

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Y32 BOJİ ŞASİSİNİN STATİK ANALİZİ ve YORULMA
BAKIMINDAN İNCELENMESİ

Oğuzhan KONEZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon Programı

Danışman

Dr. Öğretim Üyesi Muzaffer Metin

Nisan, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**Y32 BOJİ ŞASİSİNİN STATİK ANALİZİ ve YORULMA BAKIMINDAN
İNCELENMESİ**

Oğuzhan KONEZ tarafından hazırlanan tez çalışması 17.05.2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Muzaffer METİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

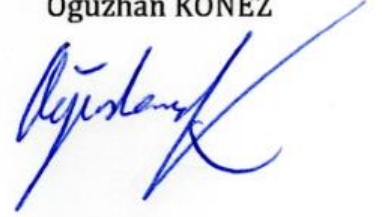
Dr. Muzaffer METİN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Aytaç ARIKOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cihan DEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışmanım Dr. Öğretim Üyesi Muzaffer METİN sorumluluğunda tarafımda hazırlanan "Y32 Boji Şasisinin Statik Analizi ve Yorulma Bakımından İncelenmesi" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Oğuzhan KONEZ



Hayatım boyunca bana destek olan Anneme,

TEŐEKKÜR

Tez alıŐması boyunca beni teŐvik eden, bilgi ve tecrubesini paylaŐan, tezin her aşamasında bana yardımcı olan tez danışmanım Dr. Öğretim görevlisi Muzaffer Metin'e sonsuz teŐekkürlerimi sunarım.

Sonlu elemanlar yöntemiyle ilgili teknik bilgilerini paylaŐan Dr. Öğretim görevlisi Özgür Demir'e teŐekkür ederim.

Tüvasaş'ta bana yardımcı olan yüksek makine mühendisi Demirhan Dinçer Gürsoy'a en içten dileklerimi sunarım.

Raylı sistemler konusundaki bilgi ve tecrübelerini paylaŐan yüksek makine mühendisi Fatih Duman ve Erbil Bilgin'e teŐekkürü borç bilirim.

En son olarak benim her zaman yanımda olan, maddi ve manevi desteğini benden hiçbir zaman esirgemeyen ve bu çalıŐmayı bitirmemde katkıları olan anneme sonsuz teŐekkür ederim.

Oğuzhan KONEZ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
TABLO LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
ABSTRACT.....	xxiii
1 Giriş.....	1
1.1 Literatür Araştırması.....	2
1.2 Tezin Amacı.....	3
1.3 Hipotez.....	4
2 Bojilerin Çalışma Sistemi.....	6
2.1 Bojilerin Sınıflandırılması.....	6
2.1.1 Aks Sayılarına Göre Bojiler.....	6
2.1.2 Eklemlili ve Eklemsiz Bojiler.....	7
2.1.3 Bolsterlı ve Bolstersız Bojiler.....	8
2.2 Temel Boji Elemanları.....	9
2.2.1 Boji Şasisi.....	9
2.2.2 Amortisör.....	9
2.2.3 Aks Kutusu Süspansiyon Sistemi.....	10
2.2.4 Güç Aktarımı.....	11
2.2.5 Fren Ekipmanı.....	11
3 Y32 Bojisini Kullanan Vagonlar.....	12
4 Y32 Bojisi.....	14
4.1 Y32 Bojisinin Teknik Özellikleri.....	15

4.2	Y32 Bojisinin Elemanları.....	17
4.3	Şasi.....	18
4.4	Birincil Süspansiyon.....	18
4.5	İkincil Süspansiyon.....	19
4.6	Yanal Damper.....	19
4.7	Cer Halatı.....	20
5	TS EN 13749 Standardı.....	21
5.1	Bojilerin Sınıflandırılması.....	22
6	Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	23
6.1	Sonlu Elemanlar Yönteminde Temel Adımlar.....	24
6.1.1	Ön İşlem Aşaması.....	24
6.1.2	Çözüm Aşaması.....	24
6.1.3	Son İşlem Aşaması.....	24
6.2	Sonlu Elemanlar Yönteminde Problemler Nasıl Çözülür?.....	25
6.3	Sonlu Elemanlar Yönteminde Stress Singularity ve Stress Concentration.....	28
6.4	Elemental Stress ve Nodal Stress.....	29
7	Yorulma.....	31
7.1	Yorulma Davranışının Temel Kavramları.....	32
7.2	S-N Eğrisi (Wöhler Eğrisi).....	33
7.3	Ortalama Gerilmenin (Mean Stress) Yorulma Dayanımına Etkisi.....	36
7.4	Çok Eksenli Yorulma Analizi (Multiaxial Fatigue Analysis).....	37
7.5	Haigh Diyagramı.....	38
8	Eşdeğer Gerilme (Equivalent von Mises Stress).....	39
9	Analizde Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri.....	41
9.1	Şaside Kullanılan Malzeme.....	41

9.2	Dingil Şasi İrtibat Kollarında Kullanılan Malzeme.....	42
9.3	Akslarda Kullanılan Malzeme.....	43
10	Y32 Boji Modelinin Oluşturulması.....	45
11	Y32 Boji Modelinin Ansys Workbench'te Analiz için Hazırlanması.....	47
11.1	Malzemelerin Mekanik Özelliklerinin Ansys'te Belirlenmesi.....	47
11.2	Parçalar Arası Bağlantıların Ansys'te Oluşturulması.....	49
11.3	Y32 Boji Modeli Üzerinde Çözüm Ağı (Mesh) Oluşturulması.....	51
11.4	Çözüm Ağı (Mesh) Kalitesi.....	53
11.4.1	Analizlerde Gerilme Sonuçlarının Yakınsaması (Convergence).....	55
11.5	Sınır Şartları ve Kuvvetlerin Uygulanması.....	56
11.5.1	Remote Point'lerin Oluşturulması.....	57
11.6	Y32 Boji Şasisinin Modal Analizi.....	58
12	Boji Statik Analizleri.....	59
12.1	Aşırı Yük Durumlarında Kuvvetlerin Hesaplanması.....	59
12.1.1	Düşey Kuvvetler	59
12.1.2	Yanal Kuvvetler.....	60
12.1.3	Boyuna Gelen Kuvvetler.....	61
12.1.4	Boyuna Gelen Makas Değiştirme Kuvvetleri.....	61
12.1.5	Burulma Durumları.....	62
12.1.5.1	%1 Burulma Durumu.....	62
12.1.5.2	Tek Tekerlek Boşta Durumu.....	62
12.2	Aşırı Yük Durumlarının Analizi.....	63
12.2.1	Aşırı Yük Durumu 1.....	63
12.2.1.1	Sınır Şartları ve Kuvvetler	63
12.2.1.2	Deformasyon Sonuçları.....	64

12.2.1.3 Gerilme Sonuçları.....	64
12.2.2 Aşırı Yük Durumu 2.....	66
12.2.2.1 Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	66
12.2.2.2 Deformasyon Sonuçları.....	67
12.2.2.3 Gerilme Sonuçları.....	67
12.2.3 Aşırı Yük Durumu 3.....	69
12.2.3.1 Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	69
12.2.3.2 Deformasyon Sonuçları.....	70
12.2.3.3 Gerilme Sonuçları.....	70
12.2.3.4 Tasarım Önerisi.....	72
12.2.4 Aşırı Yük Durumu 4.....	73
12.2.4.1 Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	73
12.2.4.2 Deformasyon Sonuçları.....	74
12.2.4.3 Gerilme Sonuçları.....	74
12.3 Boji Statik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	76
13 Boji Yorulma Analizleri.....	77
13.1 Normal Servis Yükleme Durumları.....	77
13.2 Normal Servis Yükleme Durumlarında Kuvvetlerin Hesaplanması.....	78
13.2.1 Düşey Kuvvetler.....	78
13.2.2 Yanal Kuvvetler.....	79
13.2.3 Boyuna Gelen Kuvvetler.....	79
13.2.4 %0.5 Burulma Durumu.....	79
13.3 Yorulma Analizleri İçin Yük Durumlarının Seçimi.....	80
13.4 Yorulma Analizi 1.....	81
13.4.1 Yük Durumu 2 Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	81

13.4.2	Yük Durumu 5 Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	82
13.4.3	Yorulma Analizi 1'in Hesaplanması.....	83
13.4.4	Yorulma Analizi 1'in Sonuçları (Haigh Diyagramı).....	87
13.4.5	Yorulma Analizi 1'in Ansys Workbench'te Çözdürülmesi (Goodman Diyagramı).....	90
13.4.6	Yorulma Analizi 1'in Sonuçları (Goodman Diyagramı).....	92
13.5	Yorulma Analizi 2.....	94
13.5.1	Yük Durumu 7 Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	94
13.5.2	Yorulma Analizi 2'nin Hesaplanması.....	95
13.5.3	Yorulma Analizi 2'nin Sonuçları (Haigh Diyagramı).....	95
13.5.4	Yorulma Analizi 2'nin Ansys Workbench'te Çözdürülmesi (Goodman Diyagramı).....	98
13.6	Yorulma Analizi 3.....	99
13.6.1	F_{x1} Pozitif Yük Durumu Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	99
13.6.2	F_{x1} Negatif Yük Durumu Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler.....	100
13.6.3	Yorulma Analizi 3'ün Hesaplanması.....	101
13.6.4	Yorulma Analizi 3'ün Sonuçları.....	102
13.6.5	Yorulma Analizi 3'ün Ansys Workbench'te Çözdürülmesi (Goodman Diyagramı).....	102
13.7	Yorulma Analizi Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	105
14	Sonuç ve Öneriler.....	106
A	Y32 Boji Şasisinin Modal Analizi.....	107
	Kaynakça.....	111
	Tezden Üretilmiş Yayınlar.....	113
	Özgeçmiş.....	114

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
C	Eleman Kalitesi Katsayısı
C_L	Yük Faktörü
C_G	Ölçü Faktörü
C_S	Yüzey Faktörü
C_T	Sıcaklık Faktörü
C_R	Güvenirlilik Faktörü
E	Elastik Modülüs
ϵ	Birim uzunluk değişimi
F	Kuvvet
g	Yerçekimi İvmesi
K	Rijitlik Matrisi
k	Yay Sabiti
k_{esd}	Eşdeğer Rijitlik
Δl	Uzunluk Değişimi
l	Uzunluk
m^+	Boji Kütlesi
M_v	Çalışma Halindeki Araç Kütlesi
N	Çevrim Sayısı
P	Yük
σ	Gerilme
σ_e	Eşdeğer Gerilme

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Asal Gerilmeler
σ_{yt}	Çekme Akma Dayanımı
σ_{uts}	Üst Çekme Dayanımı
σ_{yc}	Basmadaki Akma Dayanımı
σ_{ucs}	Üst Basma Dayanımı
$\sigma_{alternating}$	Gerilme Genliği
σ_{mean}	Ortalama Gerilme
P_1	Aşırı Yükleme Durumdaki Yolcu Kütlesi
P_2	Normal Servis Yüklemesi Durumdaki Yolcu Kütlesi
R	Tepki Kuvveti
S_n	Yorulma Dayanımı
S_u	Üst Çekme Dayanımı
S_{us}	Üst Kayma Dayanımı
τ	Kayma Gerilmesi
T	Sıcaklık
u	Deplasman

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Tekerlek ve aks seti.....	6
Şekil 2.2	Ray düzensizlikleri etkisinin bir akslı ve iki akslı bojilerdeki karşılaştırılması.....	7
Şekil 2.3	Eklemlili ve eklemsiz bojiler.....	7
Şekil 2.4	Bolsterlı ve bolstersız bojiler.....	8
Şekil 2.5	Boji H şasisi.....	9
Şekil 2.6	Tekerlek hunting hareketi.....	9
Şekil 2.7	Çeşitli aks kutusu ve süspansiyon bağlantıları.....	10
Şekil 2.8	Güç aktarım organları.....	11
Şekil 3.1	Kompartmanlı vagon.....	12
Şekil 4.1	TVS 2000 Serisi vagonlarını taşıyan Y32 Bojisi.....	14
Şekil 4.2	Y32 Bojisinin izometrik görünüşü.....	15
Şekil 4.3	Y32 Bojisinin yandan görünüşü.....	16
Şekil 4.4	Y32 Bojisinin üstten görünüşü.....	16
Şekil 4.5	Y32 Bojisinin arkadan görünüşü.....	16
Şekil 4.6	Y32 Bojisinin elemanları.....	17
Şekil 4.7	Y32 Boji şasisi.....	18
Şekil 4.8	Birincil süspansiyon.....	18
Şekil 4.9	İkincil süspansiyon.....	19
Şekil 4.10	Yanal damper.....	19
Şekil 4.10	Cer halatı.....	20
Şekil 6.1	Eksenel yük altında bulunan bir çubuk.....	25
Şekil 6.2	Çubuğun eleman ve düğüm noktalarına bölünmesi.....	25

Şekil 6.3	Çubuktaki düğüm noktalarının serbest cisim diyagramı.....	26
Şekil 6.4	Düğüm noktasındaki gerilme değerinin hesaplanması.....	30
Şekil 7.1	Aircraft krank milinin yorulma nedeniyle kopması	31
Şekil 7.2	Çeltikli bir bölgenin gerilme altındaki davranışı.....	32
Şekil 7.3	Çelik malzemelerde S-N Diyagramı örneği.....	34
Şekil 7.4	Çelik malzemelerde S-N Diyagramı.....	34
Şekil 7.5	Ortalama gerilme ve gerilme genliği değerlerinin zamana göre grafikleri.....	36
Şekil 7.6	Ortalama gerilme ve gerilme genliği değerlerinin bulunduğu yorulma diyagramı (Goodman Diyagramı).....	36
Şekil 7.7	Haigh Diyagramı'nın çizimi.....	38
Şekil 8.1	Biçim Değiştirme Enerjisi Teorisi.....	40
Şekil 10.1	Plakaların yüzey modellerinin oluşturulması.....	45
Şekil 10.2	Y32 Boji modelinin montajından alınan bir kesit.....	46
Şekil 10.3	Y32 Boji modelinin tasarımının yapılması.....	46
Şekil 11.1	Y32 Boji modelinin Ansys Workbench'e aktarılması.....	47
Şekil 11.2	Malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi.....	47
Şekil 11.3	St52-3N Çeliğinin mekanik özelliklerinin Ansys'te belirlenmesi.....	48
Şekil 11.4	St 52-3N Çeliğinin S-N Diyagramı (Log-log koordinatları).....	49
Şekil 11.5	"Bonded" komutu ayarları.....	49
Şekil 11.6	Parçaların birbirleriyle bağlantısı için kullanılan "Bonded" komutu....	50
Şekil 11.7	Parçaların birbirleriyle bağlantısı için kullanılan "Fixed" ve "Revolute" komutları.....	50
Şekil 11.8	Aks kutusunun sabitlenmesinde kullanılan "Beam" elemanlar.....	51
Şekil 11.9	Ansys'te çözüm ağı (mesh) ayarları.....	52
Şekil 11.10	Y32 Bojisi için oluşturulan çözüm ağı (mesh).....	52

Şekil 11.11	Y32 Bojisi için oluşturulan çözüm ağı (mesh) – Detaylı.....	53
Şekil 11.12	Y32 Bojisi için oluşturulan çözüm ağı (mesh) – Detaylı.....	53
Şekil 11.13	Çözüm ağındaki eleman kalite değerleri grafiği.....	54
Şekil 11.14	Yakınsamada (convergence) incelenen gerilme bölgeleri.....	55
Şekil 11.15	Farklı çözüm ağlarındaki gerilme sonuçları.....	56
Şekil 11.16	Ansysis Workbench programında sınır şartları ve kuvvetlerin uygulanması.....	57
Şekil 11.17	Remote Point'in seçilmesi.....	57
Şekil 11.18	Aksın merkezinde oluşturulan Remote Point.....	58
Şekil 12.1	Düşey kuvvetler.....	60
Şekil 12.2	Yanal kuvvetler.....	60
Şekil 12.3	Boyuna gelen kuvvetler.....	61
Şekil 12.4	Boyuna gelen makas değiştirme kuvvetleri.....	61
Şekil 12.5	%1 Burulma durumu.....	62
Şekil 12.6	Tek tekerlek boştaki durumu.....	62
Şekil 12.7	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 1).....	63
Şekil 12.8	Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 1).....	64
Şekil 12.9	Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 1).....	64
Şekil 12.10	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 1).....	65
Şekil 12.11	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 1).....	65
Şekil 12.12	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 1).....	65
Şekil 12.13	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 2).....	66
Şekil 12.14	Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 2).....	67
Şekil 12.15	Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 2).....	67

Şekil 12.16	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2).....	68
Şekil 12.17	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2).....	68
Şekil 12.18	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2).....	68
Şekil 12.19	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2).....	69
Şekil 12.20	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 3).....	69
Şekil 12.21	Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 3).....	70
Şekil 12.22	Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 3).....	70
Şekil 12.23	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 3).....	71
Şekil 12.24	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 3).....	71
Şekil 12.25	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 3).....	71
Şekil 12.26	Kalınlığı değiştirilen plakalar	72
Şekil 12.27	Tasarım önerisinden sonraki gerilme değerleri.....	72
Şekil 12.28	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 4).....	73
Şekil 12.29	Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 4).....	74
Şekil 12.30	Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 4).....	74
Şekil 12.31	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 4).....	75
Şekil 12.32	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 4).....	75
Şekil 12.33	Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 4).....	75
Şekil 13.1	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Yük Durumu 2).....	82
Şekil 13.2	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Yük Durumu 5).....	83
Şekil 13.3	Düğüm noktalarındaki gerilme değerlerinin Excel'e aktarılması.....	85
Şekil 13.4	Yorulma Analizi 1'in Haigh Diyagramı'nda gösterimi.....	87
Şekil 13.5	Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi (Yorulma Analizi 1).....	89

Şekil 13.6	Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi - Detaylı (Yorulma Analizi 1)	89
Şekil 13.7	İki farklı analizin aynı proje altında oluşturulması.....	90
Şekil 13.8	İki statik analizin aynı proje altında bulunması.....	90
Şekil 13.9	"Solution Combination"ın oluşturulması.....	91
Şekil 13.10	"Solution Combination"ın kapsamına girecek ortamların seçilmesi.....	91
Şekil 13.11	Yorulma analizi için detaylar bölümünden seçilen özellikler	92
Şekil 13.12	Yorulma ömrü sonuçları (Yorulma Analizi 1).....	92
Şekil 13.13	Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 1).....	93
Şekil 13.14	Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 1).....	93
Şekil 13.15	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Yük Durumu 7).....	94
Şekil 13.16	Yorulma Analizi 2'nin Haigh Diyagramı'nda gösterimi.....	95
Şekil 13.17	Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi (Yorulma Analizi 2).....	96
Şekil 13.18	Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi - Detaylı (Yorulma Analizi 2).....	97
Şekil 13.19	Yorulma ömrü sonuçları (Yorulma Analizi 2).....	98
Şekil 13.20	Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 2).....	98
Şekil 13.21	Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 2).....	99
Şekil 13.22	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (F_{x1} Pozitif Yük Durumu).....	100
Şekil 13.23	Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (F_{x1} Negatif Yük Durumu).....	101
Şekil 13.24	Yorulma Analizi 3'ün Haigh Diyagramı'nda gösterimi.....	102
Şekil 13.25	Yorulma ömrü sonuçları (Yorulma Analizi 3).....	103
Şekil 13.26	Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 3).....	103
Şekil 13.27	Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 3).....	104
Şekil 13.28	Güvenlik katsayısı sonuçları - Detaylı (Yorulma Analizi 3).....	104

Şekil A.1	Ansys'te statik analizin modal analize çevrilmesi.....	107
Şekil A.2	Ansys Workbench programında Y32 Boji Şasisinin Modal Analizi.....	108
Şekil A.3	Mod 7'nin şekli.....	108
Şekil A.4	Mod 8'in şekli.....	109
Şekil A.5	Mod 9'un şekli.....	109
Şekil A.6	Mod 10'un şekli.....	109
Şekil A.7	Mod 11'in şekli.....	110
Şekil A.8	Mod 12'in şekli.....	110



TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1	Vagonların teknik -ortak- özellikleri.....	13
Tablo 4.1	Y32 Bojisinin teknik özellikleri.....	15
Tablo 4.2	Y32 Boji elemanlarının kütleleri.....	17
Tablo 4.3	Yay katsayıları ve damperlerin sönüm değerleri.....	17
Tablo 7.1	Sünek (ductile) malzemelerde yorulma dayanımına etki eden faktörler.....	35
Tablo 7.2	Yorulmada yüzey faktörü değerleri (çelikler için).....	35
Tablo 9.1	St52-3N Çeliğinin kimyasal ve mekanik özellikleri.....	41
Tablo 9.2	GS 45-3 Döküm çeliğinin kimyasal ve mekanik özellikleri.....	43
Tablo 9.3	EA1N Çeliğinin kimyasal ve mekanik özellikleri.....	44
Tablo 11.1	St52-3N Çeliğinin çevrim sayılarına göre gerilme genliği değerleri.....	48
Tablo 11.2	Eleman şekline göre C değerleri.....	54
Tablo 11.3	Çözüm ağı kalitesi (mesh quality) istatistikleri.....	54
Tablo 11.4	Çözüm ağlarındaki eleman sayıları ve düğüm noktaları (node) sayıları.....	55
Tablo 13.1	Düşey ve yanal kuvvet kombinasyonlarının statik testler için yük durumları.....	77
Tablo 13.2	Boyuna gelen kuvvetlerden meydana gelen yük durumları (F_{x1} Pozitif Yük Durumu, F_{x1} Negatif Yük Durumu).....	78
Tablo 13.3	Düşey ve yanal kuvvet kombinasyonlarının statik testler için yük değerleri.....	80
Tablo 13.4	Boyuna gelen kuvvetlerden meydana gelen yük değerleri (F_{x1} Pozitif Yük Değerleri, F_{x1} Negatif Yük Değerleri).....	80
Tablo 13.5	Düğüm noktalarının normal ve kesme gerilmeleri (Yorulma Analizi 1).....	85

Tablo 13.6 Eşdeğer gerilme genliği değerlerinin hesaplanması (Yorulma Analizi 1).....	86
Tablo 13.7 Eşdeğer ortalama gerilme değerlerinin hesaplanması (Yorulma Analizi 1).....	86
Tablo 13.8 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının numaraları ve gerilme değerleri (Yorulma Analizi 1).....	88
Tablo 13.9 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının (node) numaraları ve gerilme değerleri (Yorulma Analizi 2).....	96
Tablo A.1 İlk 12 modun frekans değerleri.....	108



Y32 Boji Şasisinin Statik Analizi ve Yorulma Bakımından İncelenmesi

Oğuzhan KONEZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer Metin

Bojiler raylı sistemlerde kullanılan araçları taşımaya yarayan mekanik sistemlerdir. Tekerlek setleri, aks kutusu, fren donanımı, bolster, yatay damper, birincil ve ikincil süspansiyonlar boji şasisine montajı yapılan ekipmanlardır. Düz raylarda ve kurplarda aracın dengeli şekilde ilerlemesini sağlamak, araç hızla ilerlerken raydaki düzensizliklerden kaynaklanan titreşimleri absorbe etmek, raylarda minimum aşınmaya ve düzensizliğe neden olmak bojinin görevleri arasındadır. Raylı taşıtlarda kullanılan en kritik elemanlardan birisi olan boji şasisinin son derece güvenli tasarlanması ve imal edilmesi önemli bir gerekliliktir. Bunun için raylı sistemlerde güvenlik açısından katı kuralları içeren standartlar kullanılmaktadır. TS EN 13749 standardı Türkiye tarafından kabul edilen ve uygulanan bir Avrupa standardıdır. Bu standart boji şasislerinin yapısal şartlarını belirler. Y32 Bojileri TÜVASAŞ tarafından üretilir. Tezin amacı Y32 Boji şasisinin aşırı yük durumlarındaki statik analizlerini gerçekleştirmek ve bunun yanında normal servis yükleme durumundaki (yorulma) analizlerini yaparak TS EN 13749 standardınca

uygunluğunu araştırmaktır. Standarda uygunluğu bulunmayan durumlarda boji şasisi tasarımı için revizyon önerileri getirilmiştir. Analizleri geręekleřtirmek için Y32 Bojisi üç boyutlu olarak uygun şekilde modellenmiştir. Modelleme işleminde herhangi bir basitleştirmeye gidilmemiştir. Modelde uygun şekilde çözümlü ağı oluşturulmuş, TS EN 13749 standardına uygun şekilde sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır. Analiz için Ansys Workbench programı kullanılmıştır. Analizde kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri programa girilmiştir ve parçalar arası bağlantılar kurulmuştur. Statik analizde aşırı yük durumları incelenmiştir. Yorulma analizinde her düğüm noktasına (node) karşılık gelen ortalama gerilme (mean stress) ve gerilme genliği (alternating stress) sonuçları çıkartılmış ve bu sonuçlar Haigh Diyagramı'nda değerlendirilmiştir. Buna ek olarak yorulma analizi Ansys Workbench programında Goodman Diyagramı kullanılarak da çözdürölmüştür. Y32 Boji şasi tasarımının aşırı yük durumlarında (statik analiz) ve normal servis yüklemesi durumlarında (yorulma analizi) TS EN 13749 standardının gerekliliklerine sahip olup olmadığı incelenmiştir. Tezin ek bölümünde Y32 Boji şasisinin modal analizi geręekleřtirilmiřtir.

Anahtar Kelimeler: Y32 Bojisi, şasi, Statik Analiz, Aşırı Yük Durumları, Yorulma Analizi, Normal Servis Yüklemesi Durumları, Ansys Workbench, TS EN 13749 Standardı, Haigh Diyagramı, Goodman Diyagramı, Modal Analiz.

Static Analysis of Y32 Bogie Frame and Investigation of Fatigue

Oğuzhan KONEZ

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Adviser: Asst. Prof. Dr. Muzaffer Metin

Bogies are mechanical systems which carry vehicles in railway systems. Wheelsets, axle boxes, brake equipments, bolster, horizontal damper, primary and secondary suspensions are assembled to the bogie frame. Balancing the vehicle on straight rails and curves, absorbing the vibrations caused by irregularities on the track, causing minimum wear and irregularity on the rails are among the tasks of the bogie. It is an important requirement that the bogie frame, which is one of the most critical elements used in rail vehicles, is designed and manufactured safely. For this purpose, safety standards which have strict rules are used in rail systems. EN 13749 is a European standard which is accepted and implemented by Turkey. This standard determines the structural conditions of bogie frame. Y32 bogies have been produced by TUVASAS. The aim of the thesis is to investigate the conformity with the EN 13749 standard by performing the static analysis under exceptional loads and normal service loads (fatigue analysis). In cases where there is no conformity to the standard, revision proposals have been made for bogie frame design. Y32 Bogie

has been modeled properly in three dimensions to perform the analyzes. In the remodeling process, no simplification has been made on the model. A suitable mesh has been formed on the model, boundary conditions and forces have been applied in accordance with EN 13749 standard. Ansys Workbench program has been used for the analysis. The mechanical properties of the materials used in the analysis have been entered into the program and connections between parts have been established. Exceptional load cases have been examined in static analysis. In fatigue analysis, mean stress and alternating stress results of each node have been deduced and these results have been evaluated on the High Diagram. In addition, fatigue analysis has been also solved using the Goodman Diagram in the Ansys Workbench program. It has been investigated whether Y32 bogie frame design is convenient or not under exceptional load cases (static analysis) and normal service load cases (fatigue analysis) according to TS EN 13749 standard. Modal analysis of Y32 Bogie frame has been made in the additional part of the thesis.

Keywords: Y32 Bogie, Frame, Static Analysis, Exceptional Load Cases, Fatigue Analysis, Normal Service Load Cases, Ansys Workbench, TS EN 13749 Standard, Haigh Diagram, Goodman Diagram, Modal Analysis.

Raylı sistemler güvenilir, ekonomik ve çevre dostu bir ulaşım çeşididir. Günümüz dünyasının ekonomik yoğunluğunda insanların zaman kavramı değişmiştir. Zamanlama olarak her şey çok daha dakikleşmiş ve zamanın kendisi çok daha değerli bir hale gelmiştir. Raylı sistemler şehir içi ve şehirlerarası ulaşımında insanların zaman konusundaki hassasiyetini çok rahat bir şekilde karşılayabilmektedir.

Günümüze kadar yapılan istatistikler raylı sistemlerin kara yollarına göre çok daha güvenilir bir ulaşım sistemi olduğunu kanıtlamıştır.

Çağımızda dünyamızın yüz yüze geldiği çevre sorunu kronikleşmiştir. Karbondioksit salınımı artmaktadır. Bunun sonucunda küresel ısınma, iklim değişiklikleri, kuraklık ve canlı türlerinin yok olması ile karşı karşıyayız. Raylı sistemlerin içten yanmalı motorlarla çalışan araçlara bir alternatif olması yaşadığımız çevre sorunlarını belli bir oranda azaltabilir.

Bazı yüklerin belli mesafelerde raylı sistemler ile taşınması karayoluna göre daha ekonomiktir.

Bu nedenler göz önüne alındığında hem yolcuları hem de yükleri taşıyan raylı sistemlerin ülkemizde desteklenmesi büyük bir gerekliliktir.

Y32 Bojisi Tüvasaş tarafından üretilir ve yine Tüvasaş tarafından üretilen TVS 2000 serisi vagonları taşır. Boji şasisi çelik plakaların birbirleriyle kaynatılmasıyla üretilir. Birincil ve ikincil süspansiyon sistemine sahip olan Y32 Bojisi bir adet yanal dampere sahiptir. Bolsterlı boji sınıfına giren Y32 bojisinin vagon sandığı ile bağlantısı cer halatı sayesinde olmaktadır. Y32 Bojisi 4 adet fren diskine sahiptir. Aks yükü 16 tondur. Maksimum servis hızı 160 km/sa olan Y32 bojisinin Sperling metoduna göre 140 km/sa'te sürüş kalitesi 2.5'tur (Wz).

