. *International Journal of Fatigue*, 170, 107533.

- [14] Boronenko, Y., & Rahimov, R. (2021). Experimental determination of forces through measurements of strains in the side frame of the bojie. *Transport problems*, 16.
- [15] Zhangyi, Z. H. O. U., Yunhua, H. U. A. N. G., Yang, Y. A. N. G., & Junjun, D. I. N. G. (2018). Study on Fatigue Strength of Welds in Bojie Frame Based on Structural Stresses. *西南交通大学学报*, 53(5), 937-944.
- [16] Cera, A., Mancini, G., Leonardi, V., & Bertini, L. (2008). Analysis of methodologies for fatigue calculation for railway bojie frames. In *8th World Congress on Railway Research* (Vol. 1, pp. 3-2).
- [17] Bhadraiah, C. K. V., & Bharadwaj, D. (2017). Stress Analysis of Bojie Frame Structure.
- [18] Yoon, S. C., Kim, W. K., & Kim, J. G. (2006). A Study on the Structural Analysis and Loading Test of the Bojie Frame. *Key Engineering Materials*, 326, 1087-1092.
- [19] de Dieu, H. J., Deressa, K. T., Edison, T., & Rodger, M. A Review on Finite Element Method for Static Analysis of a Passenger Bojie Frame.
- [20] Afazov, S., Mistry, K., & Uzunov, K. (2023). Welding simulation of railway bojie frame side beam: Analyses of residual stresses, clamping forces, distortion and prediction of fatigue SN curves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 237(1), 33-40.
- [21] Xing, B., Zhang, J., & Xu, Y. (2020, March). Simulation and Optimization Design of CRH380A EMU Bojie Frame. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 790, No. 1, p. 012117). IOP Publishing.
- [22] Çetin, M. H., & Alvalı, G. T. (2020). YÜK VAGONU BOJİSİ TASARIMINDA ÇOK KRİTERLİ KARAR VERME TEKNİKLERİ İLE MALZEME SEÇİMİ. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 8(1), 91-104.
- [23] Gürbüz, O. (2022). Y 25 tipi Boji gövdesinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yapısal Analizleri (Yüksek Lisans Tezi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [24] Okamoto, I. (1998). How bojies work. *Japan railway & transport review*, 18, 52-61.
- [25] Teimourimanesh, S., Vernersson, T., Lundén, R., Blennow, F., & Meinel, M. (2014). Tread braking of railway wheels—temperatures generated by a metro train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 228(2), 210-221.
- [26] Konez, O. (2019). Y 32 Boji Şasisinin Statik Analizi ve Yorulma Bakımından İncelenmesi (Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [27] EN 13749 Standardı (2011). Demiryolu Uygulamaları – Tekerlek Takımları ve Bojiler – Boji Şaselerinin Yapısal Şartları Belirleme Metodları
- [28] DVS 1612 Standardı (2017). Design and endurance strength assessment of welded joints with steels in rail vehicle construction, Germany.

- [29] EN 15085-3 (2007). Railway applications - Welding of railway vehicles and components.
- [30] Yumpu internet sitesi, 2024, <https://www.yumpu.com/en/document/view/11827760/strain-gauge-measurement-tutorial>
- [31] Sharir, A., Barak, M. M., & Shahar, R. (2008). Whole bone mechanics and mechanical testing. *The Veterinary Journal*, 177(1), 8-17.
- [32] Aran, A. (2008). Mal 201-Malzeme Bilgisi. İTÜ Makine Fakültesi, Ders Notları, İstanbul.
- [33] Marmatek internet sitesi, 2024, <https://marmatek.com/2020/09/17/strain-gage-secim-kriterleri/>
- [34] Altabay, W. A. (2023). *Fundamentals of Machine Component Design*. Elsevier.
- [35] ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. 2021, 574-576 s.
- [36] ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. 2021, 582-584 s.
- [37] ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. 2021, 585 s.
- [38] ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. 2021, 585-589 s.
- [39] Temiz, V. (2008). Makina Elemanlarının Sürekli Mukavemete Göre Hesabı. İTÜ Ders Notları, İstanbul, 105s.
- [40] Sabırlı, S. (2012). Bir raylı taşıt bojisinin sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma analizi.
- [41] Shigley, J. E. (2006). *Mechanical Engineering Design*, Eight Edition.
- [42] Web.itü.edu.tr internet sitesi,2024, <https://web.itu.edu.tr/gulmezt/MekanikD/YORULMA-1.pdf>
- [43] Web.hitit.edu.tr internet sitesi,2024, <https://web.hitit.edu.tr/dosyalar/materyaller/eminerdin@hititedutr300320186Q3C5L6N.pdf>
- [44] KARAKAŞ, Ö., & GÜLSÖZ, A. (2007). Kaynaklı Birleştirmelerin Statik ve Yorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler. *Makine ve Mühendis*, 48(573).
- [45] Tüzün, N. (2022). Kaynaklı TiAl6V4 alaşımının yorulma davranışlarının incelenmesi.
- [46] Barsoum, Z. (2020). Guidelines for fatigue and static analysis of welded and unwelded steel structures.