1.1 Literatür Araştırması

Raylı sistemler dünyada yaygın olarak kullanıldığı için pek çok farklı ülkede çeşitli akademik araştırmalar bulunmaktadır. Aşağıda boji üzerinde uygulanan analiz çalışmalarından bazıları anlatılmıştır.

Suat Sabırlı, İstanbul Teknik Üniversitesi'nde 2012 yılında yüksek lisans tezi olarak İstanbul'da kullanılacak olan bir tramvay bojisinin yorulma analizini gerçekleştirmiştir. Yorulma analizini TS EN 13749 standardına göre gerçekleştirmiş ve analiz sonuçlarını Haigh Diyagramı'nda değerlendirmiştir [1].

Yongyang Zhang, Çin'deki Southwest Jiaotong Üniversitesi'nde 2015 yılında yüksek hızlı EMU trenlerinin motor bojileri için aşırı yük durumları, normal servis yüklemesi durumları ve modal analizi ile ilgili bir makale yazmıştır. Çalışmasını UIC 615-4 standardına göre yapmıştır [2].

Chodeswar Korsaa Veera Bhadrappa, İsveç'teki Blekinge Teknoloji Enstitüsü'nde 2017 yılında bir yüksek lisans tezi yazmıştır. Konusu, Hindistan'da LHB (Linke Hofmann Busch) yolcu vagonları FIAT boji şasisi kullanılmaktadır. Bu bojinin limitlerini iyileştirmek amacıyla yeni CASNUB boji şasisinin LHB yolcu vagonları için kullanılıp kullanılmayacağı araştırılmıştır. Analiz programı olarak Ansys Mechanical APDL kullanılmıştır [3].

Subhankar Haldar ve Ravikant Verma, Hindistan'da GD-Rungta College of Engineering and Technology'de 2017 yılında konusu farklı olan bir makale yazmıştır. Makalenin konusu döküm metodu ile üretilen bir boji ile plakaları kaynatılarak üretilen bir bojinin yük durumları karşısında gösterdikleri farklardır. Analizde Ansys Workbench programı kullanılmıştır. Analiz sonuçları, üretim metodları arasındaki farklılıklar ve güvenilirlik gibi pek çok faktör göz önüne alındığında plakaları kaynatılarak üretilen boji daha avantajlı olarak görülmüştür [4].

Wei Tang, Çin'de Beijing Jiaotong Üniversitesi'nde 2014 yılında bir makale yazmıştır. Tunus'a ihraç edilen DMU trenlerinin bojilerinin yorulma ve modal analizlerini gerçekleştirmiştir. Çalışmada Ansys programı kullanılmış olup analizler UIC standardına göre yapılmıştır [5].

Jan Dizo, Jozef Harusinec ve Miroslav Blatnicky; Slovakya'daki Zilina Üniversitesi'nde 2017 yılında bir makale yazmışlardır. Makalenin konusu modifiye edilmiş bir yük vagonu bojisinin yapısal analizidir. EN 13749 standardına göre yapılan analizde Ansys programı kullanılmış olup sonuçlar olumlu çıkmıştır [6].

A. Cera, İtalya'da Pisa Üniversitesi'nde boji şasisinin yorulma analizi ile ilgili bir makale yazmıştır. Analizler EN 13749 standardına göre yapılmış ve Ansys programı kullanılmıştır. Analizde kaynaklı bölgelere ayrıca önem gösterilmiştir. Farklı metodlarda yorulma analizleri uygulanmış ve hangisinin daha doğru sonuçlar verdiği araştırılmıştır [7].

Jun Dai, Çin'de Tangshan College'de 2015 yılında yüksek hızlı bir trenin boji şasisinin mukavemet analizi ile ilgili bir makale yazmıştır. Analizleri Ansys programında gerçekleştirmiştir. Kullandığı standard ise "Bullet Train Bogie Frame Strength Test Method" (TB/T2368-2005) olarak geçmektedir. Bulduğu deplasman ve gerilme sonuçları referans aldığı standarda göre uygun değerlerdedir [8].

Jung Seok Kim ve Nam Po Kim, Güney Kore Raylı Sistemler Araştırma Enstitüsü'nde 2005 yılında bir yalpalı tren bojisinin yorulma analizini gerçekleştirmiştir ve bu konuyla ilgili bir makale yazmışlardır. Yalpalı trenler kurplara girdikleri zaman daha hızlı hareket edecek şekilde tasarlanmışlardır. Yorulma analizinde Goodman Diyagramı kullanılmıştır. Yorulma analizindeki sonuçların diyagrama bakılarak uygun olduğu belirtilmiştir [9].

Hsing Hui Huang ve Li Wen Chen Tayvan'da National Pingtung University of Science and Technology'de 2018 yılında bir bojinin EN 13749 standardına göre yorulma analizini gerçekleştirmişlerdir. Buna ek olarak tren hızının bojinin yorulmadaki çevrim süresini nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Trenin hızı arttıkça bojinin yük çevrim ömrü de ciddi oranda azalmaktadır [10].

1.2 Tezin Amacı

Tezin amacı Y32 boji şasisinin aşırı yük durumlarında (statik analiz) ve normal servis yüklemesi (yorulma analizi) durumlarında TS EN 13749 standardına uygun olarak yapısal analizinin gerçekleştirilmesidir [11]. Analiz sonuçlarında Y32 boji şasisinin standarda uygun olup olmadığı değerlendirilmiştir. Gerilme değerlerinin

normalden yüksek çıktığı durumlarda boji tasarımına revizyon önerileri getirilmiştir.

Boji şasisi analize uygun olması için tekrardan modellenmiş ve Ansys Workbench programında çözüm ağı (mesh) oluşturulmuştur. Analizler için boji geometrisinde herhangi bir basitleştirmeye gidilmemiştir. Boji şasisinde kullanılan malzememin mekanik özellikleri belirlenmiştir. Standarda uygun şekilde sınır şartları ve kuvvetler uygulanmış. Aşırı yük durumlarında analiz sonuçlarındaki deformasyon ve gerilme değerleri incelenmiştir. Bunun ardından normal servis yüklemesi durumu için yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Yorulma analizinde her düğüm noktasına (node) karşılık gelen ortalama gerilme (mean stress) ve gerilme genliği (alternating stress) değerleri hesaplanmış, yorulma sonuçları Haigh Diyagramı'nda gösterilmiştir. Buna ek olarak yorulma analizi Ansys Workbench programına da çözdürülmüş. Sonuçlar Goodman Diyagramı'nda değerlendirilmiştir.

Farklı modeldeki B-I kategorisine giren boji şasislerinin TS EN 13749 standardına göre yapısal analizini gerçekleştiren mühendislere bu tez çalışmasının önemli birtakım ipuçları vereceği inancındayım.

1.3 Hipotez

Hipotezimiz, Y32 Boji şasisinin aşırı yük durumlarında ve normal servis yüklemesi durumlarında boji şasisinin yapısal şartlarını belirleyen TS EN 13749 standardını karşılayabilmesidir [11]. Karşılamadığı durumlarda ilgili boji parçalarının ölçülerinde revizyon yaparak yeni tasarım önerileri getirilmiştir.

Aşırı yük durumları için Ansys Workbench programında statik analizler gerçekleştirilmiş, statik analizler sonucunda malzemelerin akma gerilmesine (yielding) maruz kalıp kalmadığına bakılmıştır. Normal servis yükleme durumlarındaki analizler (yorulma analizi) ise yine Ansys Workbench programında gerçekleştirilmiş olup şasisinin en az 1 milyon çevrim sayısına ulaşip ulaşamayacağı incelenmiştir.

Bu tezin literatüre olan katkısı TS EN 13749 standardına göre Y32 Bojisinin aşırı yük durumları altındaki statik analizlerinin ve normal servis yüklemesi durumlarındaki yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Bu tez çalışmasının bir diğer orijinal

yönü analizi yapılan boji modelinde herhangi bir basitleştirmeye gidilmemesidir. Yorulma analizlerinde düğüm noktalarındaki gerilme genliği ve ortalama gerilme değerleri hesaplanıp Haigh Diyagramı'nda gösterilmiştir. Analiz ve hesaplamaların nasıl yapıldığı bütün ayrıntılarıyla tezde gösterilmiştir.



Bojiler güvenli bir raylı sistem ulaşımı için çok önemlidirler ve aşağıda saydığımız fonksiyonları gerçekleştirirler:

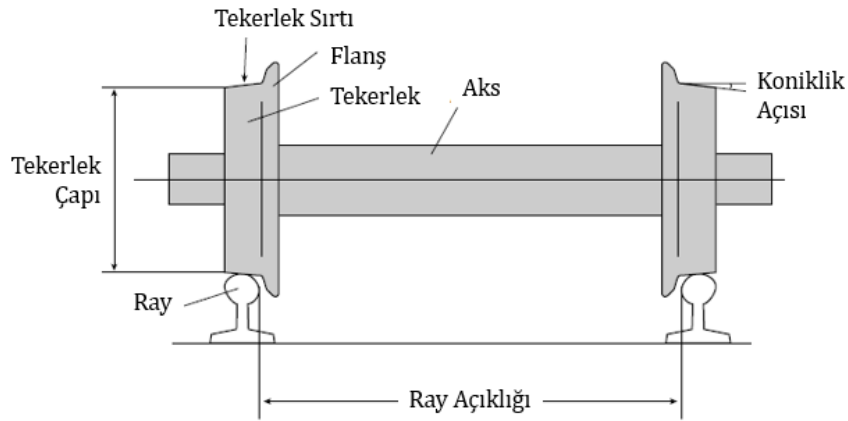
=> Araç gövdelerini taşımak.

=> Düz raylarda ve kurplarda aracın dengeli bir şekilde ilerlemesini sağlamak.

=> Araç hızla ilerlerken raylardaki düzensizliklerden kaynaklanan titreşimleri absorbe etmek.

=> Raylarda minimum aşınmaya ve düzensizliğe neden olmak [12].

Aşağıdaki (Şekil 2.1) şekilde raylar, aks ve tekerlekler gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Tekerlek ve aks seti [12]

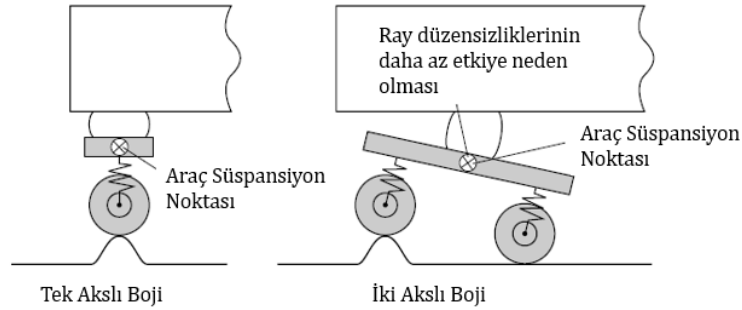
2.1 Bojilerin Sınıflandırılması

Aşağıda anlatılacağı üzere bojiler aks sayılarına, tasarımlarına ve süspansiyon yapılarına göre sınıflandırılırlar [12].

2.1.1 Aks Sayılarına Göre Bojiler

Bojiler iki çelik ray üzerinde gittiğinden en az bir aksa ve iki tekerleğe ihtiyaç duyar. Bojiler aks sayılarına göre bir akslı, iki akslı, üç akslı vb. şeklinde sınıflandırılırlar. İki akslı bojiler en yaygın şekilde kullanılanlardır ve iki akslı bojiler raylardan gelen

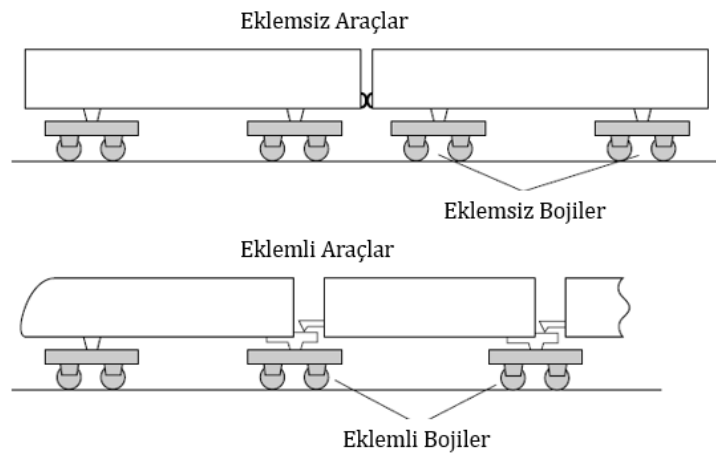
etkileri tek akslılara göre daha iyi absorbe ederler (Şekil 2.2). Çünkü tek akslı bojiler raylardan gelen etkileri direk olarak yukarı iletirler. Üç akslı bojilerin daha karmaşık bir yapısı vardır ve bu yapı aracın ilerleme performansını negatif etkilemektedir. Onun için bu bojiler yolcu taşıyan demiryolu araçlarında kullanılmayıp ağırlıklı olarak lokomotiflerde kullanılırlar [12].



Şekil 2.2 Ray düzensizlikleri etkisinin bir akslı ve iki akslı bojilerdeki karşılaştırılması [12]

2.1.2 Eklemlili ve Eklemsiz Bojiler

Bojiler eklemlili ve eklemsiz olarak ikiye ayrılırlar. Genel olarak iki adet eklemsiz boji bir adet vagona bağlanır. Eklemlili bojiler ise bir vagonun sonuna ve diğer vagonun başına bağlanırlar (Şekil 2.3). Buna örnek olarak İspanyol Talgo, Fransız TGV, Tokyo'daki Odakyu hattı ekspres trenleri verilebilir. Eklemlili bojilerin dezavantajları; kompleks yapıları, bir vagonun bir boji tarafından taşınması ve bakımlarının zor yapılmasıdır. Avantajları ise düşük ağırlık merkezive daha konforlu bir yolculuk sağlamasıdır. Çünkü bojiler yolcu koltuklarının hemen altında bulunmazlar bu da yolcuların daha az gürültüye ve titreşime maruz kalması demektir [12].

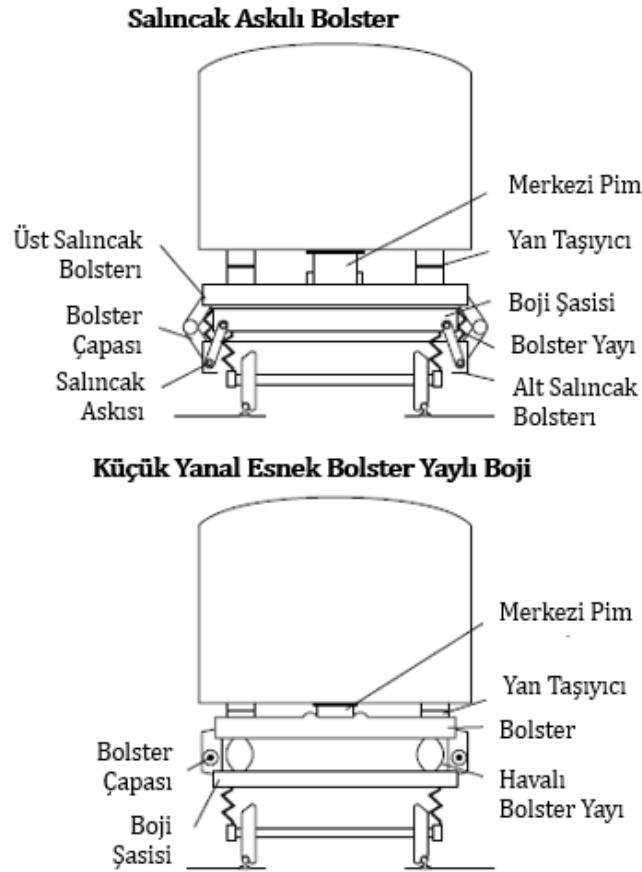


Şekil 2.3 Eklemlili ve eklemsiz bojiler [12]

2.1.3 Bolsterlı ve Bolstersız Bojiler

Bolsterlı ve bolstersız bojiler süspansiyon donanımlarına göre ayrılırlar. İlk geliştirilen boji tipi bolsterlı olanıdır. Bojilerin en önemli özelliklerinden bir tanesi araç gövdesi kurptan geçerken bojinin araç gövdesine göre hareket etmesidir. Aynı zamanda araçlar düz raylarda hızlı bir şekilde ilerlerken tekerlek setinin hunting hareketi yapması istenmez. Bu özellikleri karşılamak için bolster bojinin merkezinde bir pivot bulunur. Bu pivot sayesinde döner ve aynı zamanda bolsterın yan taraflarında dönmeye karşı dirençli taşıyıcılar bulunur. Şekil 2.4'te bolstersız ve bolsterlı bojiler ve diğer bağlantı elemanlarını içeren şematik gösterimler bulunmaktadır.

1980'lerde bolstersız bojiler ticarileşmeye başladı. Bolstersız bojilerin parça sayısı daha azdır ve dolayısıyla daha hafiftirler. İkincil süspansiyonda bulunan yaylar bojinin dönmesine müsaade etmektedir. Aynı zamanda bojinin her iki tarafında bulunan damperler bojinin hunting hareketi yapmasını engeller [12].

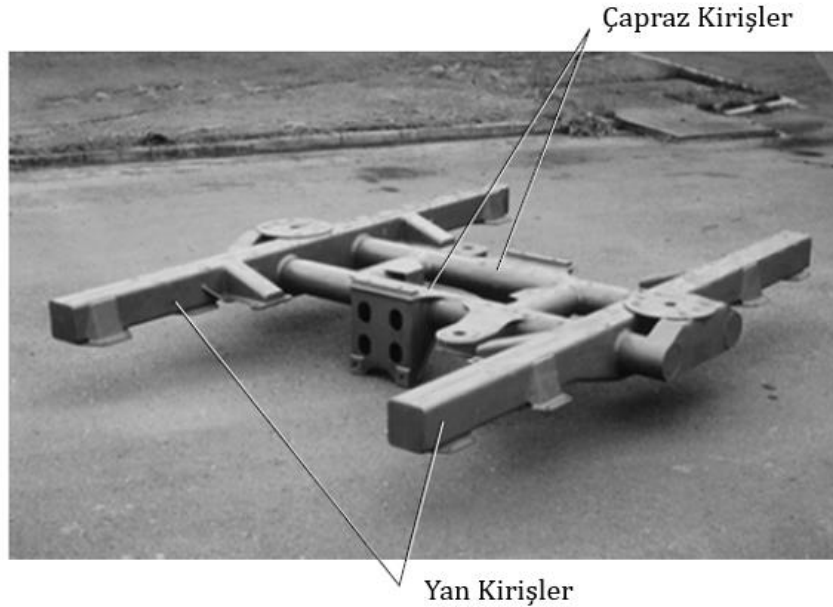


Şekil 2.4 Bolsterlı ve bolstersız bojiler [12]

2.2 Temel Boji Elemanları

2.2.1 Boji Şasisi

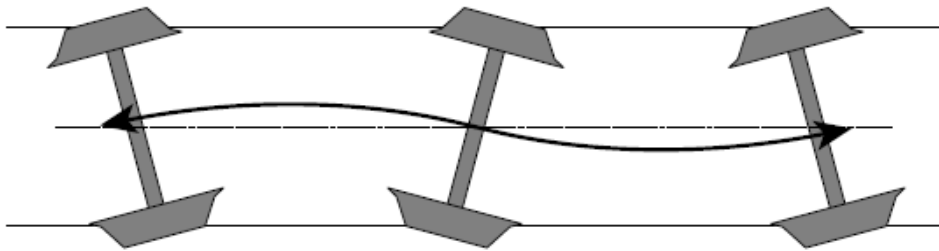
Farklı isimlerle anılan tasarımlara da sahip olan boji şasilerinin en yaygın kullanıma sahip olanı H tipli bojilerdir (Şekil 2.5). Boji şasilerinde genel olarak 8-9 mm kalınlığında plakalar kullanılmaktadır. Bojideki farklı ekipmanların boji şasisine montajı yapılır [12].



Şekil 2.5 Boji H şasisi [12]

2.2.2 Amortisör

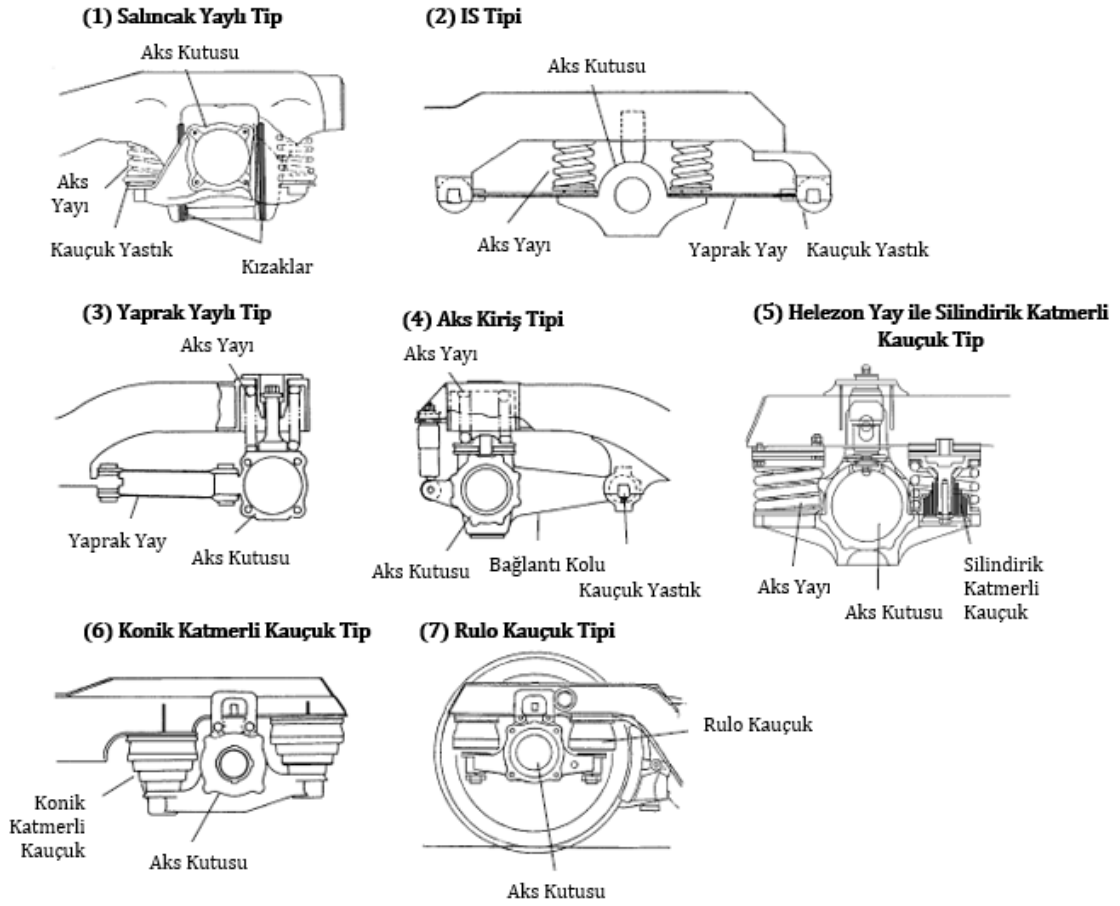
Amortisör (bolster yayı, çekiş aparatı, yalpalama engelleyici damper, yatay damper) gövdeyi desteklemek için önemli bir rol oynamaktadır. Bunun yanında kurplardan geçerken bojinin dönmesini sağlamak, vibrasyonu azaltmak, çekiş kuvvetini bojiden gövdeye iletmek de görevleri arasındadır [12]. Örnek olarak tekerleklerin hunting hareketi yatay damper kullanılarak sönmülmektedir (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 Tekerlek hunting hareketi [12]

2.2.3 Aks Kutusu Süspansiyon Sistemi

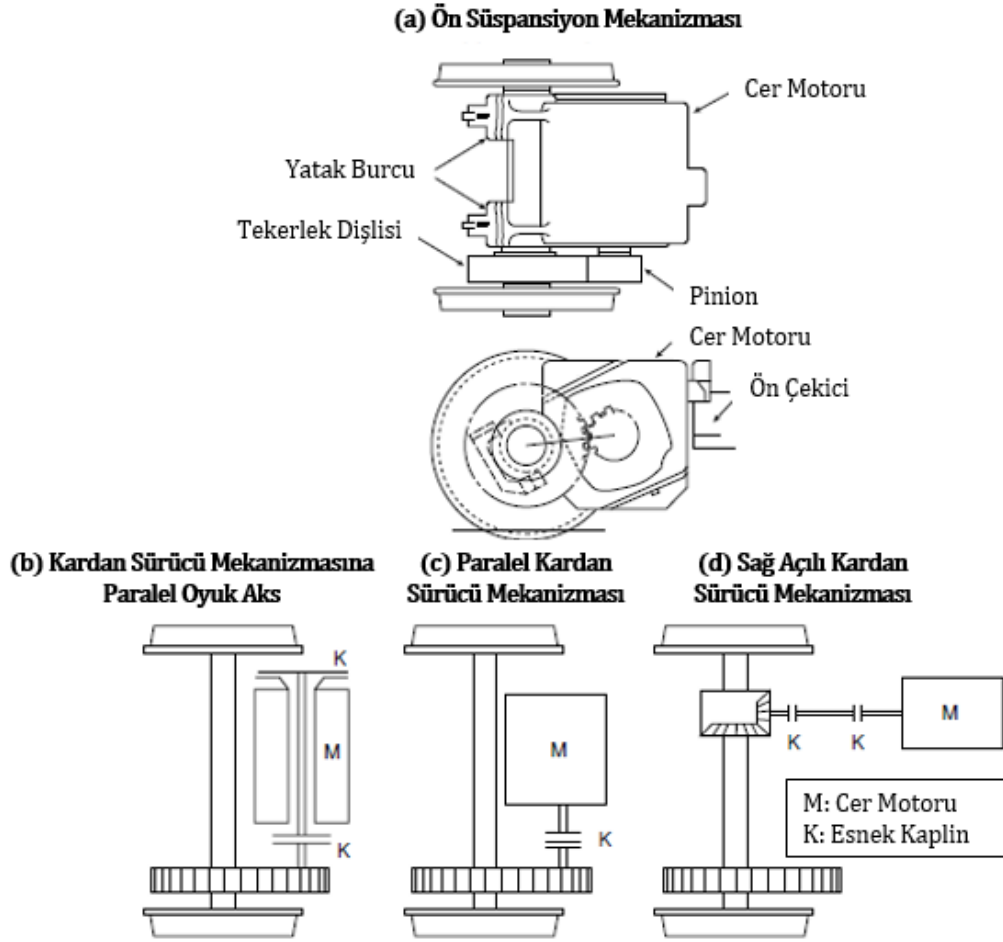
Bu sistem akslar ile boji şasisi arasındaki bağlantıyı sağlar. Bojinin ilerleme performansını ve sürüş konforunu etkileyen kritik bir sistemdir [12]. Şekil 2.7’de farklı tiplerde tasarlanan aks kutusu-süspansiyon bağlantı çeşitleri görülmektedir.



Şekil 2.7 Çeşitli aks kutusu ve süspansiyon bağlantıları [12]

2.2.4 Güç Aktarımı

Güç aktarım organı, dişlilerden ve esnek bağlantılardan oluşan motordan aksa tahrik veren sistemin adıdır [12]. Aşağıda farklı güç aktarım tasarımları gösterilmektedir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 Güç aktarım organları [12]

2.2.5 Fren Ekipmanı

Fren ekipmanları direk tekerleğe etki eden frenler ile disk frenleri olarak ikiye ayrılmaktadır. Direk tekerleğe etki eden fren sisteminde tekerlekler fazla ısınabilmekte ve bu da hızlı ilerleyen bir araç için sorun oluşturabilmektedir. Geleneksel olarak disk frenlerinde döküm çelik kullanılmaktadır, bunun sebebi fren balataları ile bu çelik arasındaki yüksek sürtünme kuvvetidir. Yüksek hızlı trenlerin fren disklerinde ise dövme çelik kullanılmaktadır. Bu şekilde disklerin yüksek ısınma karşısında kırılmaları engellenmektedir [12].

Y32 Bojisini Kullanan Vagonlar

Y32 Bojisi Tüvasaş'ın ürettiği TVS 2000 serisi vagonlarda kullanılmaktadır (Şekil 3.1). 1990'ların başında bu vagonların projeleri olgunlaştırılmış, 1994 yılında imalatlarına başlanmıştır. TVS 2000 serisinin 8 adet modeli bulunmaktadır [13].

TVS 2000 Serisi Modelleri:

- => Kompartımanlı Vagon
- => Konferans Vagonu
- => Kuşetli Vagon
- => N13 Lüks Pulman Yolcu Vagonu
- => Pulman Vagon
- => Salon Vagon
- => Yataklı Vagon
- => Yemekli Vagon



Şekil 3.1 Kompartmanlı vagon [14]

Vagonların ortak teknik özellikleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir (Tablo 3.1).

Tablo 3.1 Vagonların teknik -ortak- özellikleri [14]

Ray Açıklığı	1435 mm
Tampondan Tampona Vagon Boyu	26400 mm
Boji Göbek Eksenleri Arası Mesafe	19000 mm
Vagon Genişliği	2825 mm
Vagon Yüksekliği	4050 mm
Döşeme Yüksekliği	1250 mm
Hareketli Basamak Yüksekliği	565 mm
Boji	Y32 Bojisi
Tekerlek Tipi ve Çapı (Yeni/ Aşınmış)	Monoblok - 920 / 870 mm
Minimum Kurp Yarıçapı	150 m
Maksimum Hız	160 km/sa

Y32 Bojisi şehirlerarası demiryollarında kullanılmak üzere tasarlanmıştır. 1970 yılında tasarlanan boji 1975 yılında De Dietrich firması tarafından üretilmeye başlanmıştır. Bu Fransız şirketini 1990'lı yıllarda Alstom firması kendi bünyesine almıştır.

Tüvasaş, 10 Şubat 1989 tarihinde De Dietrich firması ile bir lisans anlaşması yapmış ve Y32 Bojilerini üretmeye başlamıştır. Y32 Bojisi günümüzde Hollanda, Portekiz, Fas, İspanya ve Türkiye'de kullanılmaktadır [13].



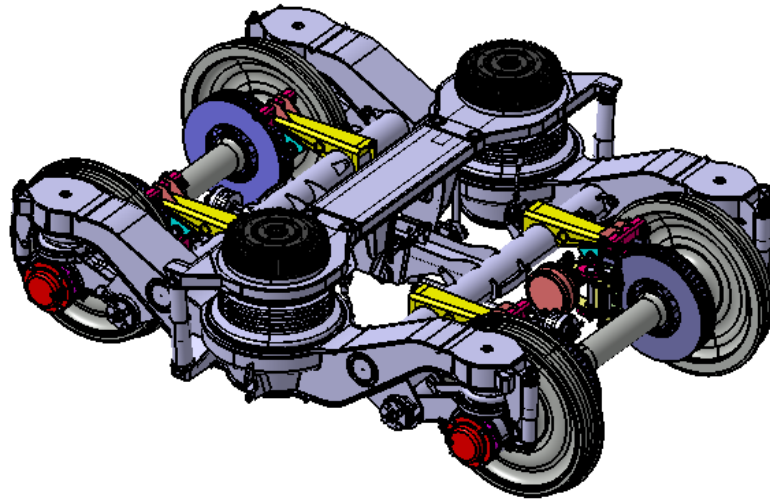
Şekil 4.1 TVS 2000 Serisi vagonlarını taşıyan Y32 Bojisi

4.1 Y32 Bojisinin Teknik Özellikleri

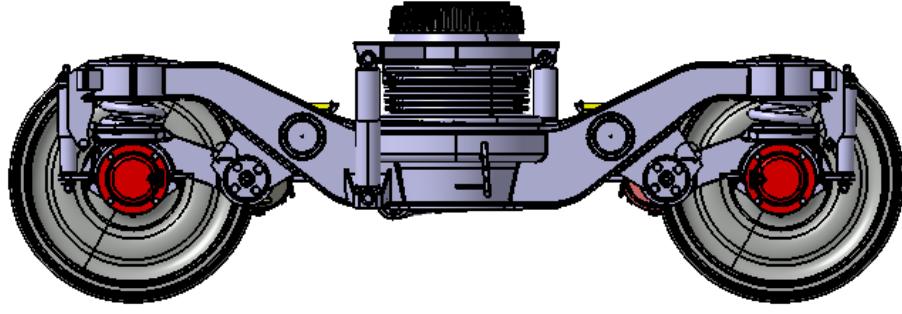
Y32 Bojisinin teknik özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Buna ek olarak Y32 bojisinin farklı yönlerden teknik resimleri bulunmaktadır (Şekil 4.2, 4.3, 4.4, 4.5).

Tablo 4.1 Y32 Bojisinin teknik özellikleri [15]

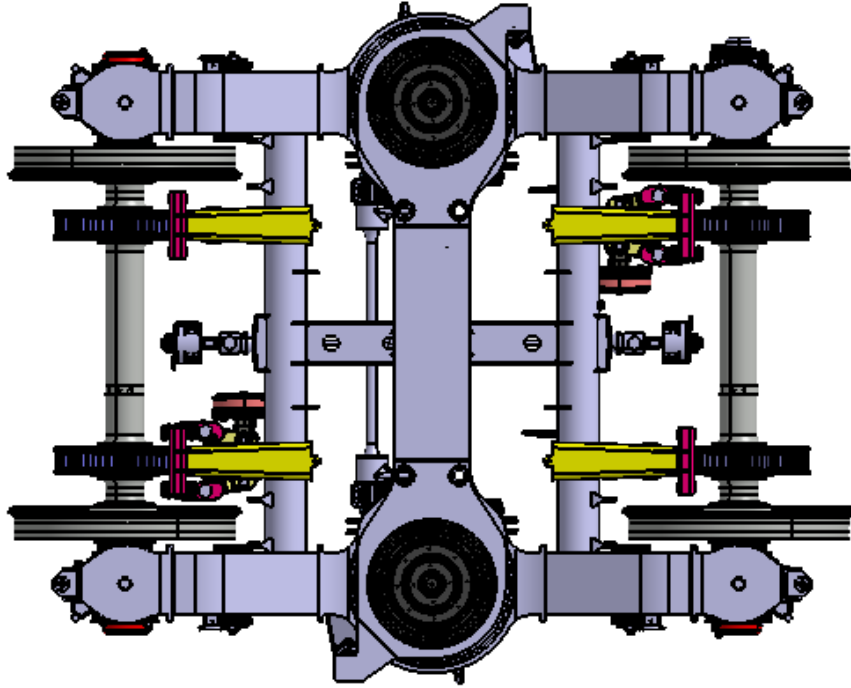
Aks Eksenleri Arası Mesafe	2560 mm
Yan Kirişler Eksen Mesafesi	2000 mm
Birincil ve İkincil Süspansiyon Eksen Mesafesi	2000 mm
Tekerlek Çapı	920 mm
Boji Kütlesi	5750 kg
Maksimum Servis Hızı	160 km/sa
Yatak Çapı	130 x 217 mm
Aks Çapı	155 mm
Aks Yüğü	16 ton
Birincil Süspansiyon	4 grup (Her grup iç içe geçen iki helezon sustadan oluşmaktadır.)
İkincil Süspansiyon	2 grup (Helezon susta + Lastik süspansiyon)
Darbe Sönümleyici	4 adet Primer süspansiyon dikey amortisör, 2 adet Sekonder süspansiyon dikey amortisör, 1 adet Sekonder süspansiyon yatay amortisör.
Fren Sistemi	2 aksta 4 adet hava kumandalı regülatörlü fren silindiri vagon sandığı ile boji birbirine cer halatı sistemiyle bağlanmaktadır.
Sperling Metoduna Göre Sürüş Kalitesi	140 km/sa $W_z = 2,5$



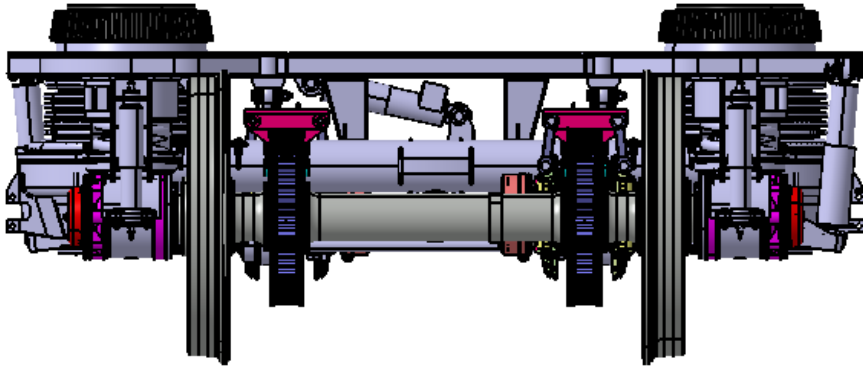
Şekil 4.2 Y32 Bojisinin izometrik görünüşü



Şekil 4.3 Y32 Bojisinin yandan görünüşü



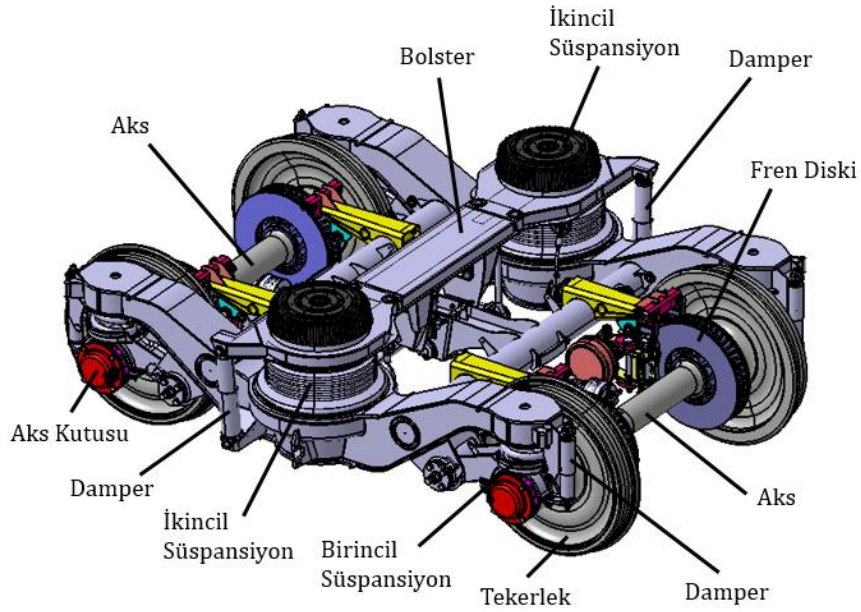
Şekil 4.4 Y32 Bojisinin üstten görünüşü



Şekil 4.5 Y32 Bojisinin arkadan görünüşü

4.2 Y32 Bojisinin Elemanları

Y32 Bojisinin elemanları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 4.6).



Şekil 4.6 Y32 Bojisinin elemanları

Tablo 4.2 Y32 Boji elemanlarının kütleleri [15]

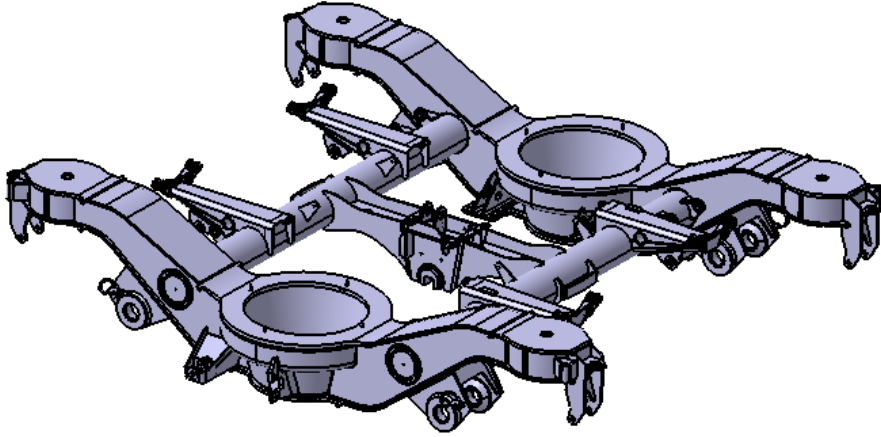
Eleman Adı	Adet	Kütle / Adet	Toplam Kütle (kg)
Şasi	1	2200	2200
Tekerlek Takımı	2	1200	2400
Aks Kutusu	4	200	800
Bolster	1	350	350

Tablo 4.3 Yay katsayıları ve damperlerin sönüm değerleri [15]

Eleman Adı	Yay Katsayısı veya Sönüm Değeri
Birincil Süspansiyon Yay Grubu	800 N/mm
İkincil Süspansiyon Yay	400 N/mm
Birincil Süspansiyona Bağlı Dikey Damper	4 Ns/mm
İkincil Süspansiyona Bağlı Dikey Damper	16 Ns/mm
Yatay Damper	30 Ns/mm

4.3 Şasi

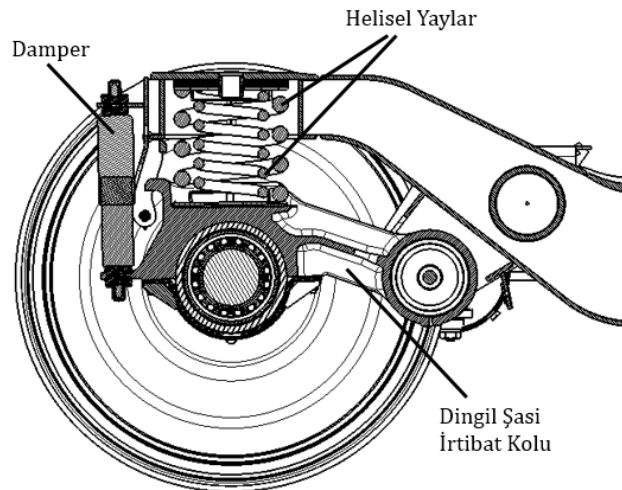
Y32 Bojisinin şasisi (Şekil 4.7); ikincil süspansiyon, birincil süspansiyon, tekerlek setleri, fren setleri, dingil şasi irtibat kolları, yanal ve dikey damperler ve cer halatının bağlandığı elemandır. Şasi birbirine kaynak yapılmış plakalardan ve parçalardan oluşur. Şaside kullanılan malzeme St52-3N kalitesinde çeliktir [15].



Şekil 4.7 Y32 Boji şasisi

4.4 Birincil Süspansiyon

Birincil süspansiyon çelikten imal edilmiş iki adet helisel yaydan oluşur. Buna ek olarak hidrolik dikey damper darbe sönümleyici olarak sistemde bulunmaktadır. Aks ile şasi arasında bağlantı kolu bulunmaktadır (Şekil 4.8). Bu tasarım sayesinde raylardaki düzensizlik kaynaklı etkiler absorbe edilerek aracın kararlılığı artırılır [15].

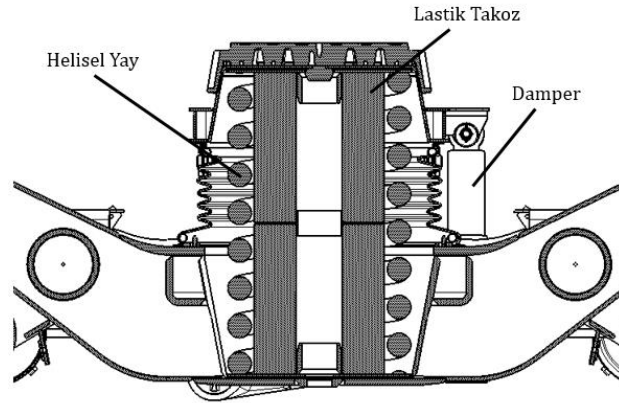


Şekil 4.8 Birincil süspansiyon

4.5 İkincil Süspansiyon

Bir adet çelik helisel yay, lastik takozlar ve hidrolik dikey damperden oluşmaktadır (Şekil 4.9). Yayların çapı 60.4 mm'dir. Alacağı maksimum baskı 60 Hbar'dır. Bu baskı altındaki yüksekliği 712 mm'dir.

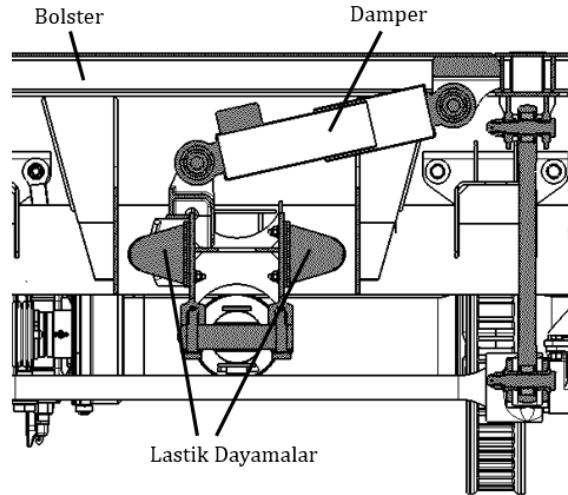
Düşey süspansiyon hareketlerinin kursu yayların iç kısmında bulunan dayama parçaları (lastik takozlar) ile sınırlandırılmıştır [15]. Araçta ikincil süspansiyonlar yolcu koforunu artırmak için kullanılırlar.



Şekil 4.9 İkincil süspansiyon

4.6 Yanal Damper

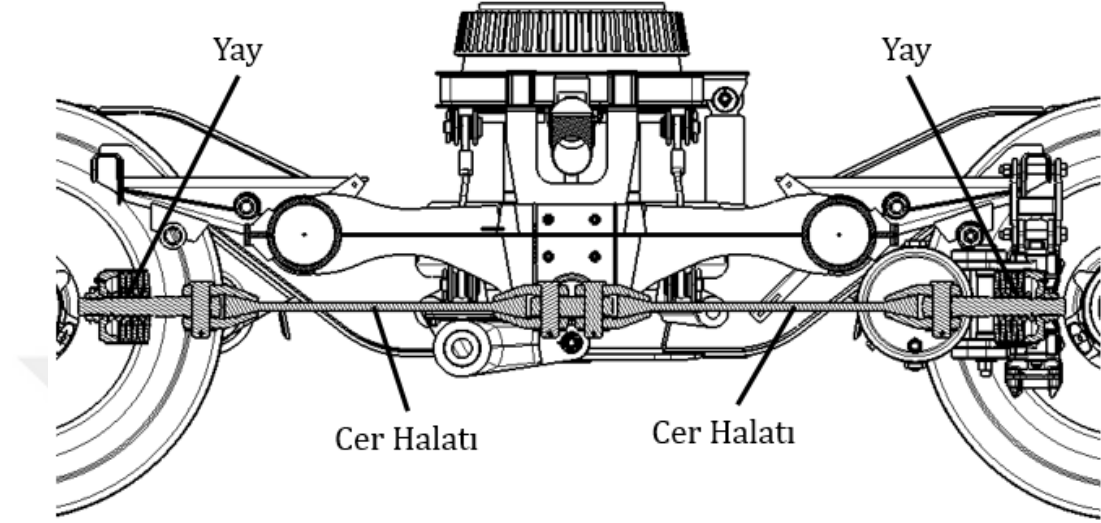
Bolster ile şasi arasında hidrolik yanal damper bulunmaktadır. Buna ek olarak şasiye bağlanan elastik kauçuk dayamalar bojinin yanal hareketini kısıtlamaktadır (Şekil 4.10). Yanal damper, yanal titreşimleri sönmölemek için kullanılır [15]. Yanal damper, sistemin kararlılığını artıran en önemli bileşenlerdendir.



Şekil 4.10 Yanal damper

4.7 Cer Halatı

Y32 Bojisi boylamsal hareketini cer halatından almaktadır. Araç gövdesi ile boji arasındaki darbeleri cer halatının iki ucundaki yaylar absorbe eder (Şekil 4.11) [15].



Şekil 4.11 Cer halatı

TS EN 13749 standardı 22.11.2011 tarihinde kabul edilmiş ve halen yürürlükte olan bir Türk standardıdır. Standardın başlığı "Demiryolu Uygulamaları - Tekerlek Takımları ve Bojiler - Boji Şasilerinin Yapısal Şartlarını Belirleme Metodları"dır. Standardın başlığı İngilizce olarak "Railway Applications - Wheelsets and Bogies - Method of Specifying the Structural Requirements of Bogie Frames" olarak geçer.

Bu standart bir Avrupa standardıdır. Avrupa Standartlar Komitesi (European Committee for Standardization, CEN) tarafından 26.02.2011 tarihinde kabul edilmiştir. CEN üyesi ülkeler: Avusturya, Belçika, Bulgaristan, Hırvatistan, Kıbrıs, Çek Cumhuriyeti, Danimarka, Estonya, Finlandiya, Fransa, Almanya, Yunanistan, Macaristan, İzlanda, İrlanda, İtalya, Letonya, Litvanya, Lüksemburg, Malta, Hollanda, Norveç, Polonya, Portekiz, Romanya, Slovakya, Slovenya, İspanya, İsviçre, İsveç ve Birleşik Krallık'tır.

Bu standart, boji şasilerinin tatmin edici bir tasarımını elde edebilmek için takip edilebilecek yöntemi tanımlar ve tasarım süreçlerini, değerlendirme yöntemlerini, doğrulama ve imalat kalite şartlarını kapsar. Bu standart aks kutu yuvalarını ve beşiklerini içeren boji şasilerinin yapısal şartları ile sınırlandırılır.

TS EN 13749 Standardının genel olarak içeriği:

=> Terimler ve Tanımları

=> Kullanılan Kütleler, Semboller ve Birimler

=> Bojinin Koordinat Sistemi ve Hareketleri

=> Bojilerin Sınıflandırılması

=> Yük Durumları

=> Aşırı Yük Durumları (Statik Analiz)

=> Normal Servis Yükleme Durumları (Yorulma Analizi)

=> Boji Şasisine Bağlanan Ekipmanların Neden Olduğu Yük Durumları

=> Analiz Metodları ve Kabul Kriterleri

=> Aşırı Yük Durumları (Statik Analiz)

=> Normal Servis Yükleme Durumları (Yorulma Analizi)

=> Statik Test Programlarından Örnekler

=> Yorulma Test Programlarından Örnekler [11]

5.1 Bojilerin Sınıflandırılması

TS EN 13749 Standardında bojiler 7 sınıfa ayrılmıştır. Bazı bojiler aşağıdaki sınıflandırmaların hiçbirine girmeyebilirler.

Bojilerin bu şekilde sınıflandırılması oldukça önemlidir. Bunun nedeni, farklı sınıflardaki bojilerin analizlerinin de farklı şekillerde yapılmasıdır.

Y32 bojisi B-I kategorisine girer. Bojinin statik ve yorulma analizleri de bu kategori altında belirtilen şartlara uygun şekilde yapılmıştır.

B-I Kategorisi => Anahatlarda ve şehirlerarası demiryollarında yolcu taşıyan, hızlı veya yüksek hızlı araçları taşıyan, motorlu ve motorsuz bojiler.

B-II Kategorisi => İç ve dış banliyö araçlarını taşıyan, motorlu ve motorsuz bojiler.

B-III Kategorisi => Metro araçlarını taşıyan, motorlu ve motorsuz bojiler.

B-IV Kategorisi => Hafif raylı sistemlerde ve tramvaylarda kullanılan bojiler.

B-V Kategorisi => Tek kademeli süspansiyona sahip yük vagonlarını taşıyan bojiler.

B-VI Kategorisi => İki kademeli süspansiyona sahip yük vagonlarını taşıyan bojiler.

B-VII Kategorisi => Lokomotifler için kullanılan bojiler [11].

Sonlu elemanlar yöntemi farklı mühendislik problemlerine çözüm üretmek için kullanılan sayısal bir yöntemdir. Mukavemet, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve elektromanyetizma analizlerinde zamana bağlı, zamandan bağımsız, doğrusal veya doğrusal olmayan problemler sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilebilir. Modern sonlu elemanlar yönteminin başlangıcı 1900'lü yılların başına kadar gitmektedir. Bazı araştırmacılar elastik sürekli bir ortamı ayırık eşdeğer elastik çubuklar ile yaklaşık olarak modellemişlerdir. Alman asıllı Amerikalı matematikçi Richard Courant 1943 yılında sonlu elemanlar yöntemini ilk geliştiren kişi olarak kabul edilir. 1940'lı yılların başında Courant bir makalesinde burulma problemlerini araştırmak için üçgen şeklindeki alt bölümlerde parçalı polinom interpolasyonu kullanmıştır [16].

Sonlu elemanlar yöntemindeki bir sonraki adım, 1950'li yıllarda Boeing uçak kanatlarını modellemede üçgen gerilme elemanlarının kullanılması ve başka araştırmacılarında bunu takip etmesi ile atılmıştır. Buna rağmen, "sonlu elemanlar" terimi Ray William Clough adlı Amerikalı bir mühendis sayesinde popüler hale gelmiştir. 1960'lı yıllarda sonlu elemanlar yönteminin ısı transferi ve sızıntı akışları gibi mühendisliğin farklı alanlarında kullanımına başlanmıştır. Zienkiewicz ve Cheung, sadece sonlu elemanlar ile ilgili bir kitabı ilk 1967 yılında yazmışlardır. ANSYS programı ise ilk defa 1971 yılında sürülmüştür [16].

ANSYS 100,000 satırdan fazla kod içeren kapsamlı bir sonlu eleman bilgisayar programıdır. Bu program ile statik, dinamik, akışkanlar, ısı transferi ve elektromanyetizma analizleri gerçekleştirilebilir. ANSYS'in otomotiv, uzay ve havacılık, elektronik ve nükleer dahil olmak üzere pek çok mühendislik alanında kullanıldığını görebilirsiniz. Bu programı verimli bir şekilde kullanabilmek için sonlu elemanlar yönteminin temel kavramlarının ve sınırlamalarının tam anlamıyla anlaşılması gerekmektedir [16].

6.1 Sonlu Elemanlar Yönteminde Temel Adımlar

6.1.1 Ön İşlem Aşaması

- 1) Çözümü yapılacak bölgenin oluşturulması ve sonlu elemanlar ile bölüntülenmesi; problemin düğüm noktaları ve elemanlar olarak alt bölümlere ayrılması.
- 2) Bir elemanın fiziksel davranışını temsil edecek olan şekil fonksiyonunun seçilmesi; bir elemanın yaklaşık davranışını (çözümü) temsil edecek olan sürekli bir fonksiyonun ön kabul yapılması.
- 3) Bir eleman için denklemlerin geliştirilmesi.
- 4) Tüm problemi temsil etmek için elemanların birleştirilmesi. Global rijitlik matrisinin oluşturulması.
- 5) Sınır şartları, başlangıç şartları ve yüklerin uygulanması [16].

6.1.2 Çözüm Aşaması

- 6) Düğüm noktalarındaki yer değişimleri (deplasmanlar) veya bir ısı transferi probleminde sıcaklık cinsinden çözüm değerlerini elde etmek için lineer veya lineer olmayan bir denklem takımının eş zamanlı olarak çözülmesi [16].

6.1.3 Son İşlem Aşaması

- 7) Çözümünden sonra diğer önemli bilgilerin elde edilmesi. Bu aşamada, asal gerilmelerin, ısı akılarının veya benzer büyüklüklerin değerleri ile ilgilenebilirsiniz. Genel olarak sonlu elemanlar problemlerinin formüle edilmesinde kullanılan birkaç yaklaşım bulunmaktadır:

- (1) Direkt formülasyon,
- (2) Minimum toplam potansiyel enerji formülasyonu
- (3) Ağırlıklı kalıntı formülasyonu.

Sonlu eleman modelinin nasıl oluşturulduğuna bağlı olmaksızın, herhangi bir sonlu eleman analizindeki adımların yukarıda listelenen adımlar ile aynı olacağını tekrar not etmek yararlı olacaktır [16].

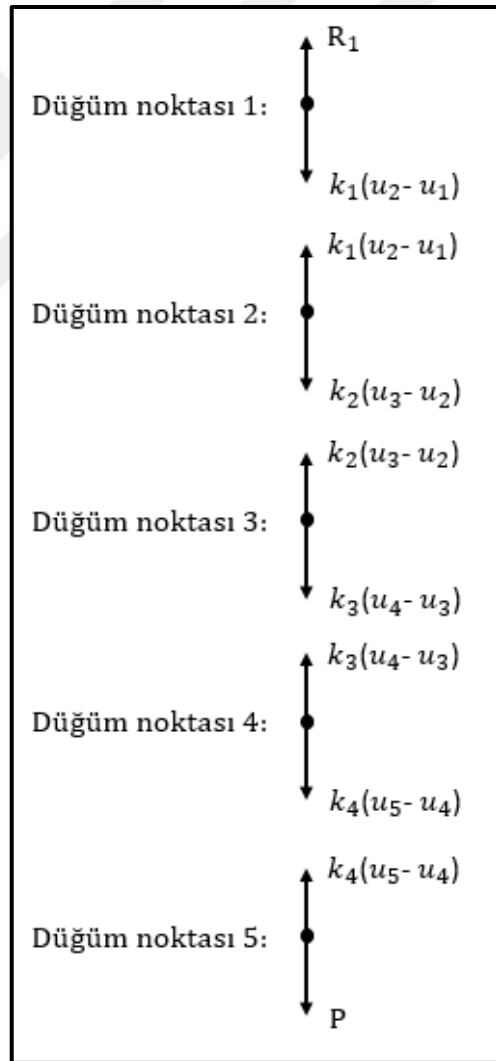
$$F = \left(\frac{AE}{l} \right) \Delta l \quad (6.4)$$

Yukarıdaki bir denklem lineer bir yay denklemine $F = kx$ benzer bir durumdadır. Dolayısıyla kesit alanı üniform ve bir merkezci kuvvet etkisi altında olan bir elemanın eşdeğer rijitliği aşağıda verilen bir yay olarak modellenenir [16].

$$k_{eşd} = \frac{AE}{l} \quad (6.5)$$

Bir elemanın eşdeğer rijitliği:

$$k_{eşd} = \frac{(A_{i+1} + A_i) E}{2l} \quad (6.6)$$



Şekil 6.3 Çubuktaki düğüm noktalarının serbest cisim diyagramı [16]

Statik denge olarak her bir düğüm noktasında etki eden kuvvetlerin toplamı sıfır olmalıdır. Aşağıda statik denge ile ilgili 5 adet denklem bulunmaktadır:

$$\text{Düğüm noktası 1: } R_1 - k_1 (u_2 - u_1) = 0 \quad (6.7)$$

$$\text{Düğüm noktası 2: } k_1 (u_2 - u_1) - k_2 (u_3 - u_2) = 0 \quad (6.8)$$

$$\text{Düğüm noktası 3: } k_2 (u_3 - u_2) - k_3 (u_4 - u_3) = 0 \quad (6.9)$$

$$\text{Düğüm noktası 4: } k_3 (u_4 - u_3) - k_4 (u_5 - u_4) = 0 \quad (6.10)$$

$$\text{Düğüm noktası 5: } k_4 (u_5 - u_4) - P = 0 \quad (6.11)$$

Burada R_1 tepki kuvvetidir. Yukarıdaki denklemlerin matris formatına dönüştürülmüş hali aşağıdaki gibidir:

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

Yük matrislerindeki uygulanan ve reaksiyon kuvvetlerinin ayırt edilmesi de önemlidir. Buna göre matris bağıntısı aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\begin{bmatrix} -R_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

Denklemden verilen bağlantı aşağıdaki şekilde verilebilir:

$$\{R\} = [K] \{u\} - \{F\} \quad (6.14)$$

Diğer bir ifade ile,

$$\{\text{Reaksiyon Matrisi}\} = [\text{Rijitlik Matrisi}] \{\text{Yer Değişim Matrisi}\} - \{\text{Yük Matrisi}\} \quad (6.15)$$

1 nolu düğüm noktasının yer değişiminin sıfır olduğunu bilmekteyiz. Dolayısıyla sadece bilinmeyen 4 adet yer değişimi noktası bulunmaktadır. R_1 reaksiyon kuvveti de bilinmemektedir. Toplam olarak 5 adet bilinmeyen vardır. Bilinen sınır şartını kullanarak denklemin ilk satırı $u_1 = 0$ olacak şekilde yeniden yazarız. $u_1 = 0$ sınır şartının uygulanması, denklem sistemimizde bilinmeyen reaksiyon kuvvetini göz önünde bulundurma gereğini ortadan kaldırmakta ve sadece yer değişimlerinin bilinmeyen olduğu bir denklem takımı oluşturmaktadır. Dolayısıyla, sınır şartlarının uygulanması aşağıdaki matris denklemini oluşturur:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

$$[K] \{u\} = \{F\} \quad (6.17)$$

$$[\text{Rijitlik Matrisi}] \{\text{Yer Değişim Matrisi}\} = \{\text{Yük Matrisi}\} \quad (6.18)$$

Yukarıdaki matrisin çözümü düğüm noktalarındaki yer değişimlerini vermektedir. Düğüm noktalarını çözdükten sonra (6.14) denkleminde reaksiyon kuvvetini çözeriz [16].

Sonlu elemanlar yönteminin temel mantığı bu şekildedir. Örnek tek boyutlu bir elemanın örneğidir. Sonlu elemanlar yöntemi 2 boyutlu ve 3 boyutlu elemanlara da uygulanır [16].

6.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde Stress Singularity ve Stress Concentration

Sonlu elemanlar analizinde Stress Singularity, gerilme değerinin teorik olarak sonsuza gittiği yerlerdir. Bunun en basit örneği bir noktaya uygulayacağınız kuvvettir. Kuvvetin uygulandığı alan sonsuz küçük olduğundan gerilme değeri de sonsuz çıkacaktır. Bu konuyla ilgili başka örnekler vermek gerekirse; bir noktaya uygulanan sınır şartı, içeride kalan keskin köşeler ve keskin bir köşe ile bağlantı oluşturulmasıdır [17], [18].

Stress Singularity ile Stress Concentration aynı olgular değildir. Stress Concentration'ın olduğu yerlerde sonlu bir çözüme yakınsamak mümkündür. Oluşturduğunuz çözüm ağının (mesh) eleman boyutlarını küçülterek (refinement) daha doğru bir yakınsama yapabilirsiniz. Stress Singularity'de ise çözüm ağınızdaki (mesh) eleman boyutlarını istediğiniz kadar küçültün tam tersine çözüm yakınsamayacak ve gerilme değeri daha da büyüyecektir. Gerçek hayatta ise hiçbir zaman bir noktaya kuvvet uygulayamazsınız, muhakkak bu kuvvet küçük de olsa belli bir alana karşılık gelir. Bunun bir benzeri olarak gerçek hayatta hiçbir zaman mükemmel bir keskin köşe olmaz [17], [18].

Ansys programında sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yaptığımızda Stress Singularity sorununu çözmek için Stress Singularity olabileceğini tahmin ettiğimiz bölgelerin biraz uzağından gerilme sonuçlarına bakılmıştır (Saint Venant's Principle). Böylelikle gerilme sonuçları daha doğru bir şekilde değerlendirilir [17], [18].

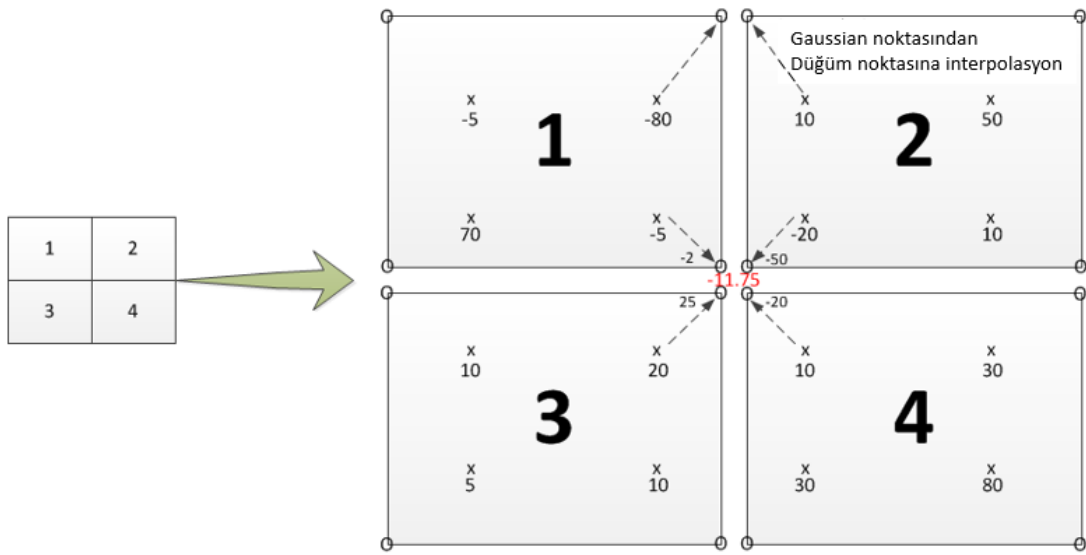
6.4 Elemental Stress ve Nodal Stress

Sonlu elemanlar yönteminde bir parçaya kuvvet uygulandığı zaman parça elemanlara ayrılır ve gerçek gerilme değerleri her elemanın içinde bulunan Gaussian noktalarında hesaplanır. Bundan sonra gerilme sonuçları iki şekilde gösterilir.

Bunlardan bir tanesi Elemental Stress'tir. Bir elemanın içindeki bütün Gaussian noktalarının gerilme sonuçlarının ortalaması alınır. Bu alınan ortalama gerilme değeri bütün elemanın gerilme değeri olarak gösterilir. Bütün modelin gerilme sonucuna bakıldığında devamlılığı olmayan, kesintili bir gerilme analizi görüntüsüne ulaşılır.

Diğeri ise Nodal Stress'tir. Gaussian noktalarındaki gerilme değerleri interpolasyon yapılarak elemanın düğüm noktalarındaki (node) gerilme değerleri hesaplanır. Fakat bir düğüm noktası genelde birden fazla elemanın ortak düğüm noktası olduğu için her elemandan gelen gerilme değerleri toplanarak eleman sayısına bölünür. Böylelikle ilgili düğüm noktasındaki gerilme değeri bulunmuş olur (Şekil 6.4). Bütün modelin gerilme sonucuna bakıldığında devamlılığı olan bir gerilme analizi

görüntüsüne ulaşılır. Bojinin Haigh Diyagramı kullanılarak yapılan yorulma analizinde Nodal Stress değerleri kullanılmıştır [19].

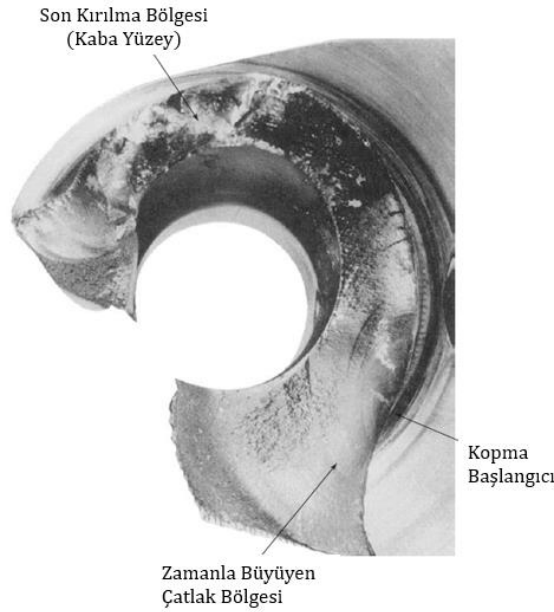


Şekil 6.4 Düğüm noktasındaki gerilme değerinin hesaplanması

19. Yüzyılın ortalarına kadar mühendisler güvenlik faktörünün yüksek olması gereken tasarımlar dışında tekrar eden kuvvetlere veya dalgalı hareketlere statik yüklermiş gibi yaklaştılar. “Yorulma” (Fatigue) terimi ilk defa 1839 yılında “Poncelet of France” adıyla basılan bir kitapta bahsedildi. Modern otoriteler “İlerlemeli Kırılma” (Progressive Fracture) teriminin daha uygun olacağını öne sürdüler [20].

Yorulma nedeniyle meydana gelen kopmalar yüksek gerilmelerin olduğu mikroskobik kırılma bölgelerinde başlar. Bu yüksek stresli bölgeler her zaman geometrik olarak gerilme değerlerini yükseltici bir etkiye sahiptir. Kopan parçalar incelendiğinde kırığın ufak bir bölgeden başlayıp bu kırığın git gide ilerlediği ve parçanın kesit ölçüsünün gelen kuvvetleri taşıyamayıp gerilme değerinin kopma dayanımı (ultimate strength) noktasını geçerek parçanın tamamen koptuğu görülür. En son kopma gevrek (brittle) malzemelerin kopması şeklinde gerçekleşir [20].

Son yüzyılda yapılan geniş araştırmalar yorulma mekanizması ile ilgili belli bir takım bilgileri bize sunmaktadır [20].



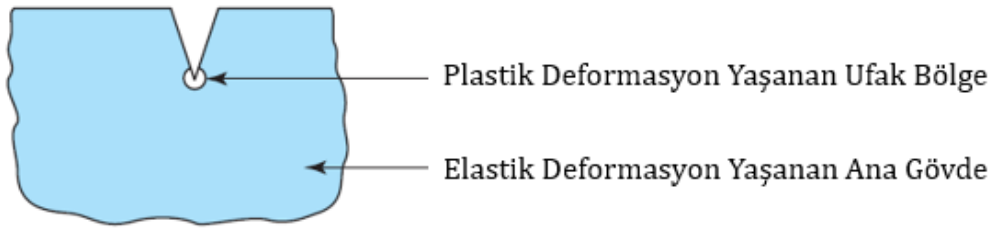
Şekil 7.1 Aircraft krank milinin yorulma nedeniyle kopması (malzeme: SAE 4340 çelik) [20]

7.1 Yorulma Davranışının Temel Kavramları

1) Yorulma nedeniyle meydana gelen kopmalar tekrar eden plastik deformasyonlar yüzünden olur. Bir teli ileri geri bükerek onu koparmamız buna örnek gösterilebilir. Tekrar eden plastik deformasyonlar olmadan yorulma kopmaları meydana gelmez.

2) Bir tele birkaç defa plastik deformasyon uygularsanız o teli koparabilirsiniz fakat yorulma kopmaları binlerce hatta milyonlarca çevrimden sonra meydana gelir. Sıklıkla plastik deformasyonlar mikroskobik düzeyde başlar. Yorulma kopmaları malzemenin akma sınırının (yield point) çok daha altında gerçekleşebilir.

3) Bölgesel düzeyde plastik deformasyonun meydana geldiği yerler yorulma kopmalarının başlangıç yerleridir. Delikler, keskin köşeler, dış açılan yerler, kama yerleri ve korozyona uğrayan bölgeler yorulma dayanımı açısından zayıf bölgelerdir. Bu tip bölgeleri kuvvetlendirmek parçanın tümünü daha dayanıklı bir malzemeden yapmak kadar etkilidir [20].



Şekil 7.2 Çeltikli bir bölgenin gerilme altındaki davranışı [20]

4) Bölgesel plastik deformasyon yeterince ufaksa, o bölgede gerinim sertleşmesi (strain-strengthen) meydana gelebilir ve böylelikle plastik deformasyonun oluşması durabilir. Parça böylesi bir yükün uygulanmasından yararlı bir şekilde çıkar. Fakat bölgesel plastik deformasyon bundan fazlası ise bölge yumuşaklığını (ductile) kaybeder ve parçanın sürekli çevrimsel yüke maruz kalması yorulma kopmasının meydana gelmesine neden olur (Şekil 7.2).

5) Başlangıçta oluşan yorulma kırıkları bölgesel gerilme yoğunluğunu genelde arttırır. Kırık ilerledikçe parçanın kesit ölçüsü düşmeye başlar ve maruz kalınan gerilme değerleri de git gide artar. Parça maruz bırakılan yüke mukavemet gösteremeyecek hale gelene kadar bu kırık büyür. Sonunda yorulma kopması gerçekleşir [20].

Malzemenin yorulma davranışının tahmin edilmesi modern mühendislik açısından çok önemli bir yere sahiptir [20].

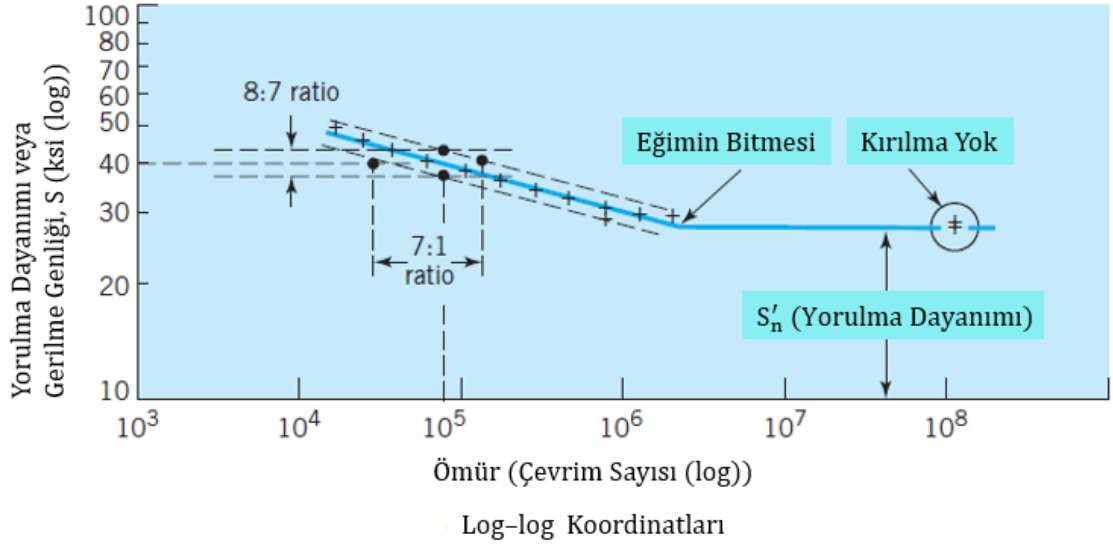
Makinelerde meydana gelen kırılmaların %80'ninin yorulma nedeniyle olduğuna inanılmaktadır. Pek çok mühendislik ürününe prototip aşamasında yorulma analizleri yapılır ve bu ürünlerin çevrim ömürleri anlaşılmasına çalışılır [20].

7.2 S-N Eğrisi (Wöhler Eğrisi)

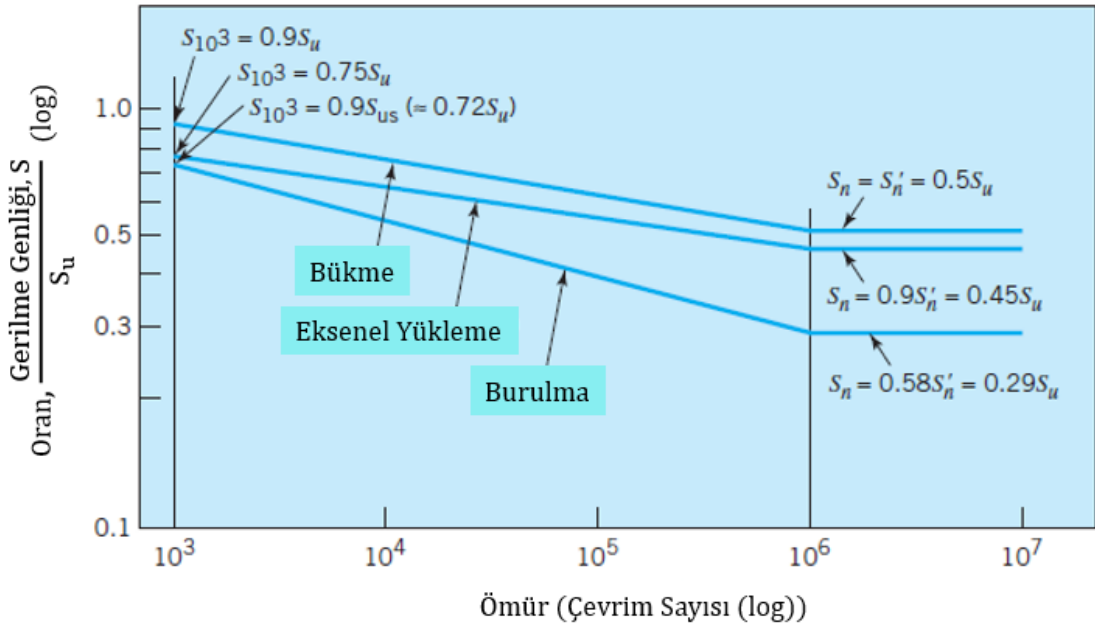
Wöhler eğrisini 1842 yılında Alman bilim adamı August Wöhler Fransa'da (Versailles) gerçekleşen bir tren kazasını incelerken geliştirmiştir. Tren lokomotifinin aksı düşük gerilme altında çalışmasına rağmen günlük olarak sürekli çalıştığı için kırılmıştır. Wöhler aksların maruz kaldığı gerilme genliği (alternating stress) ile çevrim sayısı arasında bir S-N eğrisi elde etmiştir [20].

S-N Eğrileri log-log veya semi-log koordinatları olarak çizilebilir. Bilinen bir çevrim sayısı için parça üzerindeki tam değişken değerdeki gerilmeler parçanın kopmasına neden olursa parçanın o gerilme değeri bilinen çevrim sayısındaki yorulma dayanımına (fatigue strength) karşılık gelir. Çelikler üzerinde yorulma ile ilgili sayısız deney yapılmıştır. Bir çeliğin yorulma kopması yaşamadan maruz kalabileceği maksimum gerilme genliği (alternating stress) değeri o çeliğin dayanım limitidir (endurance limit). Dayanım limitinin genel olarak kullanım sembolü S_n olarak geçer. Eğer bu dayanım limiti (endurance limit) belli bir test sonucu elde edilmiş ise S'_n sembolü kullanılır. Log-log koordinat sistemi genel olarak çelik malzemeler için kullanılır. Böylelikle lineer çizgi ortaya çıkmış olur [20].

S-N eğrisindeki düz çizgi çelik malzemelerde 10^6 ile 10^7 çevrim arasında bulunur. Genel olarak çelik malzemelere 10^6 çevrim sayısına karşılık gelen gerilme genliği (alternating stress) değerinden yüksek yük uygulanmaz. Dayanım limiti (endurance limit) değerinin nominal değerden standart sapması %4 ile %9 arasında olabilir (Şekil 7.3) [20].



Şekil 7.3 Çelik malzemelerde S-N Diyagramı örneği [20]



Şekil 7.4 Çelik malzemelerde S-N Diyagramı [20]

Tablo 7.1 Sünek (ductile) malzemelerde yorulma dayanımına etki eden faktörler [20]

a) 10^6 çevrim dayanımı (Dayanım Limiti)				
Bükme Yükleri: $S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$				
Eksenel Yükler: $S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$				
Burulma Yükleri: $S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$				
S'_n 10^3 çevrim sayısının dayanım limitidir.				
		Bükme	Eksenel	Burma
C_L	(Yük Faktörü)	1.0	1.0	0.58
C_G	(Ölçü Faktörü):			
	çap < 10 mm	1.0	0.7 - 0.9	1.0
	10 < çap < 50 mm	0.9	0.7 - 0.9	0.9
C_S	(Yüzey Faktörü):	Tablo 7.2		
C_T	(Sıcaklık Faktörü):	Değerler sadece çelik içindir.		
	$T \leq 840^\circ\text{F}$	1.0	1.0	1.0
	$840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F}$	$1 - (0.0032T - 2.688)$		
C_R	(Güvenirlilik Faktörü):			
	%50 güvenirlilik	1.000	1.000	1.000
	%90 güvenirlilik	0.897	0.897	0.897
	%95 güvenirlilik	0.868	0.868	0.868
	%99 güvenirlilik	0.814	0.814	0.814
	%99.9 güvenirlilik	0.753	0.753	0.753
b) 10^3 çevrim dayanımı				
Bükme Yükleri: $S_f = 0.9 S_u C_T$				
Eksenel Yükler: $S_f = 0.75 S_u C_T$				
Burulma Yükleri: $S_f = 0.9 S_{us} C_T$				
S_u üst çekme dayanımı, S_{us} üst kayma dayanımıdır.				

Tablo 7.1'de görüldüğü gibi yorulma dayanımına etki eden faktörler: yük faktörü, ölçü faktörü, yüzey faktörü, sıcaklık faktörü ve güvenirlilik faktörüdür [20].

Sünek (ductile) malzemelerde yorulma dayanımı aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir. Bu hesaplama parçaya etki eden gerilmenin tam değişken değerlerde olduğu durumlar için geçerlidir [20].

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R \quad (7.1)$$

Tablo 7.2 Yorulmada yüzey faktörü değerleri (çelikler için) [21]

Üst Çekme Dayanımı (MPa)	300	400	500	600	700	800	1000
Çok İnce Partatılmış	1,0	1,00	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Parlatılmış	1,0	0,99	0,985	0,98	0,975	0,972	0,97
Taşlanmış	0,97	0,96	0,95	0,94	0,935	0,932	0,93
İnce Talaş Alınmış	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,885	0,88
Kaba Talaş Alınmış	0,91	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,78
Tufallı	0,80	0,74	0,67	0,61	0,56	0,51	0,43

A' - H - C - G - A harfleri arasında kalan bölge yorulma kopmasının olmadığı bölgedir. Bu bölge içerisinde olmak şartıyla sünek (ductile) bir parçaya ortalama gerilme ve gerilme genliği değerlerindeki gerilmeler uygulanabilir [20].

7.4 Çok Eksenli Yorulma Analizi (Multiaxial Fatigue Analysis)

Mühendislikte parçalar genel olarak çok eksenli yüklere maruz kalırlar. Bu parçalarda periodik olarak hem normal gerilmeler hem de burulma gerilmeleri oluşur. Von Mises metoduna göre parça üzerindeki eşdeğer gerilme genliği (equivalent alternating stress) ve eşdeğer ortalama gerilme (equivalent mean stress) değeri aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir. 1 milyon çevrim sayısı için analiz yapıyorsanız aşağıdaki eşitlikler oldukça güvenilirdir [22].

$$\sigma_{a,x} = (\sigma_{x,yük\ durumu\ 2} - \sigma_{x,yük\ durumu\ 1}) / 2 \quad (7.3)$$

$$\tau_{a,xy} = (\tau_{xy,yük\ durumu\ 2} - \tau_{xy,yük\ durumu\ 1}) / 2 \quad (7.4)$$

$$\sigma_{m,x} = (\sigma_{x,yük\ durumu\ 2} + \sigma_{x,yük\ durumu\ 1}) / 2 \quad (7.5)$$

$$\tau_{m,xy} = (\tau_{xy,yük\ durumu\ 2} + \tau_{xy,yük\ durumu\ 1}) / 2 \quad (7.6)$$

$\sigma_{a,y}$; $\sigma_{a,z}$; $\tau_{a,yz}$; $\tau_{a,xz}$; $\sigma_{m,y}$; $\sigma_{m,z}$; $\tau_{m,yz}$; $\tau_{m,xz}$ değerleri de aynı mantıkla yukarıdaki 4 eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\sigma_{Eqv. Alternating Stress} = \sqrt{\frac{(\sigma_{a,x} - \sigma_{a,y})^2 + (\sigma_{a,y} - \sigma_{a,z})^2 + (\sigma_{a,z} - \sigma_{a,x})^2 + 6(\tau_{a,xy}^2 + \tau_{a,yz}^2 + \tau_{a,zx}^2)}{2}} \quad (7.7)$$

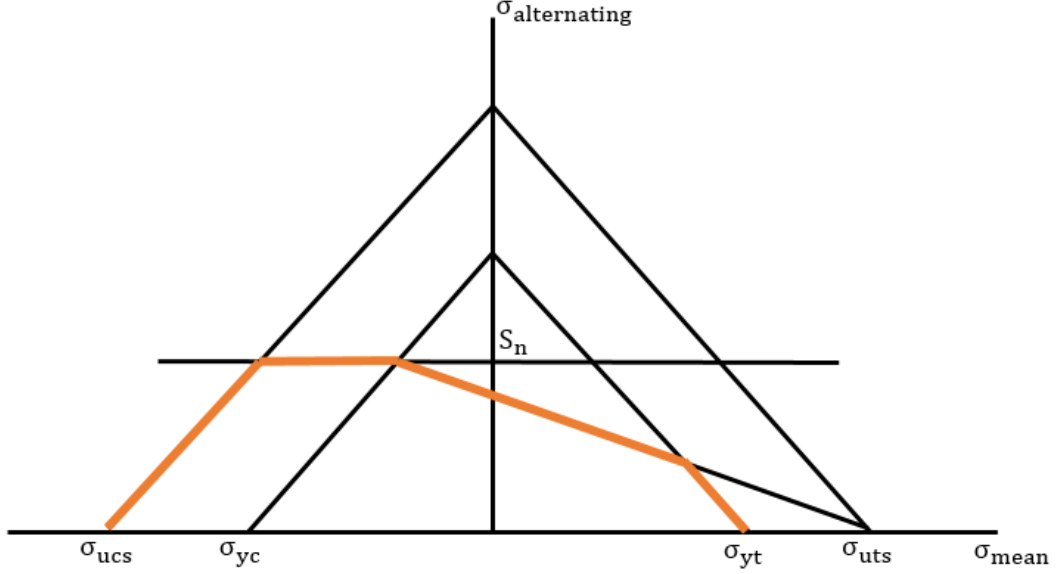
$$\sigma_{Eqv. Mean Stress} = \sqrt{\frac{(\sigma_{m,x} - \sigma_{m,y})^2 + (\sigma_{m,y} - \sigma_{m,z})^2 + (\sigma_{m,z} - \sigma_{m,x})^2 + 6(\tau_{m,xy}^2 + \tau_{m,yz}^2 + \tau_{m,zx}^2)}{2}} \quad (7.8)$$

Ortalama gerilme değerini pozitif ve negatif olarak görmek istiyorsanız aşağıdaki eşitliği de kullanabilirsiniz [23].

$$\sigma_{Equivalent Mean Stress} = \sigma_{m,x} + \sigma_{m,y} + \sigma_{m,z} \quad (7.9)$$

7.5 Haigh Diyagramı

Literatürde yapılan araştırmalarda raylı sistemlerde genel olarak Haigh diyagramının kullanıldığı görölmüştür. Haigh Diyagramı grafiğinin nasıl çizildiği aşağıda gösterilmiştir (şekil 7.7) [1].



şekil 7.7 Haigh Diyagramının çizimi

Turuncu çizimin altında kalan bölge yorulma kopmasının yaşanmadığı bölgedir [1].

7.5 Düşük ve Yüksek Çevrimli Yorulma

Düşük çevrimli yorulma (low cycle fatigue), akma gerilmesinin üstünde olan gerilmelerden dolayı meydana gelir. Bu tip yorulmalarda ömür çevrim sayısı 10^5 'ten küçük olur. Buradaki "düşük çevrim" terimi yüklerin uygulanma periyodunun yüksek olmasından kaynaklanır. Düşük çevrimli yorulma analizlerinde Strain Life metodunun kullanılması daha iyi sonuçlar verir.

Yüksek çevrimli yorulma (high cycle fatigue), uzun ömürlü yorulmalardır ve akma gerilmesinin altında gerçekleşirler. Ömür çevrim sayıları 10^5 'ten büyük olur. Bu tip yorulmaya dönen veya titreşen elemanlar örnek olarak gösterilebilir (Tekerlekler, akslar). Fiziksel şartlar bakımından incelendiğinde demiryolu uygulamaları yüksek çevrimli yorulma sınıfına girmektedir [1]. Yüksek çevrimli yorulma analizlerinde Stress Life metodunun kullanılması daha iyi sonuçlar verir.

Eşdeğer Gerilme (Equivalent Von Mises Stress)

Biçim değiştirme enerjisi teorisine (maximum distortion energy theory) göre gerilme altındaki elastik bir malzeme kısmen şekil ve hacim değişikliğine uğrar. Bu şekil değiştirmesini meydana getirmek için gerekli olan enerjiye elastik enerji denir. Mühendislik malzemeleri çok büyük hidrostatik basınçlar ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 =$ büyük basınçlar) karşısında zarar görmeden dayanabilir. Bir malzeme akma noktasına (yield point) gelene kadar belli bir enerjiyi absorbe eder. Bu enerjiye biçim değiştirme enerjisi (distortion energy) denir [24].

Tek eksenli bir çekme gerilmesi (tensile stress) uygulandığı bir malzeme düşünelim. Bu malzemeye biçim değiştirme enerjisi (distortion energy) bu gerilme sayesinde uygulansın. Bu malzeme üzerinde asal gerilmeler (principal stress) var olacaktır. Bu asal gerilmelere (principal stress) göre eşdeğer gerilme (equivalent stress) değeri aşağıdaki eşitlikte verilmiştir [24]:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{1/2} \quad (8.1)$$

İki eksenli gerilmelerin olduğu durumlarda, σ_1 ve σ_2 asal gerilmelerin (principal stress) sıfır olmadığı yerlerde eşitlik şu hale dönüşmektedir [22]:

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2)^{1/2} \quad (8.2)$$

Elimizde σ_x , σ_y , σ_z ve τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx} gerilme değerleri bulunuyorsa eşdeğer gerilme (equivalent stress) eşitliği aşağıdaki gibidir [24]:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (8.3)$$

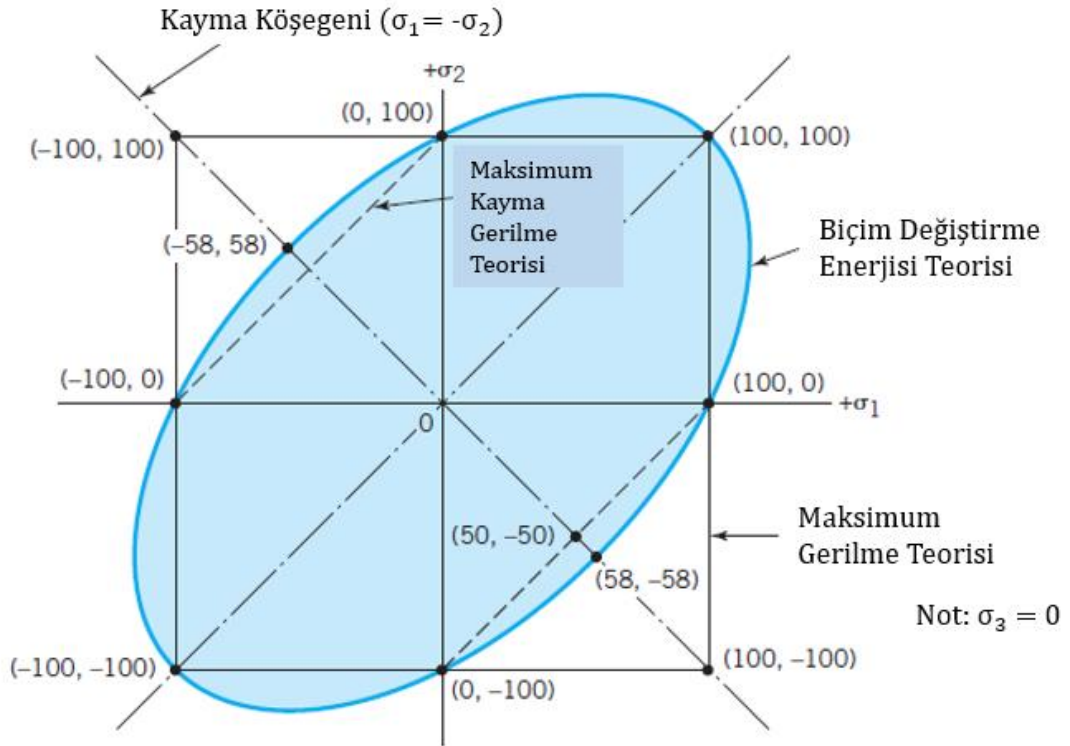
Eğer σ_x , σ_y ve τ_{xy} gerilme değerleri elimizde bulunuyorsa eşdeğer gerilme (equivalent stress) eşitliği aşağıdaki gibi olur [24]:

$$\sigma_e = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (8.4)$$

Sadece σ_x ve τ_{xy} gerilme değerleri mevcutsa eşitlik aşağıdaki şekle dönüşür [22]:

$$\sigma_e = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (8.5)$$

Bir mühendislik malzemesindeki eşdeğer gerilme (equivalent stress) değeri akma noktasını (yield point) geçerse malzemenin plastik deformasyona uğrayacağı tahmin edilebilir [24].



Şekil 8.1 Biçim Değiştirme Enerjisi Teorisi elips dışında kalan bölgelerde kopma olacağını tahmin eder. Maksimum Kayma Gerilme Teorisi ve Maksimum Gerilme Teorileri de şekilde verilmektedir [24].

Analizde Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri

Y32 bojisinin Ansys Workbench programında yapısal analizleri yapılırken üç çeşit malzeme kullanılmıştır. Bu malzemelerin kullanıldığı yerler:

=> Y32 Bojisinin Şasisi (Plakalar ve şasiye kaynak yapılan diğer parçalar)

=> Dingil Şasi İrtibat Kolları

=> Akslar

9.1 Şaside Kullanılan Malzeme

Şaside kullanılan çelik malzemenin Alman standardına göre kalitesi St52-3N'dir. Avrupa standardına göre ise bu çelik kalitesi EN 10025-2 S355J2G3 olarak geçmektedir. St52-3N çeliği yapısal çelik sınıfına girer, alaşımsız bir çelik çeşididir.

Tablo 9.1 St52-3N Çeliğinin kimyasal ve mekanik özellikleri [25]

Kimyasal Birleşim (max %):					
C	Si	Mn	P	S	C.E.
max	max	max	max	max	max
0,22	0,55	1,60	0,035	0,035	0,047
Mekanik Özellikler:					
Kalınlık (mm)	Akma Gerilmesi (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Kopma Uzaması (%)	20°C'de Çentikli Çubuğun (V Çentik) Darbe Enerjisi (Joule)	
≥ 3 - ≤ 100	315 - 355	490 - 630	max 22	27	

St52-3N malzemesinin özellikleri Ansys Workbench programına eklenmiştir:

Young's Modulus: 190,000 MPa

Poisson's Ratio: 0.29

Tensile Yield Strength: 325 MPa (Kaynak yapılmış)
(Çekmedeki Akma Dayanımı)

Compressive Yield Strength: 325 MPa (Kaynak yapılmış)
(Basmadaki Akma Dayanımı)

Tensile Ultimate Strength: 510 MPa
(Kopma Dayanımı)

Fatigue Strength 210 MPa
(Yorulma Dayanımı, 1 milyon çevrim için)

St52-3N malzemesinin 1 milyon çevrim sayısındaki yorulma dayanımı aşağıda hesaplanmıştır.

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R \quad (9.1)$$

$$S_n = S'_n (C_L C_G C_S C_T C_R)$$

$C_L C_G C_S C_T C_R$ değeri 0.8 olarak alınmıştır [1].

$$S_n = 210 (0.8)$$

$$S_n \approx 170 \text{ MPa}$$

9.2 Dingil Şasi İrtibat Kollarında Kullanılan Malzeme

Dingil şasi irtibat kolunda kullanılan malzeme Alman standardına göre GS 45-3 kalitesinde çelik dökümdür. Bu çelik döküm türü Avrupa standardına göre GE 240 olarak geçmektedir. Makine elemanlarında genel olarak kullanılan bir çelik kalitesidir [26].

Bu parça döküldükten sonra normalizasyon işlemine tabi tutulur. Dökülmüş parçalar kontrolsüz bir şekilde soğuduklarından kısmen iri taneli iç yapıya sahiptirler. Normalizasyon işleminden sonra malzemenin iç yapısındaki tane boyutu küçülür, daha homojen bir iç yapıya sahip olur, parçanın işleme özelliği iyileştirilmiş olur, parçanın mekanik özelliklerinde iyileşmeler meydana gelir.

Bu tip kritik parçaların üzerine kaynak yapılmaması gerekmektedir.

Tablo 9.2 GS 45-3 Döküm çeliğinin kimyasal ve mekanik özellikleri [26]

Kimyasal Birleşim (max %):						
C	Si	Cr	Ni	Mo	P	S
max	max	max	max	max	max	max
0,25	0,50	0,25	0,35	0,10	0,040	0,040
Mekanik Özellikler:						
Akma Gerilmesi (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Kopma Uzaması (%)	20°C'de Çentikli Çubuğun (V Çentik) Darbe Enerjisi (Joule)			
≥ 260	≥ 450	≥ 20	≥ 25			

GS 45-3 malzemesinin özellikleri Ansys Workbench programına eklenmiştir:

Young's Modulus: 200,000 MPa

Poisson's Ratio: 0.30

Tensile Yield Strength: 260 MPa
(Çekmedeki Akma Dayanımı)

Compressive Yield Strength: 260 MPa
(Basmadaki Akma Dayanımı)

Tensile Ultimate Strength: 450 MPa
(Kopma Dayanımı)

Fatigue Strength 200 MPa
(Yorulma Dayanımı, 1 milyon çevrim için)

9.3 Akslarda Kullanılan Malzeme

Akslarda kullanılan çelik kalitesi EA1N'dir ve özel bir çelik kalitesidir. Akslar üretilirken sıcak dövme, talaşlı imalat, ısıl işlem ve taşlama işlemlerinden geçer. TS EN 13261:2009+A1 standardı demiryollarında aksların normlarını belirtmektedir. Bu standarda göre aksların kimyasal ve mekanik özellikleri aşağıda verilmiştir [27].

Tablo 9.3 EA1N Çeliğinin kimyasal ve mekanik özellikleri [27]

Kimyasal Birleşim (max %):									
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
0,40	0,50	1,20	0,020	0,020	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06
Mekanik Özellikler:									
Akma Gerilmesi (MPa)		Çekme Dayanımı (MPa)			Kopma Uzaması (%)				
≥ 320		550 - 650			≥ 22				

Aks malzemelerinin özellikleri Ansys Workbench programına eklenmiştir:

Young's Modulus: 200,000 MPa

Poisson's Ratio: 0.30

Tensile Yield Strength: 320 MPa
(Çekmedeki Akma Dayanımı)

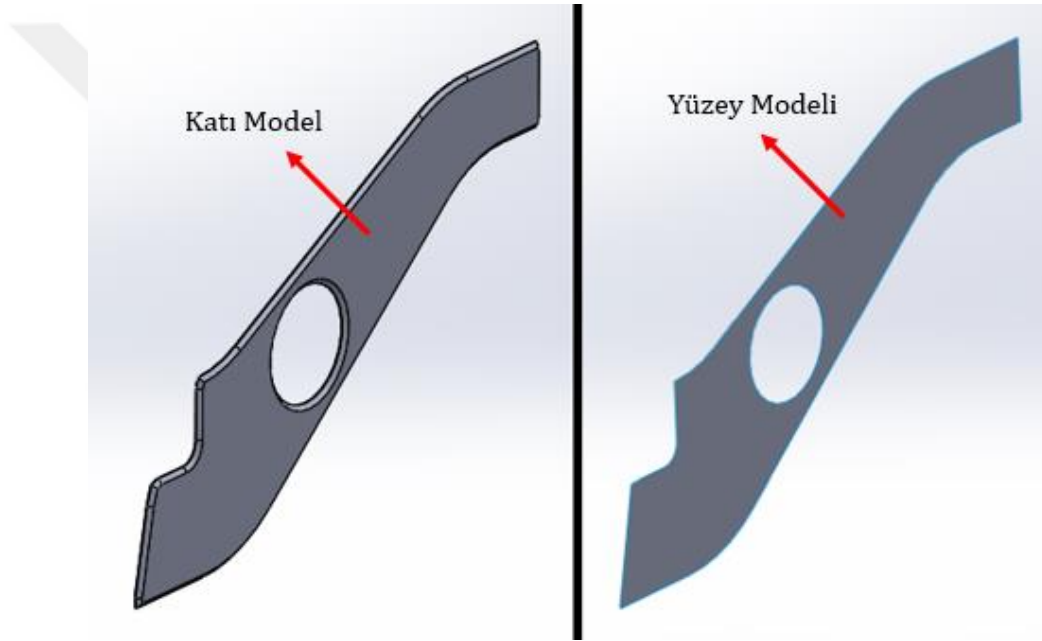
Compressive Yield Strength: 320 MPa
(Basmadaki Akma Dayanımı)

Tensile Ultimate Strength: 550 MPa
(Kopma Dayanımı)

Fatigue Strength: 200 MPa
(Yorulma Dayanımı, 1 milyon çevrim için)

Y32 Boji Modelinin Oluşturulması

Y32 Boji modeli Ansys Workbench programında analiz edileceği için bojinin yapısal elemanları olan plakaların yüzey modeli çıkartılmıştır (şekil 10.1). Plaka olmayan katı cisimler ise katı model olarak kalmıştır. Plakaları yüzey modeller olarak oluşturmamızın nedeni analizdeki çözüm ağındaki (mesh) eleman sayımızı azaltmak ve böylelikle analizin çözüm süresinin dramatik bir şekilde azalmasını sağlamaktır. Buna ek olarak daha doğru analiz sonuçları da çıkacaktır.



şekil 10.1 Plakaların yüzey modellerinin oluşturulması

Gerçek uygulamada birbirleriyle kaynak ile birleştirilen plakalar Ansys Workbench programında “Bonded” bağlantısı ile birleştirilmiştir. Bu bağlantıların sağlıklı bir biçimde yapılabilmesi için plakalardan oluşturulan yüzey modellerinin birbirleriyle birleştiği yerlerin geometrik olarak uyumlu olması gerekmektedir.

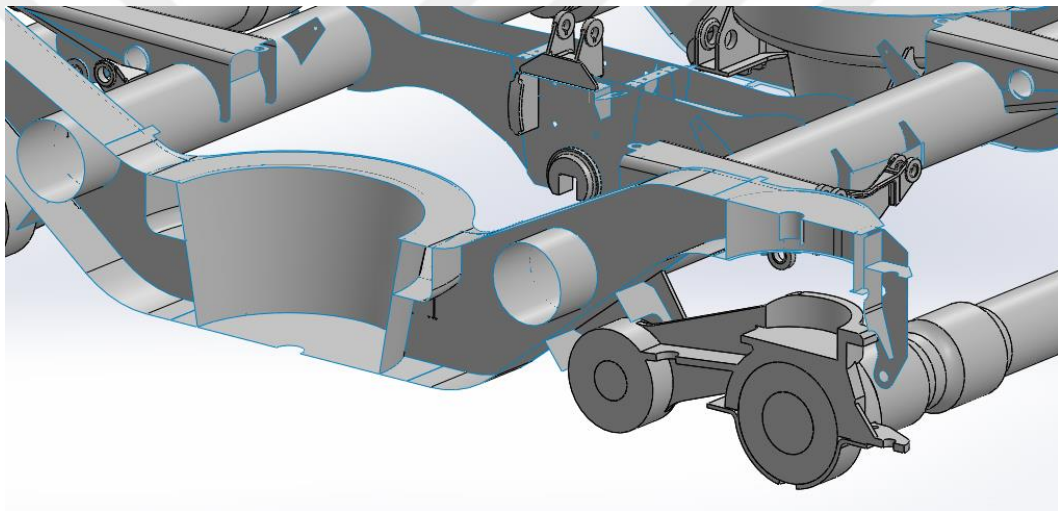
Boji modelinin (analiz yapmak için uygun) yüzey ve katı parçalardan oluşan bir modelinin tekrardan hazırlanması için SolidWorks programı kullanılmıştır. Bu program makine sektöründe kullanımı oldukça yaygın olan bir programdır. Buna ek olarak Catia programından da faydalanılmıştır.

Modeldeki bütün yüzey ve katı parçalar oluşturulduktan sonra bu parçaların montajı gerçekleştirilmiştir. Modelde yüzey ve katı olarak toplamda 76 çeşit parça bulunmaktadır.

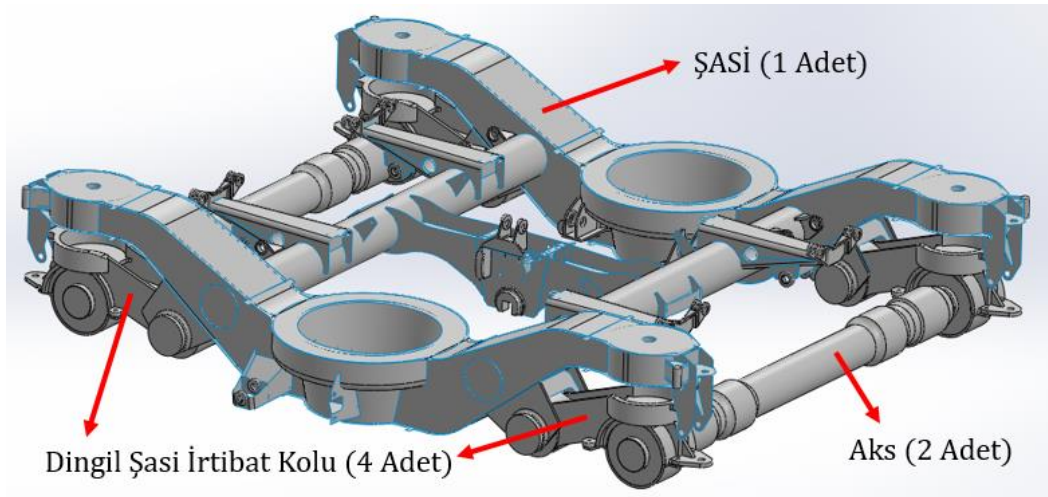
Y32 Bojisi'nin şasisine ek olarak akslar ve dingil şasi irtibat kolu parçaları da modele eklenmiştir.

Yüzey olarak oluşturulan plakaların kalınlık ölçüsü Ansys Workbench programında verilmiştir.

Analiz yapmak için modelde herhangi bir basitleştirmeye gidilmemiştir. Çözüm ağı (mesh) oluştururken sorun çıkaran 2 parça dışında parçalar orijinal tasarımları gibidir.



Şekil 10.2 Y32 Boji modelinin montajından alınan bir kesit



Şekil 10.3 Y32 Boji modelinin tasarımının yapılması

Y32 Boji Modelinin Ansys Workbench'te Analiz için Hazırlanması

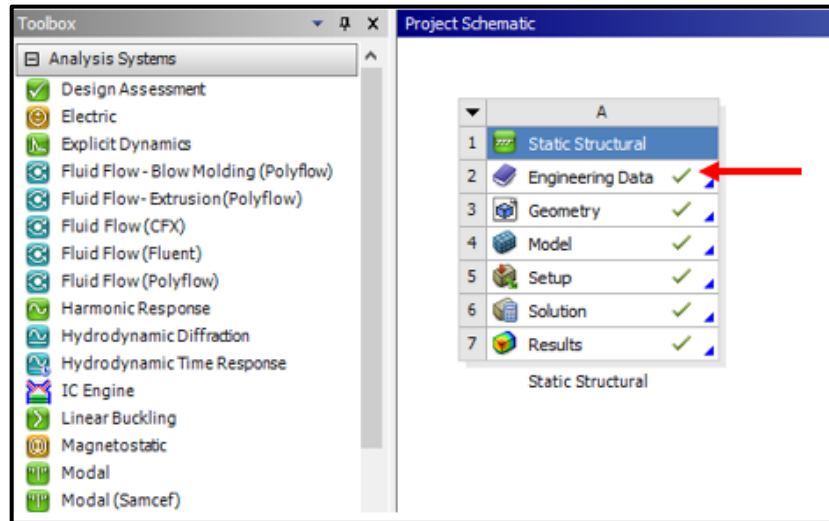
Boji modeli "STEP" dosyası olarak kaydedildikten sonra Ansys Workbench programına aktarılmıştır (Şekil 11.1).



Şekil 11.1 Y32 Boji modelinin Ansys Workbench'e aktarılması

11.1 Malzemelerin Mekanik Özelliklerinin Ansys'te Belirlenmesi

Şekil 11.2'de gösterildiği gibi malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi "Engineering Data" bölümüne girilerek yapılır.



Şekil 11.2 Malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi

Contents of Engineering Data				B	C	D
1					source	Description
2	Material					
3	Axle Material					Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
4	Connection Rod Material					Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
5	St52-3					Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
Properties of Outline Row 5: St52-3						
1	Property		Value	Unit		
13	Interpolation		Log-Log			
14	Scale		1			
15	Offset		0	Pa		
16	Strain-Life Parameters					
17	Display Curve Type		Strain-Life			
18	Strength Coefficient		9,2E+08	Pa		
19	Strength Exponent		-0,106			
20	Ductility Coefficient		0,213			
21	Ductility Exponent		-0,47			
22	Cyclic Strength Coefficient		1E+09	Pa		
23	Cyclic Strain Hardening Exponent		0,2			
24	Tensile Yield Strength		325	MPa		
25	Compressive Yield Strength		325	MPa		
26	Tensile Ultimate Strength		510	MPa		
27	Compressive Ultimate Strength		0	MPa		

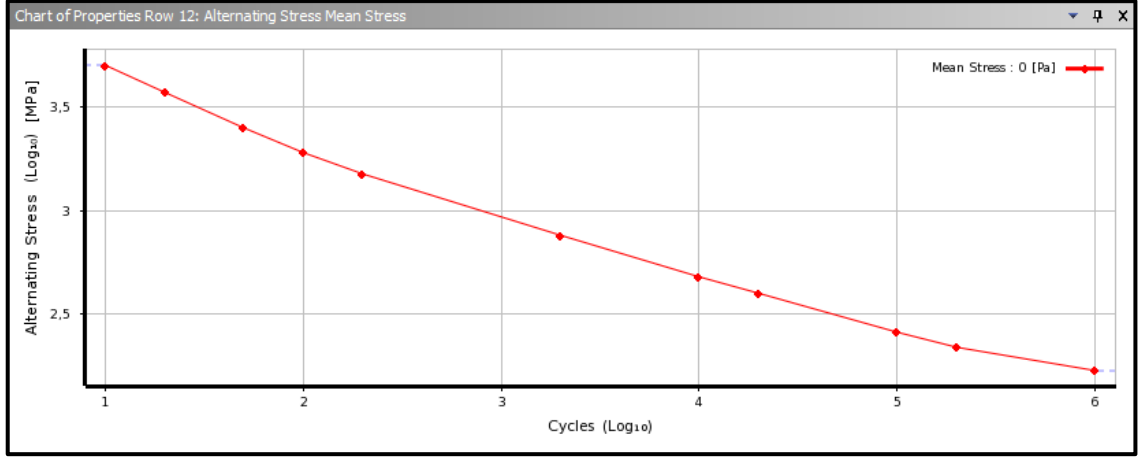
Şekil 11.3 St52-3N Çeliğinin mekanik özelliklerinin Ansys'te belirlenmesi

Plakaların (St52-3N), aksların (EA1N) ve dingil şasi bağlantı kollarının (GS 45-3) mekanik özellikleri Ansys programına yukarıdaki şekilde (Şekil 11.3) gösterildiği gibi girilmiştir. Belirlenen mekanik özellikler: Young's Modulus, Poisson's Ratio, Tensile Yield Strength, Compressive Yield Strength ve Tensile Ultimate Strength değerleridir.

St 52-3N malzemesinin yorulma bilgileri Ansys Workbench programına aşağıdaki gibi girilmiştir (Tablo 11.1).

Tablo 11.1 St52-3N Çeliğinin çevrim sayılarına göre gerilme genliği değerleri

	B	C
1	Cycles	Alternating Stress (MPa)
2	10	5000
3	20	3700
4	50	2500
5	100	1900
6	200	1500
7	2000	760
8	10000	480
9	20000	400
10	1E+05	260
11	2E+05	220
12	1E+06	170



Şekil 11.4 St 52-3N Çeliğinin S-N Diyagramı (Log-log koordinatları)

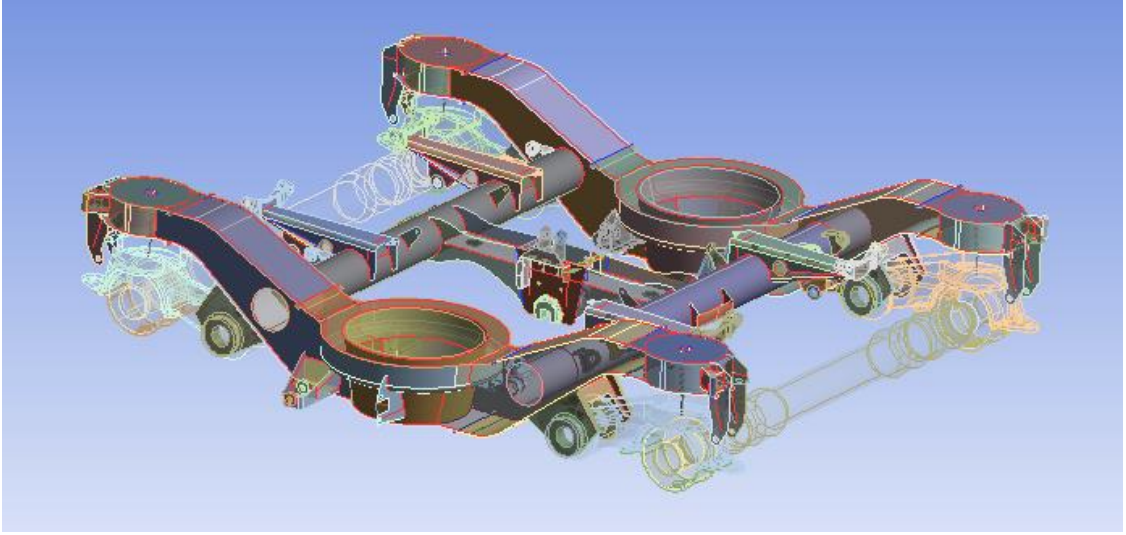
11.2 Parçalar Arası Bağlantıların Ansys'te Oluşturulması

Birbirleriyle kaynak ile birleştirilen parçalar Ansys Workbench'te "Contact" sekmesi altındaki "Bonded" komutu ile birbirine bağlanır (Şekil 11.5). Bu komut parçaların birbirleriyle bağlandıkları yerlerin hiçbir şekilde kopmamasını sağlar. Y32 Bojisi için yaklaşık 500 adet "Bonded" komutu kullanılmıştır.

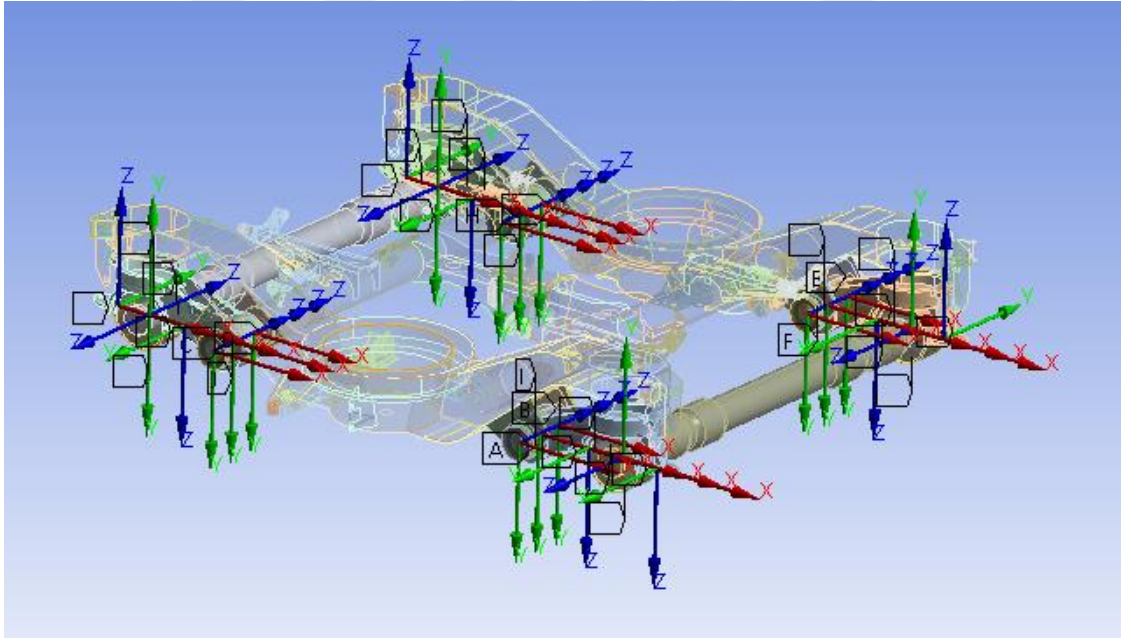
"Bonded" komutunun ayarları aşağıda gösterilmiştir. "Formulation" bölümü "MPC (Multipoint Contact)" olarak ayarlanmış, Pinball Region bölümü ise "Radius" yapıлып 1.7 mm değeri girilmiştir (Şekil 11.5).

Details of "Bonded - Parca 29 To Parca 10"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Edge
Target	1 Face
Contact Bodies	Parca 29
Target Bodies	Parca 10
Target Shell Face	Program Controlled
Shell Thickness Effect	No
Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Manual
Trim Contact	Program Controlled
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	MPC ←
Constraint Type	Target Normal, Couple U to ROT
Pinball Region	Radius ←
Pinball Radius	1,7 mm ←

Şekil 11.5 "Bonded" komutu ayarları

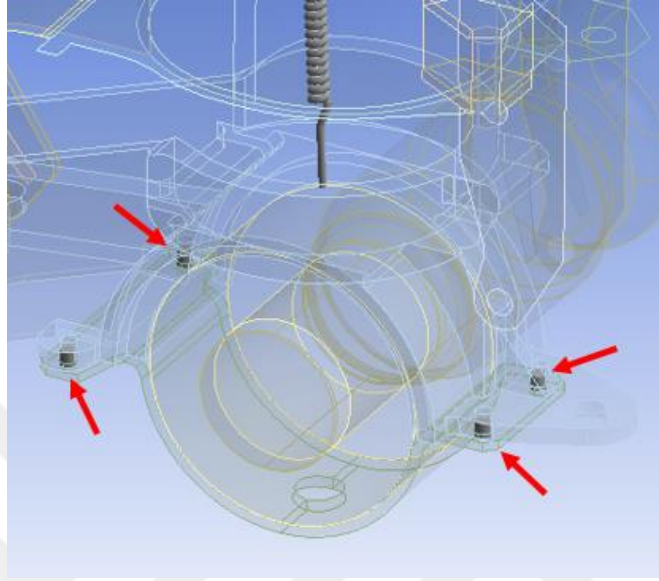


Şekil 11.6 Parçaların birbirleriyle bağlantısı için kullanılan “Bonded” komutu
Yerinde sabit olarak durması gereken parçaların “Fixed” komutu ile, bir mil etrafında dönmesi gereken parçaların ise “Revolute” komutu ile bağlantıları kurulmuştur. Bu iki komut için “Connections” sekmesinin altında bulunan “Body-Body” sekmesi seçilir, bu sekmenin de altından bu komutlara ulaşılır.



Şekil 11.7 Parçaların birbirleriyle bağlantısı için kullanılan “Fixed” ve “Revolute” komutları

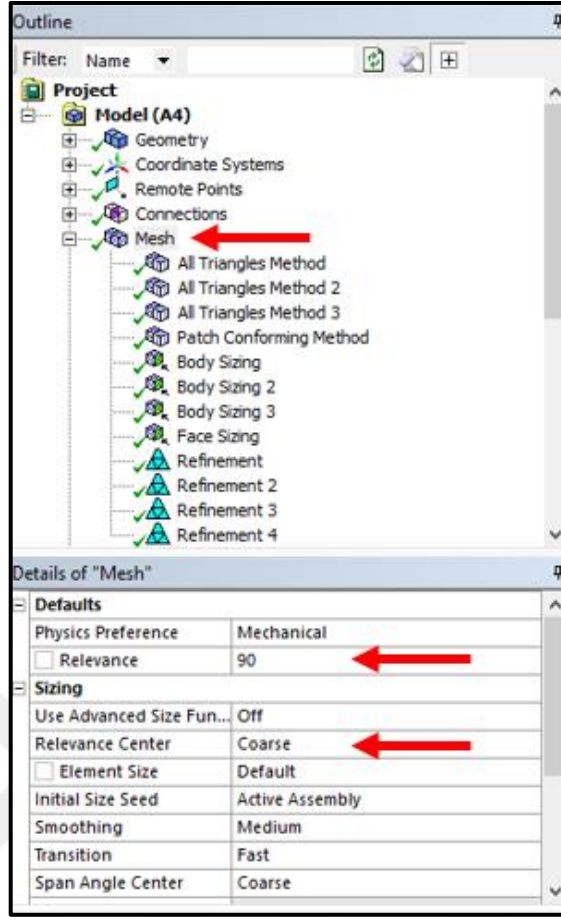
Boji aks kutuları, bojiye civatalar ve somunlar kullanılarak birleştirilmiştir. Ansys Workbench programında bu bağlantı “Beam” eleman kullanılarak yapılmıştır. “Beam” komutuna “Body-Body” sekmesinin altından ulaşılabilir. Aşağıdaki şekilde “Beam” elemanlar gösterilmiştir (Şekil 11.8).



Şekil 11.8 Aks kutusunun sabitlenmesinde kullanılan “Beam” elemanlar

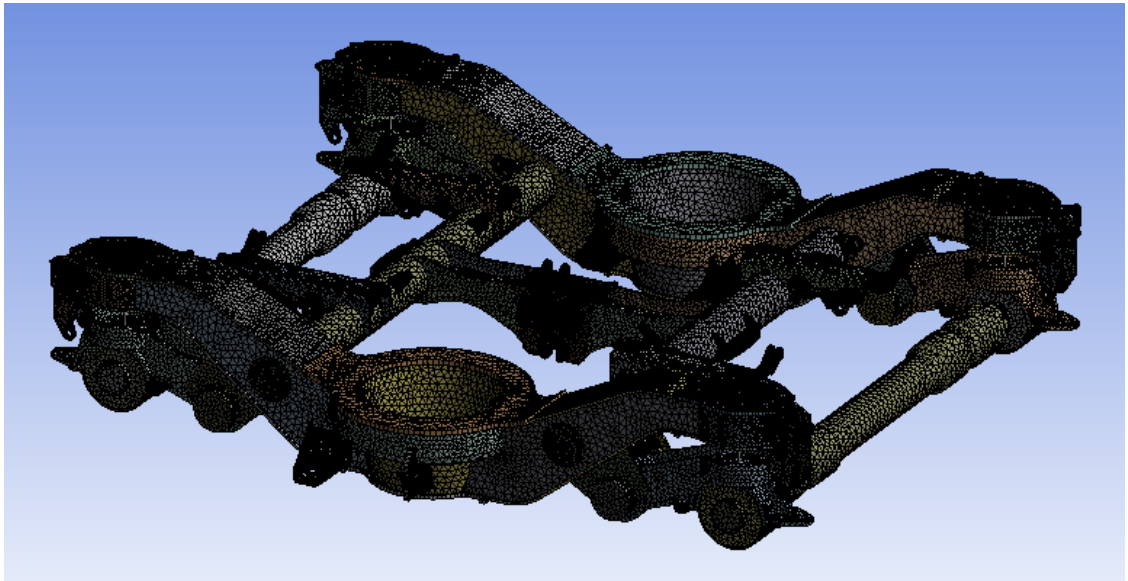
11.3 Y32 Boji Modeli Üzerinde Çözüm Ağı (Mesh) Oluşturulması

Yüzey olarak modellenen plakalarda üçgen şeklinde çözüm ağı elemanları uygulanmıştır. Katı model olan parçalarda ise dört yüzlü (tetrahedron) şeklinde çözüm ağı elemanları uygulanmıştır. Elemanların kaçınıcı dereceden olduğu “Program Controlled” olarak belirlenmiştir. Çözüm ağı elemanlarının ne kadar büyüklükte olacağı “Details of Mesh” bölümündeki “Relevance Center” dan “Coarse”, “Relevance” ise 100 üzerinden 90 seçilmiştir (Şekil 11.9). “Mesh Control” sekmesinin altında bulunan “Sizing” komutu ile de katı modellerde bulunan elemanların büyüklük ölçüsü seçilmiştir. Seçilen ölçüler parçanın büyüklüğüne göre değişmekte olup 10 mm, 20 mm ve 30 mm’dirler. Aksların yanaklarına “Face Sizing” uygulanmıştır. Buna ek olarak dingil şasi bağlantı kollarındaki bazı bölgelere “Refinement” uygulanmıştır. Böylelikle o bölgelerdeki çözüm ağındaki eleman sayısı yoğunluğu arttırılmıştır.

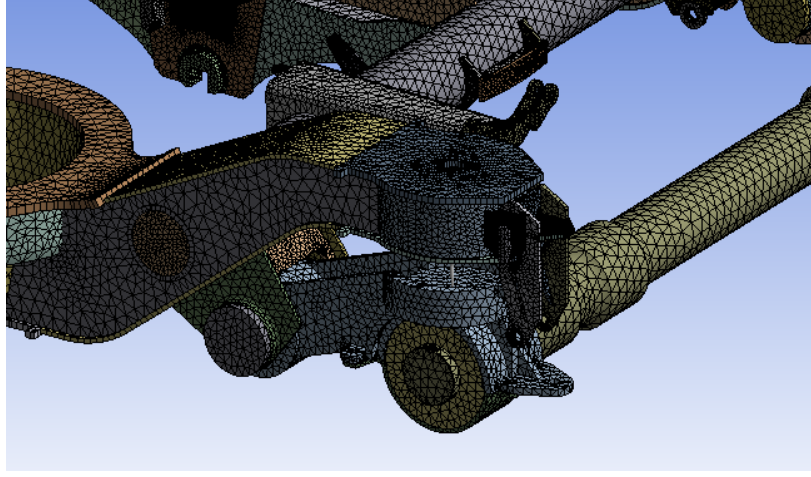


Şekil 11.9 Ansys'te çözüm ağı (mesh) ayarları

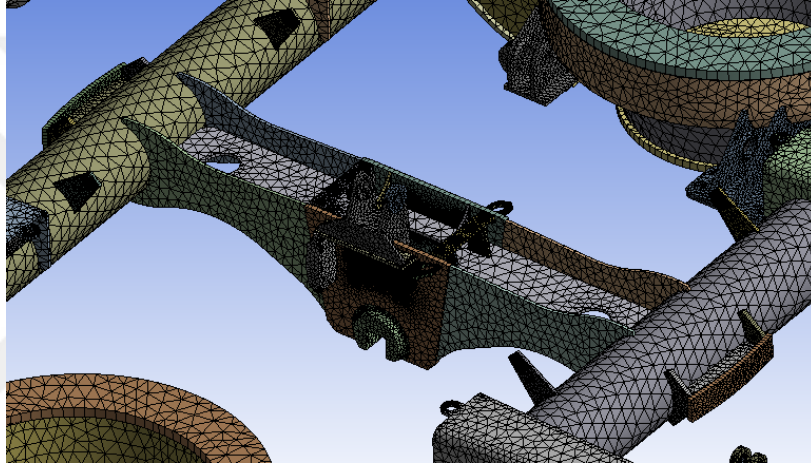
Oluşturulan çözüm ağındaki (mesh) toplam eleman sayısı 449,596'dır. Toplam düğüm noktası (node) sayısı ise 624,785'tir (Şekil 11.10).



Şekil 11.10 Y32 Bojisi için oluşturulan çözüm ağı (mesh)



Şekil 11.11 Y32 Bojisi için oluşturulan çözüm ağı (mesh) - Detaylı



Şekil 11.12 Y32 Bojisi için oluşturulan çözüm ağı (mesh) - Detaylı

11.4 Çözüm Ağı (Mesh) Kalitesi

Çözüm ağındaki elemanların kalitesi “0” ile “1” arasında olan bir aralıkta belirlenir. Eğer bu sayı “1” ise eleman mükemmel kalitededir. “0”a doğru gittikçe elemanın kalitesi düşmektedir [28].

Elemanımız 2 boyutlu ise (Üçgen veya dörtgen):

$$\text{Eleman Kalitesi} = C \left(\frac{\text{Alan}}{\sum(\text{Kenar Uzunluğu})^2} \right) \quad (11.1)$$

Elemanımız 3 boyutlu ise (Dört yüzlü veya Altı yüzlü):

$$\text{Eleman Kalitesi} = C \left(\frac{\text{Hacim}}{\sqrt{[\sum(\text{Kenar Uzunluğu})^2]^3}} \right) \quad (11.2)$$

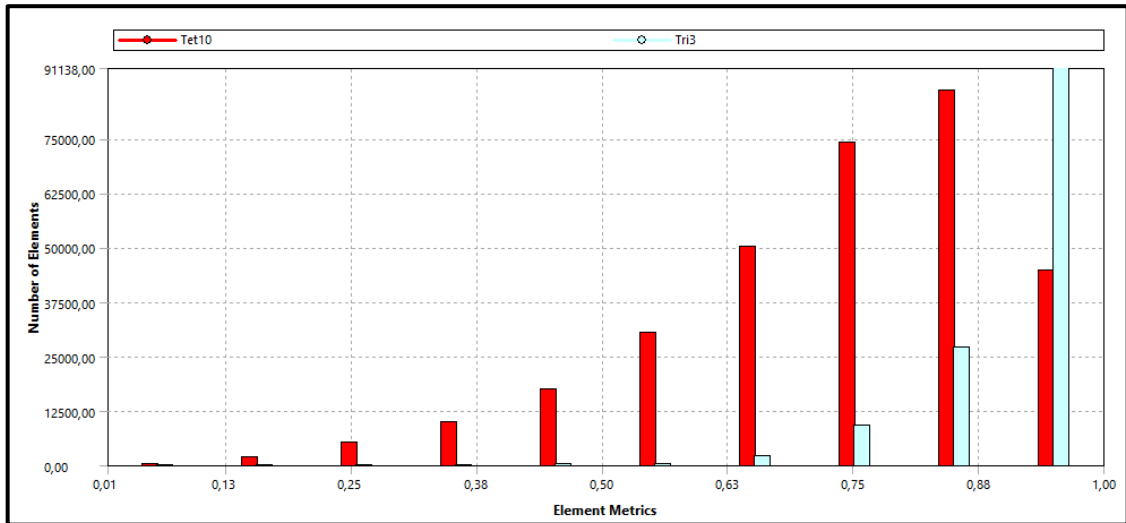
Tablo 11.2 Eleman şekline göre C değerleri [28]

Eleman Şekli	C Değeri
Üçgen	6,92820323
Dörtgen	4,0
Dört yüzlü	124,70765802
Altı yüzlü	41,56921938

Tablo 11.3 Çözüm ağı kalitesi (mesh quality) istatistikleri

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	624785 ←
<input type="checkbox"/> Elements	449596 ←
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	6,5052902031134E-03
<input type="checkbox"/> Max	0,999999775968709
<input type="checkbox"/> Average	0,785311942358196 ←
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,172380392566238 ←

Tablo 11.3'te gösterildiği gibi ortalama eleman kalitesi (üçgen + dört yüzlü) 0.79'dur. Bu elemanların standart sapması ise 0.17'dir. Maksimum eleman kalitesinin değeri 1'dir. Minimum eleman kalitesinin değeri ise 0.0065'tir. Elemanların ortalama çarpıklık (skewness) değeri ise 0.3'tür. 0.25 ile 0.5 arasındaki çarpıklık (skewness) değerleri "iyi" kategorisine girmektedir. Diklik kalitesi (ortogonal quality) incelendiğinde ortalama 0.81 çıkmaktadır. Bütün elemanlar arasındaki minimum diklik kalitesi 0.013 çıkmaktadır. Bu değer 0.01'den büyük olmalıdır. Çözüm ağımda ise bu değer 0.01'den büyük çıkmıştır.

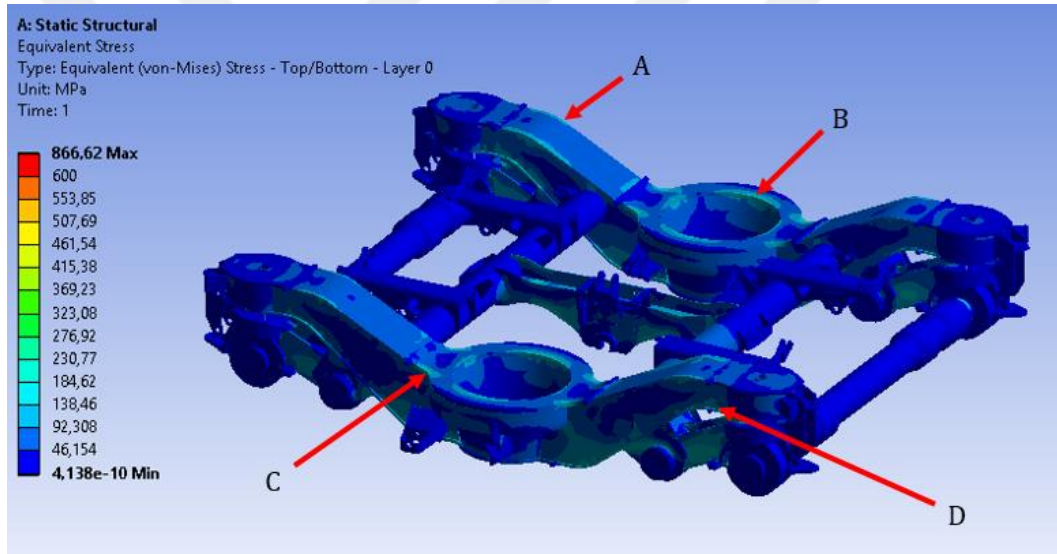


Şekil 11.13 Çözüm ağındaki eleman kalite değerleri grafiği

Grafikteki (Şekil 11.13) açık mavi sütunlar yüzeylere (plakalara) uygulanan çözüm ağındaki üçgen şeklindeki elemanların kalite değerine göre adetleridir. Kırmızı sütunlar ise katı modellerde bulunan dört yüzlü (tetrahedron) şeklindeki elemanların kalite değerlerine göre adetleridir.

11.4.1 Analizlerde Gerilme Sonuçlarının Yakınsaması (Convergence)

Çözüm ağı (mesh) kalitesi başka bir yöntem ile de incelenmiştir. Y32 Bojisinin statik analizlerinde yer alan “Aşırı Yük Durumu 1” farklı çözüm ağı eleman ölçüleri ile çözdürülmüştür. “Aşırı Yük Durumu 1” gerilme analizi toplamda 4 farklı çözüm ağı ile çözdürülmüş ve belirlenen yerlerdeki gerilme değerleri karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki şekilde bojide hangi yerlerin gerilme değerlerinin incelendiği gösterilmiştir.



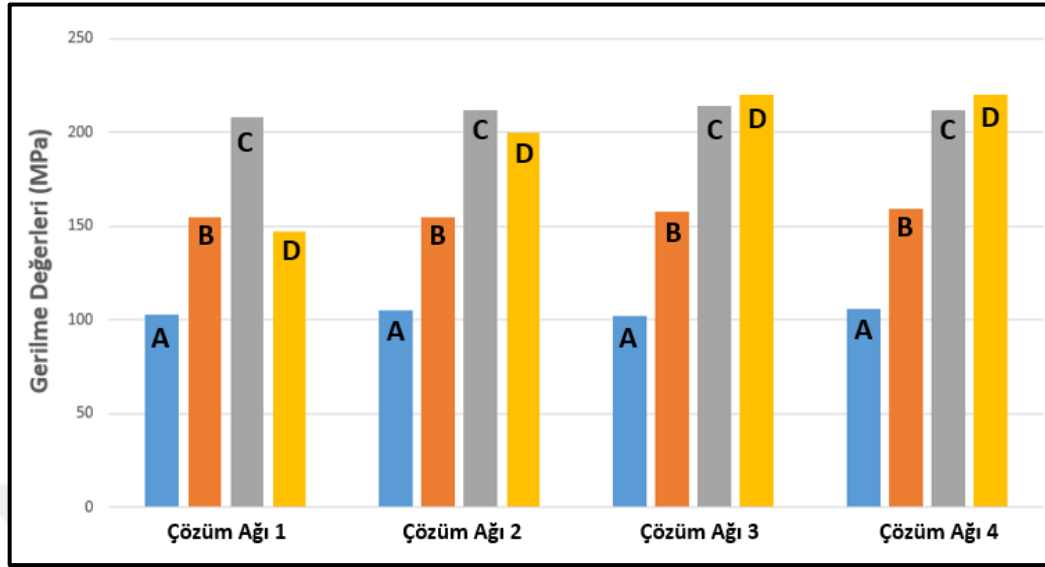
Şekil 11.14 Yakınsamada (convergence) incelenen gerilme bölgeleri

4 Farklı çözüm ağındaki eleman ve düğüm noktaları (node) sayıları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 11.4 Çözüm ağlarındaki eleman sayıları ve düğüm noktaları (node) sayıları

	Eleman Sayısı	Düğüm (Node) Sayısı
Çözüm Ağı 1	346,494	541,997
Çözüm Ağı 2	363,602	549,094
Çözüm Ağı 3	449,596	624,785
Çözüm Ağı 4	604,698	733,285

“Çözüm Ağı 3” tezdeki bütün analizlerin yapıldığı çözüm ağıdır. Aşağıdaki grafikte farklı çözüm ağındaki gerilme değerleri gösterilmiştir.



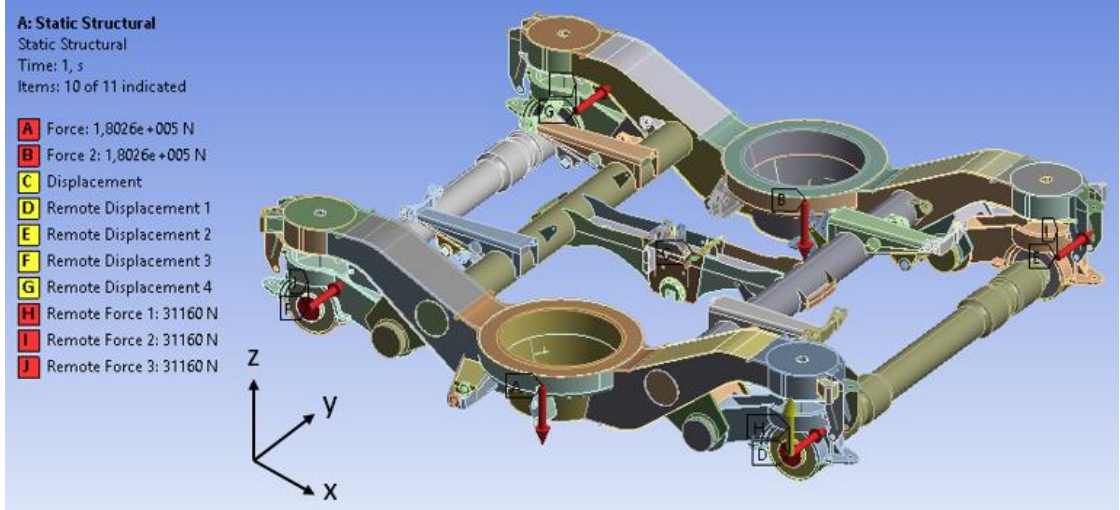
Şekil 11.15 Farklı çözüm ağlarındaki gerilme sonuçları

Yukarıdaki grafikten görüleceği üzere A, B, C ve D noktalarındaki gerilme değerlerinin 4 farklı çözüm ağındaki sonuçları gösterilmiştir. A, B ve C'deki gerilme değerleri 4 farklı çözüm ağına sahip analizde neredeyse aynı çıkmıştır. D bölgesi ise Çözüm Ağı 3 ve Çözüm Ağı 4'te yakınsamıştır.

11.5 Sınır Şartları ve Kuvvetlerin Uygulanması

Y32 Bojisinin yapısal analizinde her durum için farklı sınır şartları ve kuvvet değerleri uygulanmıştır. Aşağıdaki şekilde (Şekil 11.16) Aşırı Yük Durumu 1'in sınır şartlarının ve kuvvetlerinin Ansys Workbench programında gösterilmiştir. Akslara uygulanan sınır şartları, aksların yanaklarının merkezine atanmış olan Remote Point'lere uygulanmıştır (Remote Displacement ve Remote Force). Bunun nedeni öndeki aksın sadece bir tekerleğine verilen +25.6 mm değerinde “z” eksenindeki yer değiştirmesidir. Böylelikle gerçeğe daha yakın analiz sonuçları elde edilmeye çalışılmıştır.

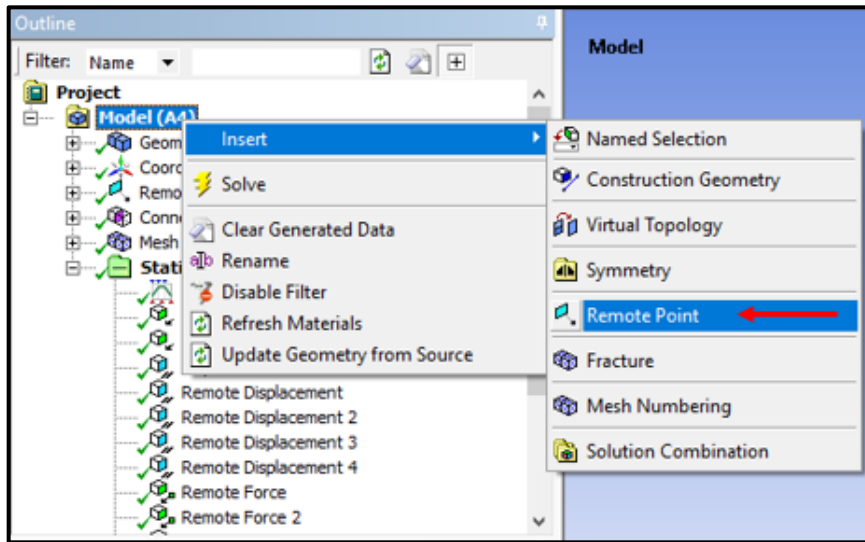
Sınır şartları ve kuvvetlerin uygulanmasından sonra ise analiz çözdürülür.



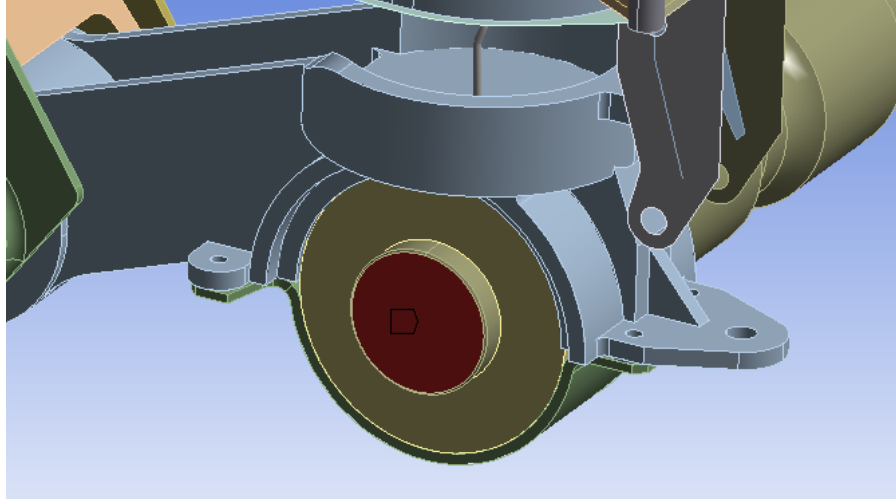
Şekil 11.16 Ansys Workbench programında sınır şartları ve kuvvetlerin uygulanması

11.5.1 Remote Point'lerin Oluşturulması

Ansys Workbench programında Remote Point'leri oluşturmak için "Project" bölümünün altındaki "Model" sekmesi sağ tıklanır ve "Insert" bölümünden "Remote Point" seçilir. Daha sonra "Details of Remote Point" bölümü altta çıkacaktır. Buradaki "Geometry" bölümünden aksın yanağı seçilir. Böylelikle aksın yanağının merkezine bir adet Remote Point atanmış oluruz. Bu işlem 4 adet aksa da uygulanır. Ardından sınır şartları ve kuvvetler olarak Remote Displacement ve Remote Force'lar Remote Point'lere uygulanır. Aşağıdaki şekilde bunun nasıl yapılacağı gösterilmiştir (Şekil 11.17).



Şekil 11.17 Remote Point'in seçilmesi



Şekil 11.18 Aksın merkezinde oluşturulan Remote Point

11.6 Y32 Boji Şasisinin Modal Analizi

Tezin ek bölümünde Y32 Boji şasisinin modal analizi gerçekleştirilmiştir. Modal analizin yapılma nedenlerinden bir tanesi modele bağlantısı yapılmamış bir parçanın olup olmadığını kontrol etmektir. Sağlıklı bir modelin modal analizinde ilk altı frekans değeri sıfır veya sıfıra çok yakın değerler çıkar. Bunun nedeni modal analizde elde edilen ilk altı frekans değerinin serbest titreşim analizinde rigid gövde hareketine karşılık gelmesindedir. Yedinci ve üzerindeki mod frekansları ise modelin doğal frekanslarıdır. Tezin ek bölümünde gösterildiği üzere boji şasisinin frekans değerleri sonuçlarında ve mod şekillerinde herhangi bir soruna rastlanmamıştır.

12.1 Aşırı Yük Durumlarında Kuvvetlerin Hesaplanması

Aşırı yük durumlarında boji üzerine gelen kuvvetler TS EN 13749:2011 standardına uygun olarak hesaplanmıştır. Standart içinde yapılan boji sınıflandırmasında Y32 bojisi B-I kategorisine girdiğinden bu kategori altında belirtilen eşitlikler üzerinden hesaplamalar yapılmıştır [11].

Y32 bojisi taşıyıcı bojidir. Her yolcu vagonunun altında 2 adet boji bulunmaktadır. Bu nedenle bir vagonu 4 adet aks taşımaktadır. Y32 bojisinin aks yükü 16 ton olarak alınmıştır.

12.1.1 Düşey Kuvvetler

Bojinin sağ ve sol olarak iki boylamsal yan kirişine de eşit kuvvetlerin geldiği ve araç gövdesinin bu kirişlerle direkt olarak taşındığı varsayılmıştır (Şekil 12.1) [11].

$$F_{z1\max} = F_{z2\max} = \frac{F_{z\max}}{2} = \frac{1.4 g (M_v + P_1 - 2 m^+)}{4} \quad (12.1)$$

$$M_v \quad \text{çalışma halindeki araç kütlesi [Karoseri + Boji]} = 41,500 \text{ kg} \quad (12.2)$$

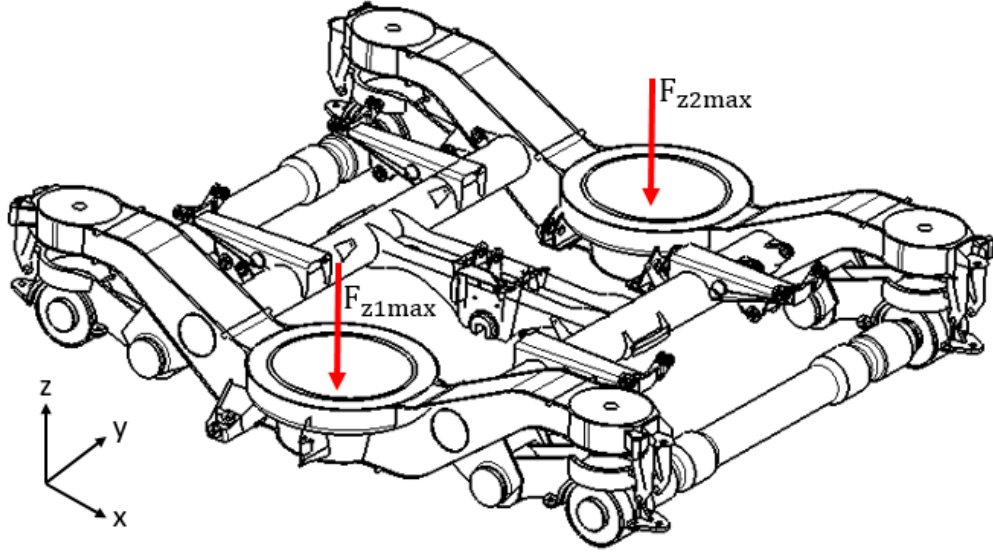
$$P_1 \quad \text{yolcu kütlesi (TS EN 15663 Standardına göre)} = 22,500 \text{ kg} \quad [29] \quad (12.3)$$

$$P_1 = 16000 \text{ kg} \times 4 - 41500 \text{ kg} = 22,500 \text{ kg} \quad (12.4)$$

$$m^+ \quad \text{boji kütlesi} = 5750 \text{ kg} \quad (12.5)$$

$$F_{z\max} \quad \text{boji üstüne gelen toplam düşey kuvvet.}$$

$$F_{z1\max} = F_{z2\max} = 180259 \text{ Newton.} \quad (12.6)$$



Şekil 12.1 Düşey kuvvetler

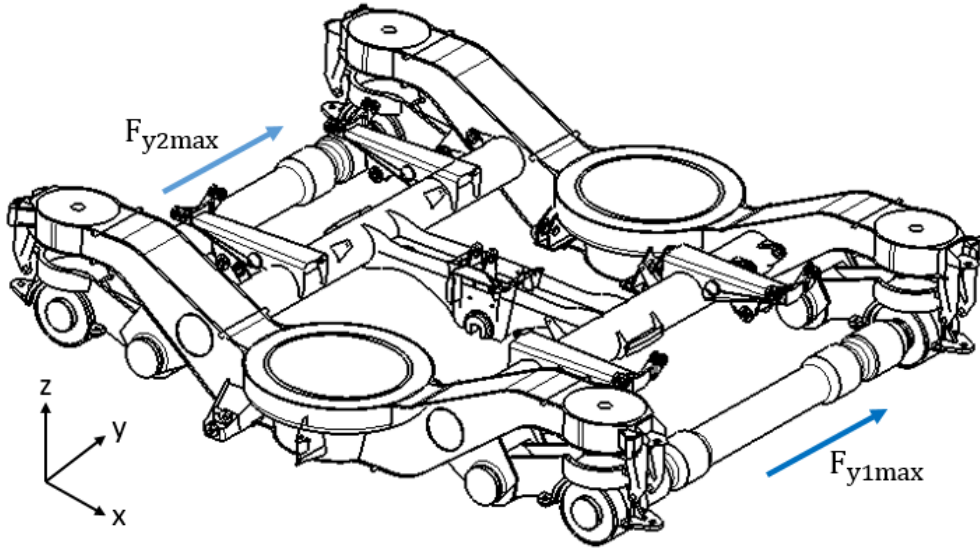
12.1.2 Yanal Kuvvetler

Yanal kuvvetler her iki aksa da uygulanır (Şekil 12.2) [11].

$$F_{y1max} = F_{y2max} = \frac{F_{ymax}}{2} = 10^4 + \frac{(M_V + P_1)g}{12} \quad (12.7)$$

g yerçekimi ivmesidir, 9.81 m/s².

$$F_{y1max} = F_{y2max} = 62320 \text{ Newton.} \quad (12.8)$$



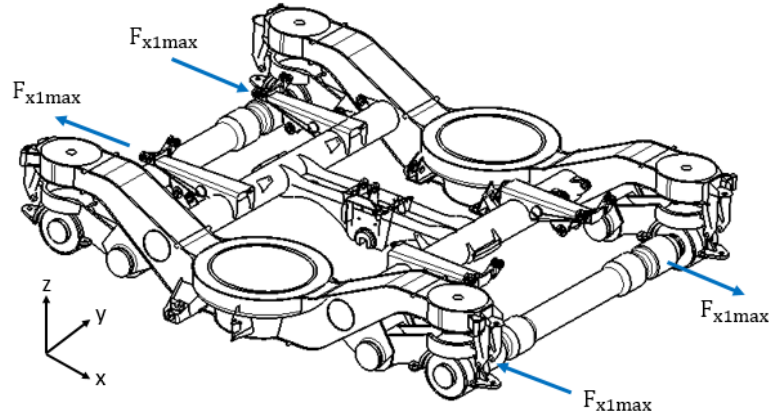
Şekil 12.2 Yanal kuvvetler

12.1.3 Boyuna Gelen Kuvvetler

Bu kuvvetler tekerleklere (tekerleklerin bağlandığı aksa) uygulanır. Sağ yanal kirişe yakın olan tekerlere negatif yönde (x doğrultusunda) sol yanal kirişe yakın olan tekerlere pozitif yönde (x doğrultusunda) kuvvet uygulanır (Şekil 12.3) [11].

$$F_{x1max} = 0.1 \times (F_{zmax} + m^+g) \quad (12.9)$$

$$F_{x1max} = 41693 \text{ Newton.} \quad (12.10)$$

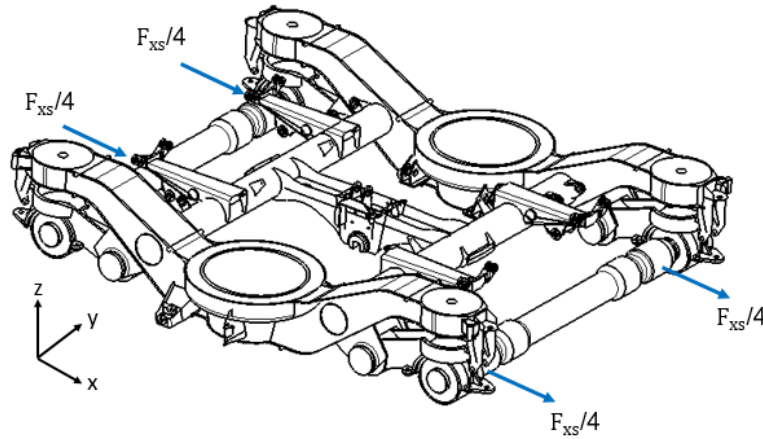


Şekil 12.3 Boyuna gelen kuvvetler

12.1.4 Boyuna Gelen Makas Değiştirme Kuvvetleri

Bu kuvvet hesaplanırken taşıyıcı boji üzerine 5g'lik bir ivme uygulanır. Motor bojilerin üzerine ise 3g'lik bir ivme uygulanır. Y32 bojisi taşıyıcı boji olduğundan 5g değerindeki ivme uygulanmıştır (Şekil 12.4) [11].

$$F_{xs} = 5g \times m^+ = 282038 \text{ Newton} \quad (12.11)$$



Şekil 12.4 Boyuna gelen makas değiştirme kuvvetleri

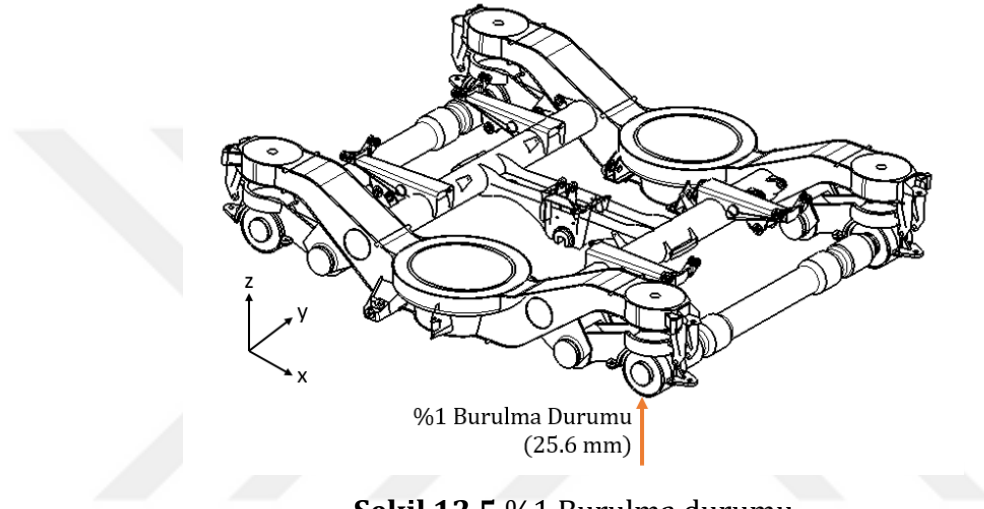
12.1.5 Burulma Durumları

12.1.5.1 %1 Burulma Durumu

Bojinin tekerleklerinden bir tanesinin diğer üçüne göre %1 oranında yukarı yönde yükselmesi durumudur (Şekil 12.5) [11].

Bojinin iki aksı arasındaki mesafe 2560 mm'dir. Bir adet tekerleğin yukarı yönde yükselme değeri:

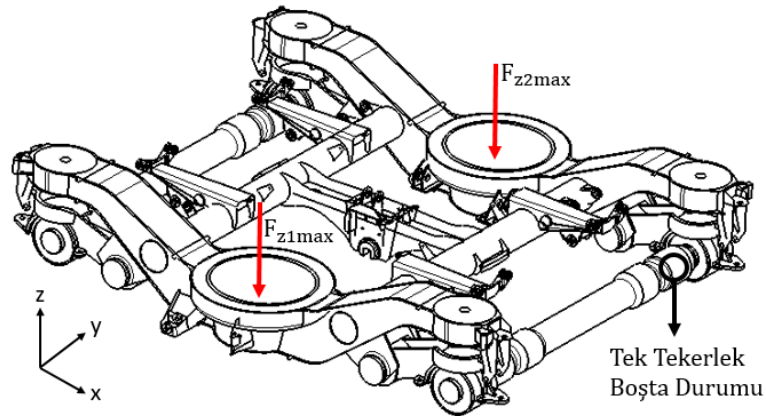
$$2560 \text{ mm} \times (1/100) = 25.6 \text{ mm} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (12.12)$$



Şekil 12.5 %1 Burulma durumu

12.1.5.2 Tek Tekerlek Boşta Durumu

Aracın boş olduğu bir durumda (sadece düşey kuvvetlerin olduğu) bojinin bir tekerleğinin hiç yük taşımadığı durumdur. Yük, diğer üç tekerlek tarafından taşınır (Şekil 12.6) [11].



Şekil 12.6 Tek tekerlek boşta durumu

12.2 Aşırı Yük Durumlarının Analizi

TS EN 13749:2011 standardına göre 4 adet aşırı yük durumu incelenmiştir [11].

Bu 4 durum aşağıda listelenmiştir:

Aşırı Yük Durumu 1 => Düşey Kuvvetler + Yanal Kuvvetler + %1 Burulma Durumu

Aşırı Yük Durumu 2 => Düşey Kuvvetler + Boyuna Gelen Kuvvetler + %1 Burulma Durumu

Aşırı Yük Durumu 3 => Düşey Kuvvetler + Boyuna Gelen Makas Değiştirme Kuvvetleri

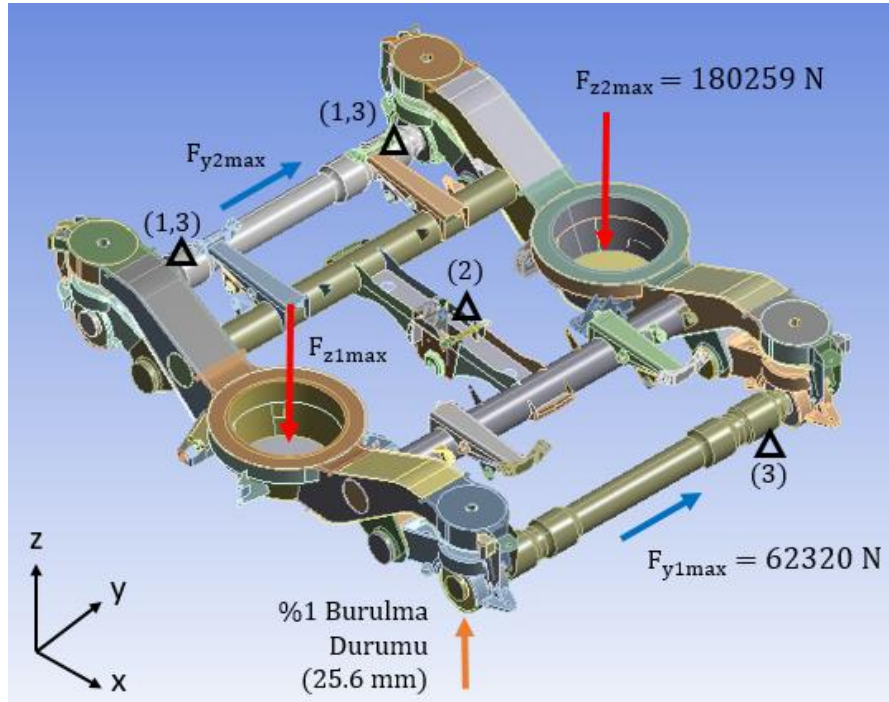
Aşırı Yük Durumu 4 => Boş Aracın Düşey Kuvveti + Tek Tekerlek Boşta Durumu

12.2.1 Aşırı Yük Durumu 1

12.2.1.1 Sınır Şartları ve Kuvvetler

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 12.7).

Aşırı Yük Durumu 1 => Düşey Kuvvetler + Yanal Kuvvetler + %1 Burulma Durumu



Şekil 12.7 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 1)

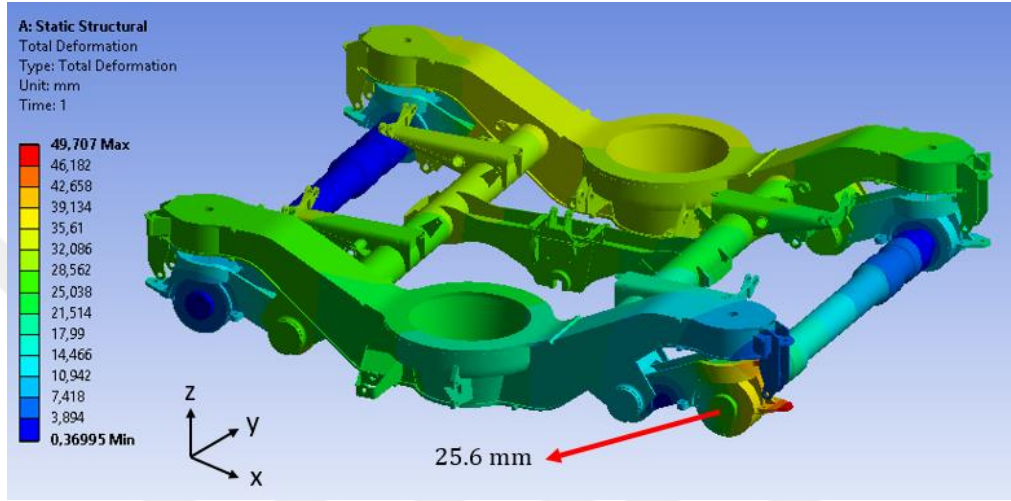
(1) X, akslardan bir tanesinin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.

(2) Y, yanal stop plakasının yanal yönde hareketi sabitlenir.

(3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

12.2.1.2 Deformasyon Sonuçları

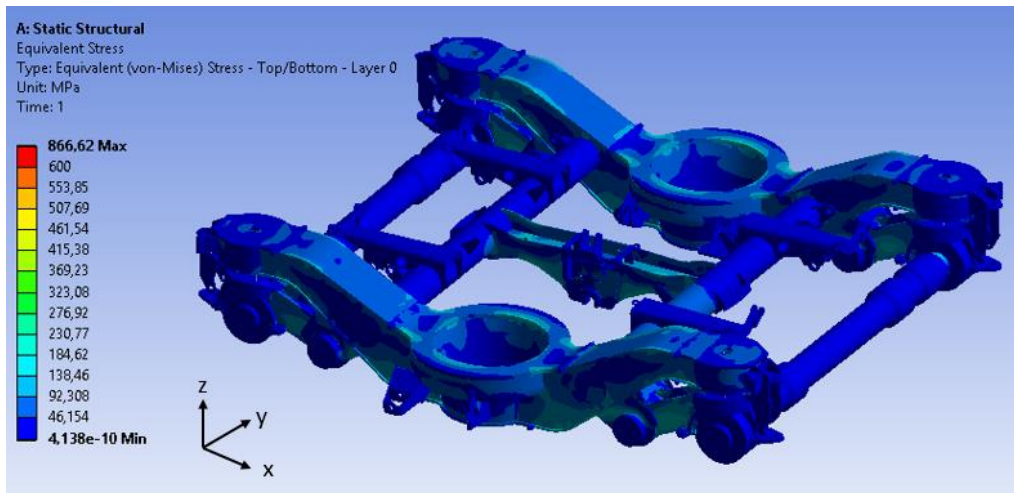
Aşırı yük durumu 1'de maksimum deformasyon sonucu 49.7 mm'dir (Şekil 12.8).



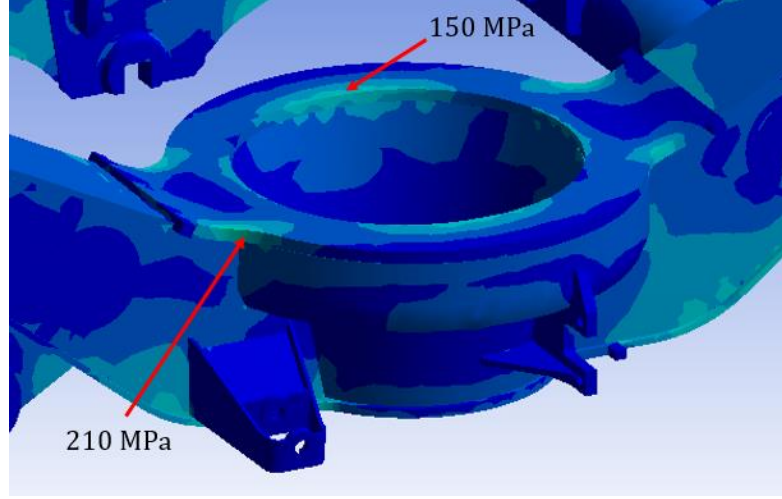
Şekil 12.8 Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 1)

12.2.1.3 Gerilme Sonuçları

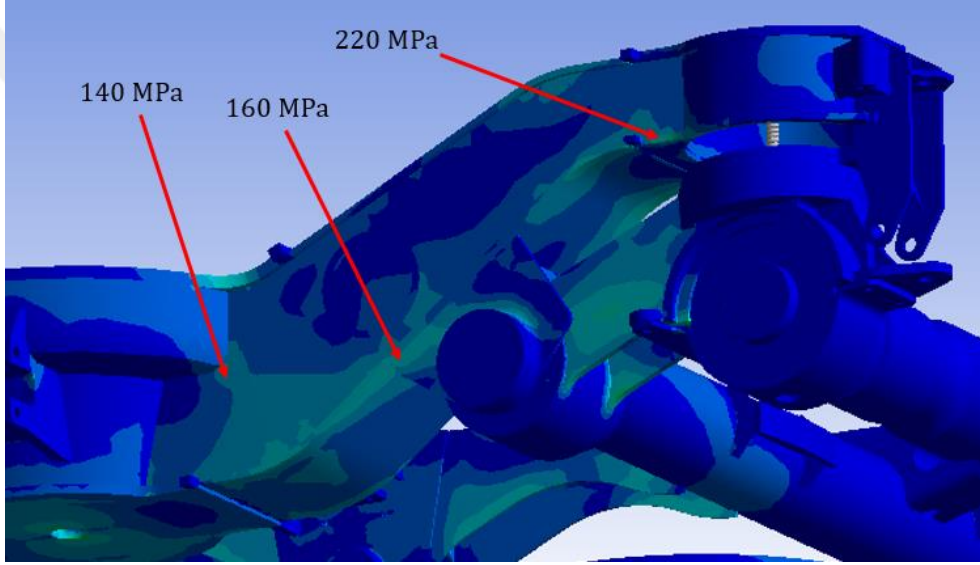
Analiz sonuçlarında eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değerlerine bakılmıştır.



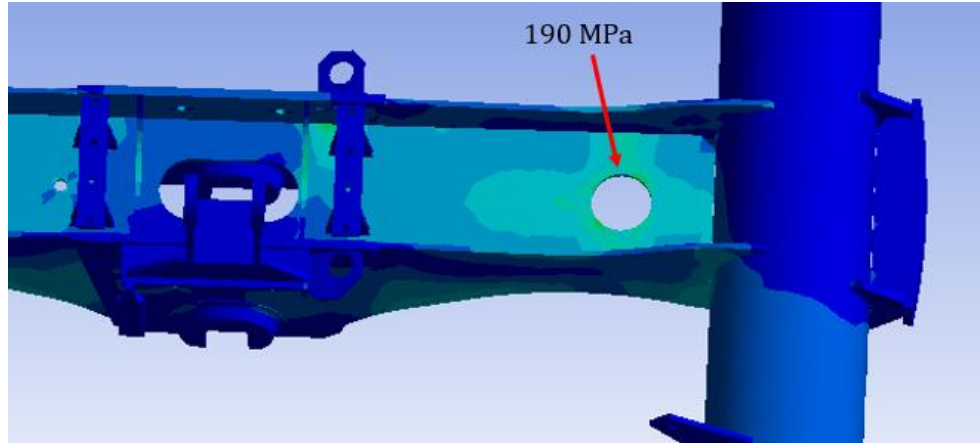
Şekil 12.9 Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 1)



Şekil 12.10 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 1)



Şekil 12.11 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 1)



Şekil 12.12 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 1)

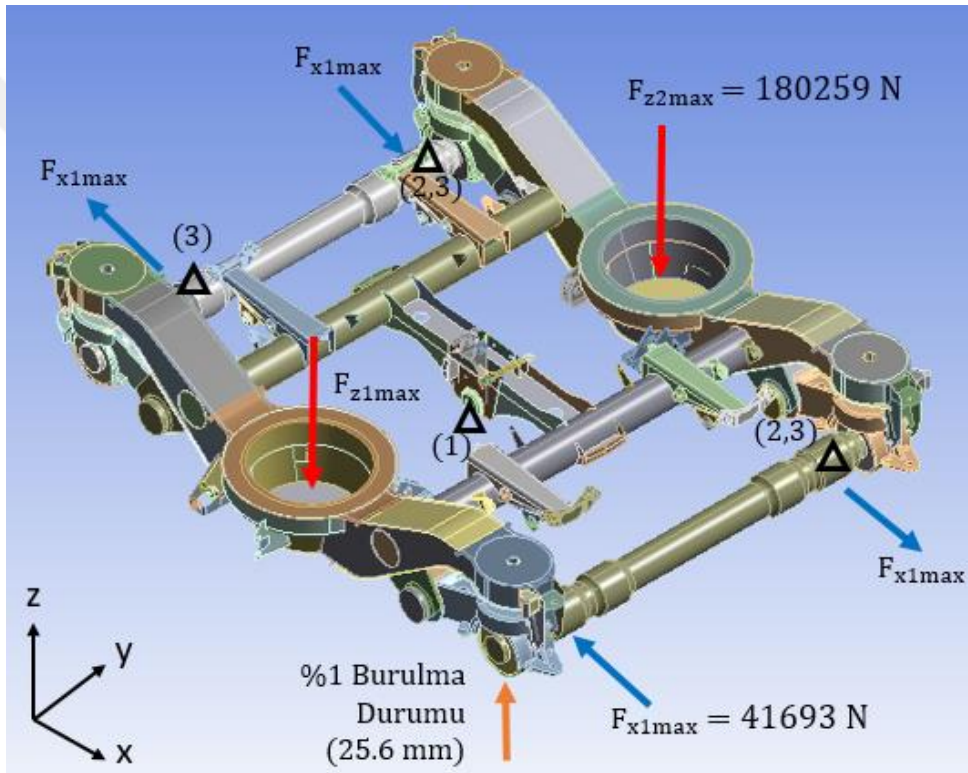
Aşırı Yük Durumu 1'de maksimum eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değeri sağ boylamsal yan kiriş üzerinde 220 MPa'dır (Şekil 12.11).

12.2.2 Aşırı Yük Durumu 2

12.2.2.1 Sınır Şartları ve Kuvvetler

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 12.13).

Aşırı Yük Durumu 2 => Düşey Kuvvetler + Boyuna Gelen Kuvvetler + %1 Burulma Durumu

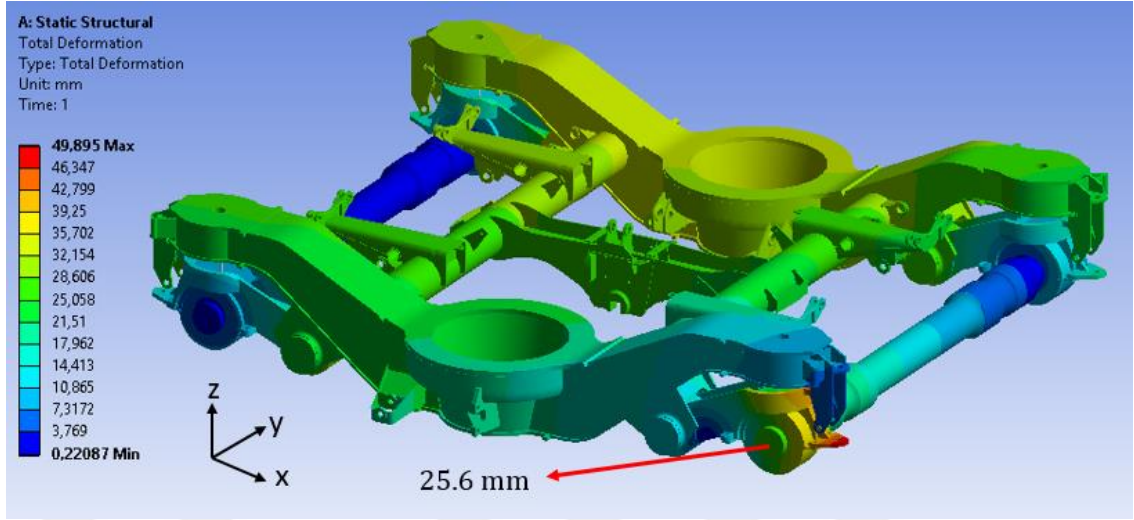


Şekil 12.13 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 2)

- (1) X, boji çekme sisteminin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.
- (2) Y, aksların aynı taraftan yanal yönde hareketi sabitlenir.
- (3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

12.2.2.2 Deformasyon Sonuçları

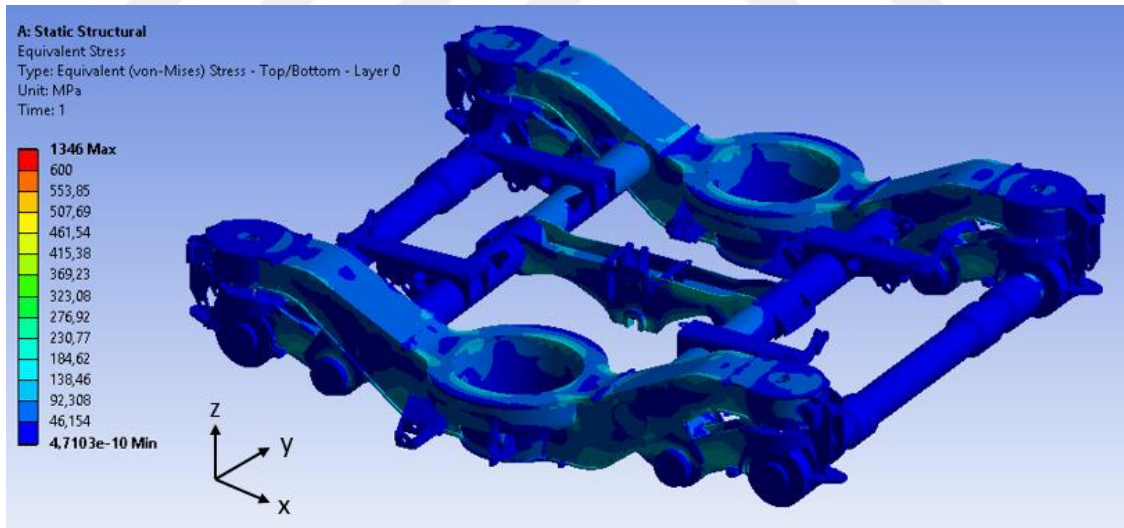
Aşırı yük durumu 2'de maksimum deformasyon sonucu 49.9 mm'dir (Şekil 12.14).



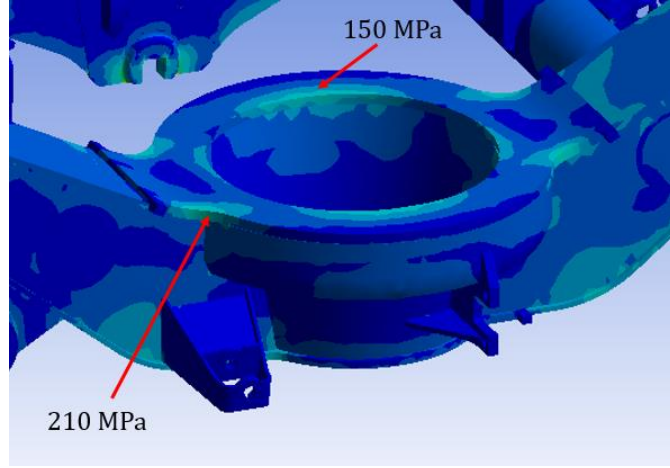
Şekil 12.14 Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 2)

12.2.2.3 Gerilme Sonuçları

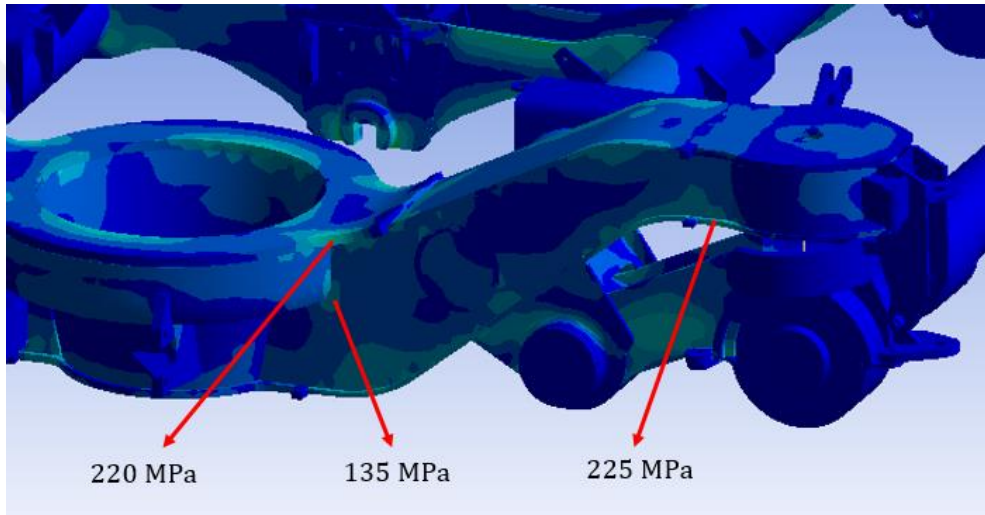
Analiz sonuçlarında eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değerlerine bakılmıştır.



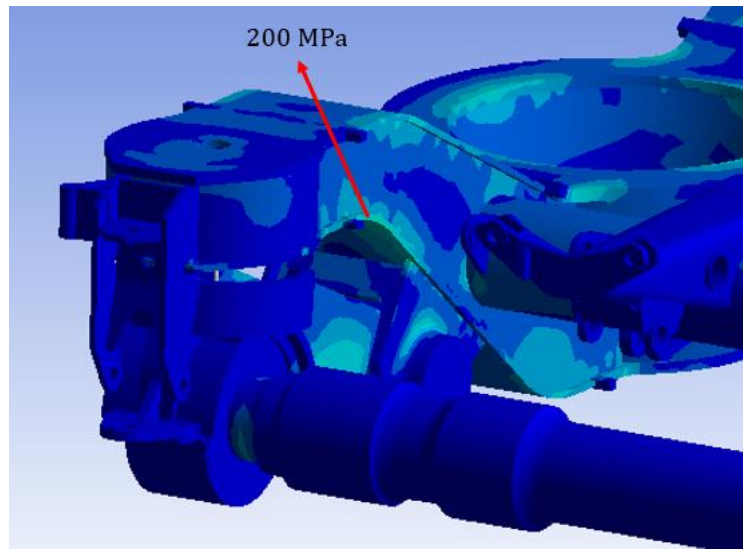
Şekil 12.15 Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 2)



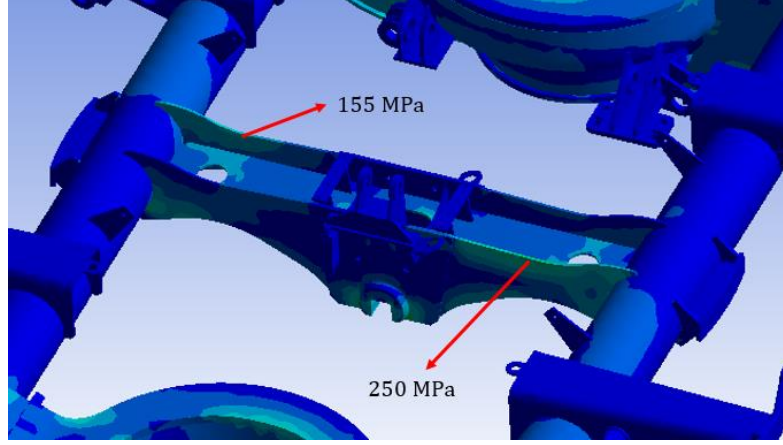
Şekil 12.16 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2)



Şekil 12.17 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2)



Şekil 12.18 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2)



Şekil 12.19 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 2)

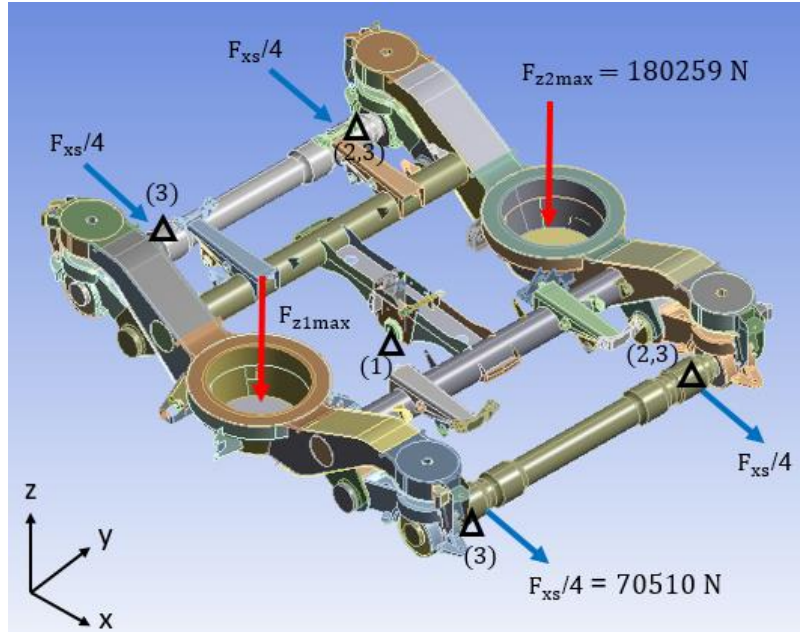
Aşırı yük durumu 2'de maksimum eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değeri orta boylamsal kiriş üzerinde 250 MPa'dır (Şekil 12.19).

12.2.3 Aşırı Yük Durumu 3

12.2.3.1 Sınır Şartları ve Kuvvetler

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 12.20).

Aşırı Yük Durumu 3 => Düşey Kuvvetler + Boyuna Gelen Makas Değiştirme Kuvvetleri



Şekil 12.20 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 3)

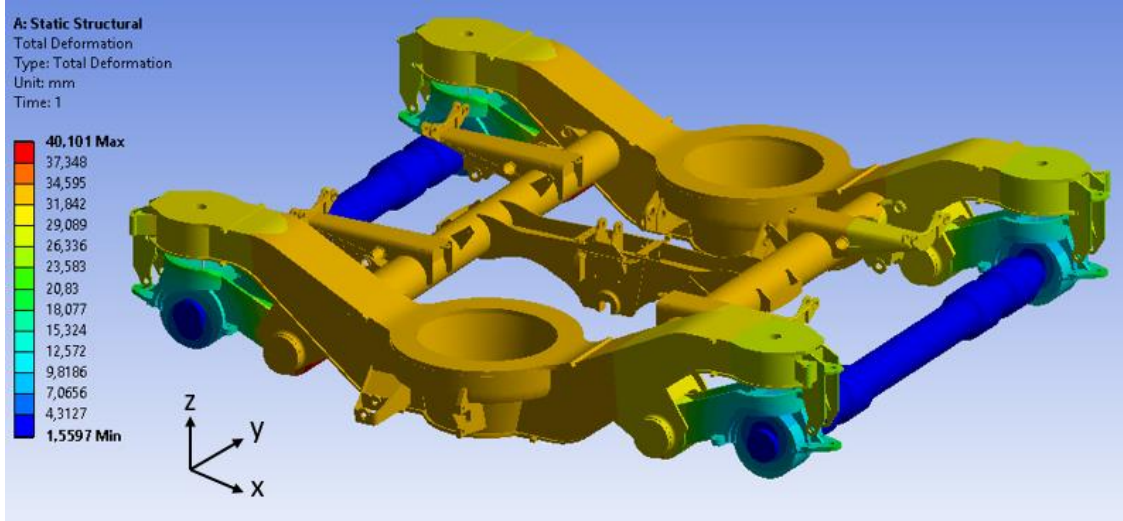
(1) X, boji çekme sisteminin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.

(2) Y, aksların aynı taraftan yanal yönde hareketi sabitlenir.

(3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

12.2.3.2 Deformasyon Sonuçları

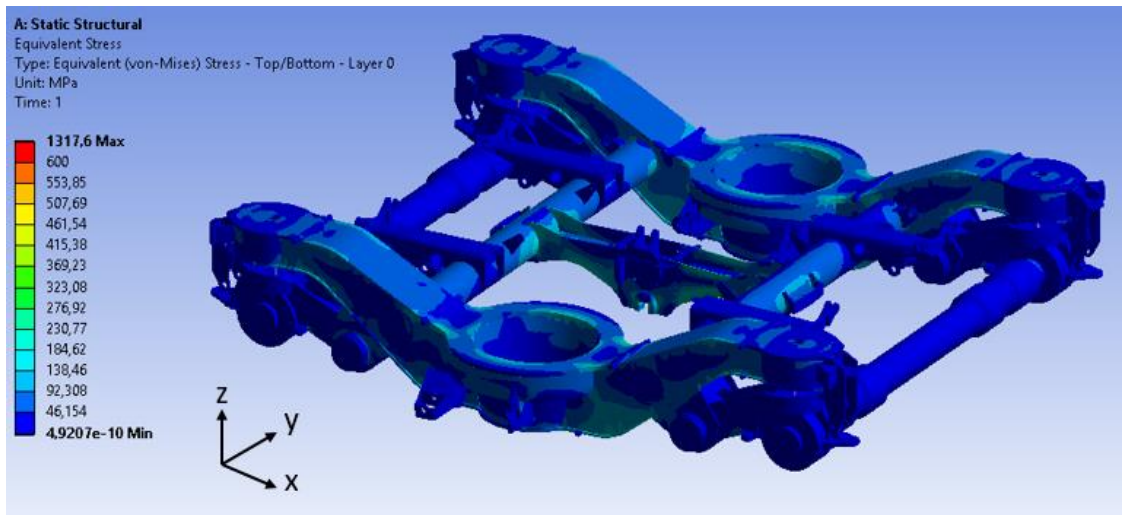
Aşırı yük durumu 3'te maksimum deformasyon sonucu 40.1 mm'dir (Şekil 12.21).



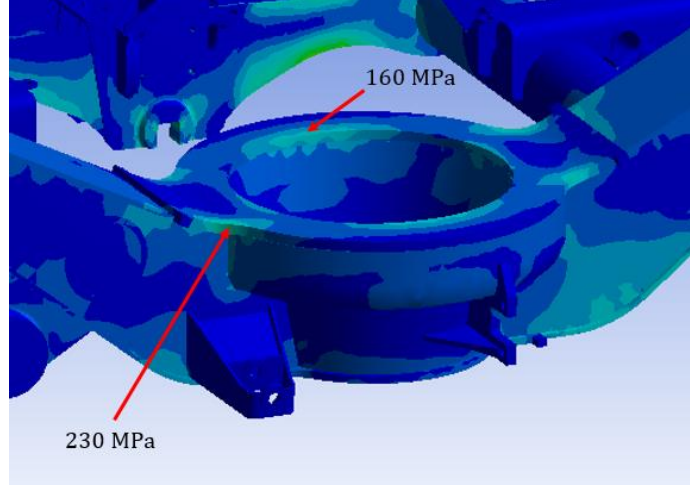
Şekil 12.21 Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 3)

12.2.3.3 Gerilme Sonuçları

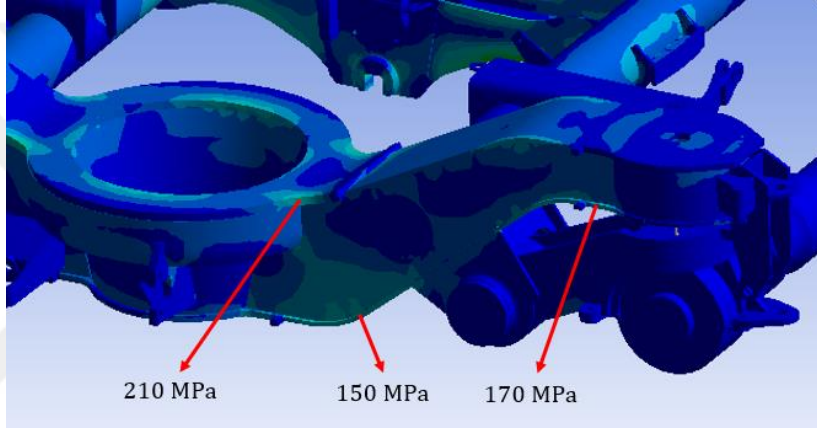
Analiz sonuçlarında eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değerlerine bakılmıştır.



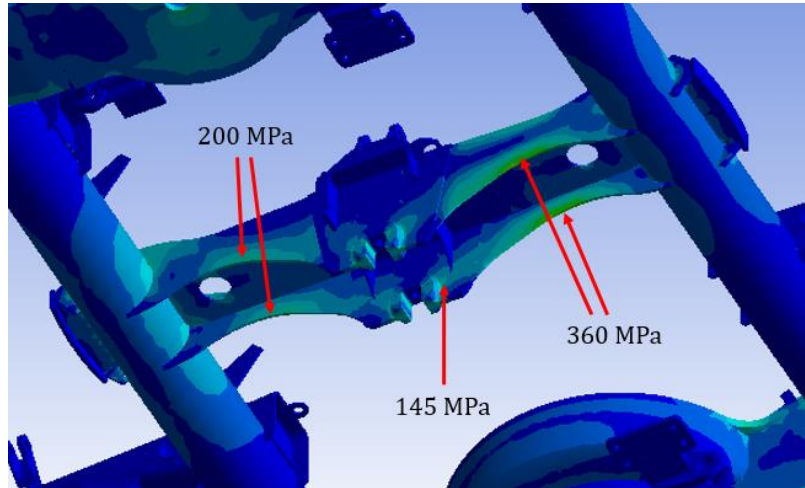
Şekil 12.22 Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 3)



Şekil 12.23 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 3)



Şekil 12.24 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 3)

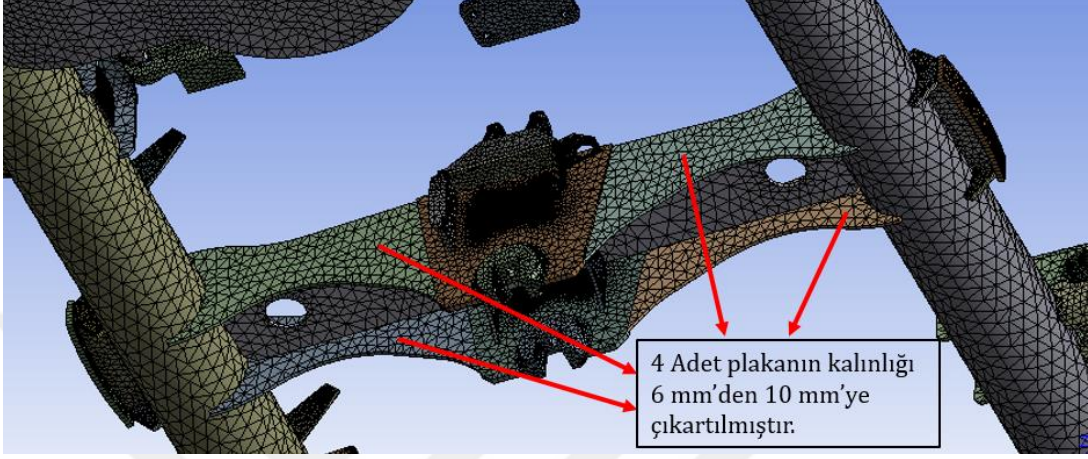


Şekil 12.25 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 3)

Aşırı yük durumu 3'te maksimum eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değeri boylamsal orta kirişin alt bölgesinde 360 MPa'dır (Şekil 12.25).

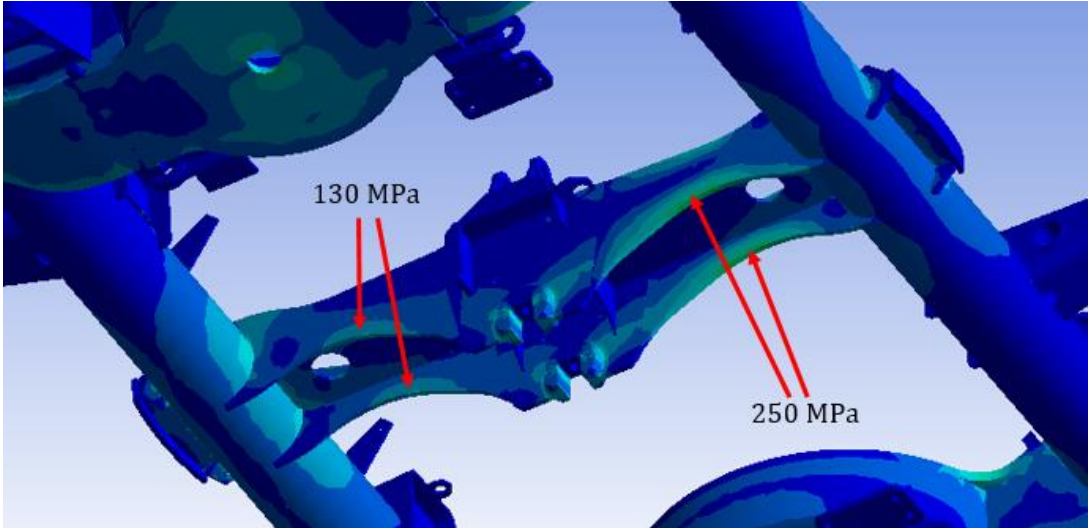
12.2.3.4 Tasarım Önerisi

Şekil 12.25'te görüldüğü üzere boylamsal orta kirişteki gerilme değeri 360 MPa'dır. Bu değer kaynak yapılmış St52-3N plakasının akma değeri olan 325 MPa'nın üzerindedir. Bu neden ile 4 adet plakanın kalınlığı 6 mm'den 10 mm'ye çıkartılmıştır. Kalınlığı değiştirilen plakalar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 12.26 Kalınlığı değiştirilen plakalar

Plaka kalınlıkları değiştirildikten sonra Aşırı Yük Durumu 3'ün analizi tekrarlanmıştır. Tekrarlandıktan sonra ilgili plakalardaki gerilme değerleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 12.27 Tasarım önerisinden sonraki gerilme değerleri

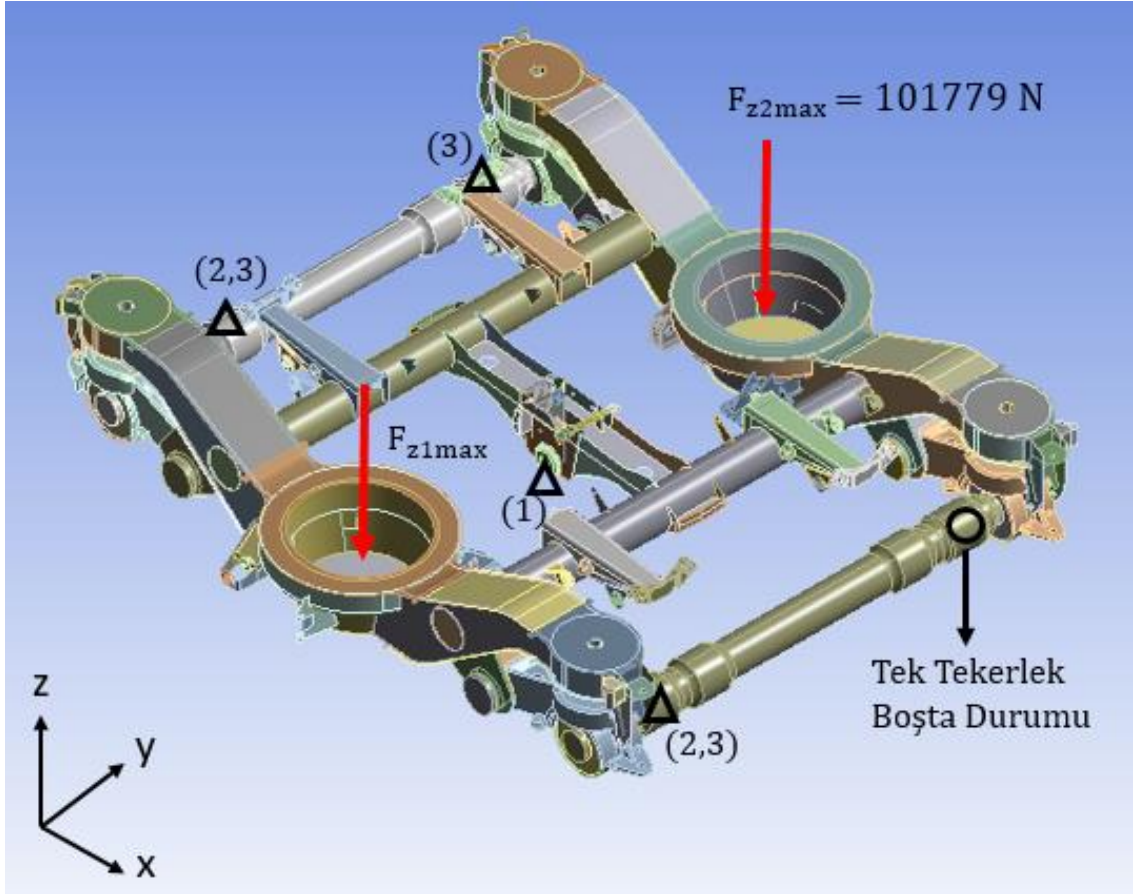
360 MPa olan gerilme değeri tasarım değişikliğinden sonra 250 MPa olarak çıkmıştır.

12.2.4 Aşırı Yük Durumu 4

12.2.4.1 Sınır Şartları ve Kuvvetler

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 12.28).

Aşırı Yük Durumu 4 => Boş Aracın Düşey Kuvveti + Tek Tekerlek Boşta Durumu

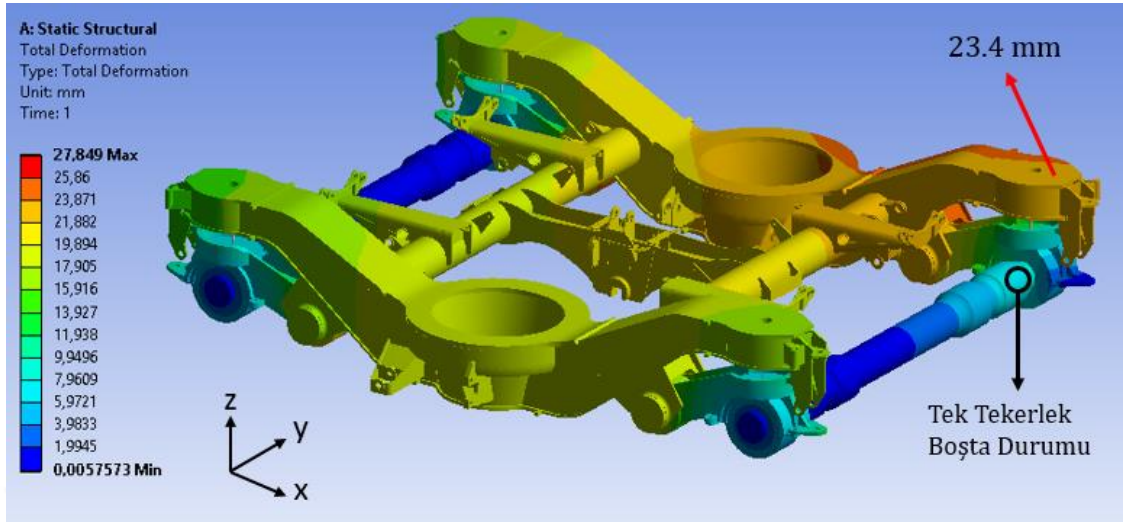


Şekil 12.28 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Aşırı Yük Durumu 4)

- (1) X, boji çekme sisteminin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.
- (2) Y, aksların aynı taraftan yanal yönde hareketi sabitlenir.
- (3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

12.2.4.2 Deformasyon Sonuçları

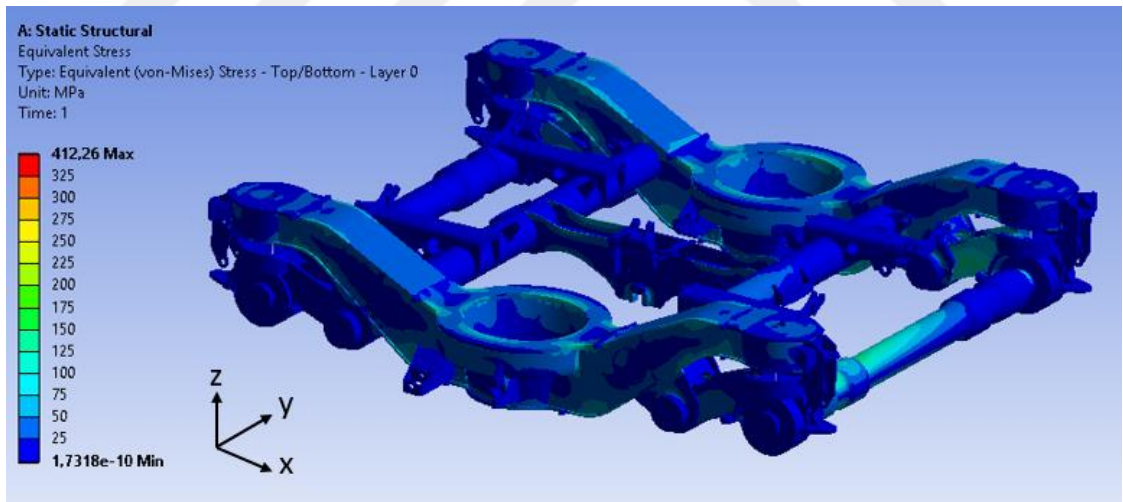
Aşırı yük durumu 4'te maksimum deformasyon sonucu 27.8 mm'dir (Şekil 12.29).



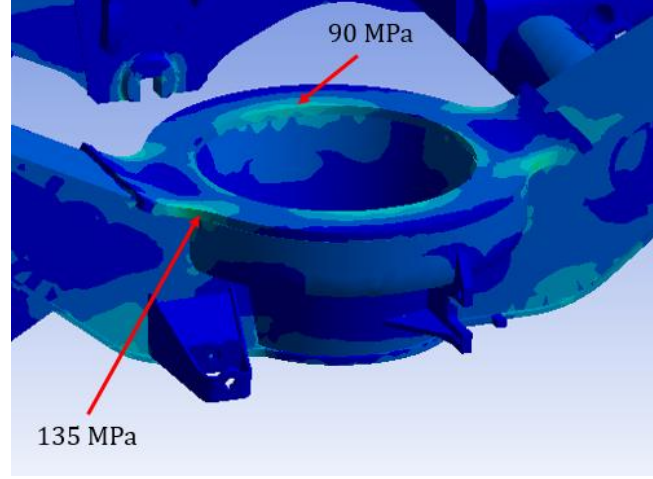
Şekil 12.29 Deformasyon sonuçları (Aşırı Yük Durumu 4)

12.2.4.3 Gerilme Sonuçları

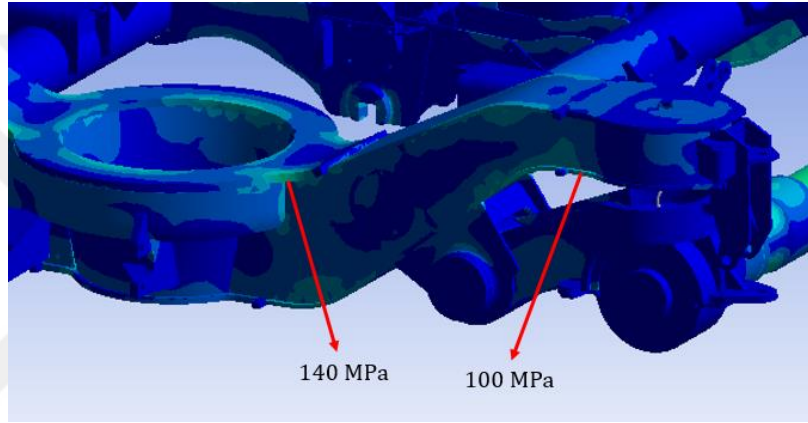
Analiz sonuçlarında eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değerlerine bakılmıştır.



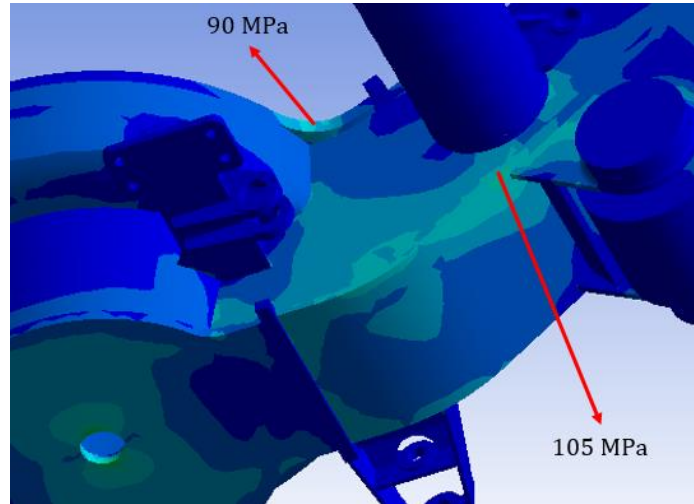
Şekil 12.30 Gerilme sonuçları genel görünüm (Aşırı Yük Durumu 4)



Şekil 12.31 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 4)



Şekil 12.32 Geirlme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 4)



Şekil 12.33 Gerilme sonuçları detaylı görünüm (Aşırı Yük Durumu 4)

Aşırı yük durumu 4'te maksimum eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değeri sağ boylamsal kirişte 140 MPa'dır (Şekil 12.32).

12.3 Boji Statik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Sünek (ductile) malzemelerde sonlu elamanlar analizi yaparken eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değeri kullanılır. Gevrek (brittle) malzemelerde ise asal gerilme (principal stress) değerlerini kullanmak daha uygundur. Y32 bojisinin plakalarında kullanılan çeliğin kalitesi St52-3N'dir. Bu neden ile statik analizlerde eşdeğer gerilme (Equivalent von Mises Stress) değeri kullanılmıştır.

Bojinin statik analiz sonuçlarının TS EN 13749:2011 standardına göre kabul görmesi için malzemenin plastik deformasyona uğramaması gerekmektedir [11].

Gerilme sonuçlarının genel görünüm şekillerine baktığımız zaman gerilme skalalarının akma gerilmesini (yield stress) oldukça geçtiğini görmekteyiz. Bunun nedeni çözüm ağı (mesh) uygulanan modelde Stress Singularity bölgelerinin bulunmasıdır. Sonlu elemanlar metodunda çözüm yaparken bu bölgeler program tarafından hatalı olarak hesaplanmaktadır. Bu neden ile gerilme değerleri, Stress Singularity'e neden olan bölgelerin biraz daha uzağından alınmıştır. Böylelikle daha doğru gerilme sonuçlarına ulaşılmıştır.

Aşırı Yük Durumu 3'te boylamsal orta kirişin maruz kaldığı gerilme değeri 360 MPa olarak çıkmıştır. St52-3N malzemesinden yapılmış ve birbirine kaynak ile montajlanmış plakaların akma gerilmesi 325 MPa'dır. Bu nedenle Şekil 12.26'da gösterilen plakaların kalınlığı 6 mm'den 10 mm'ye çıkartılmıştır. Bu yeni tasarım ile analiz tekrarlandığında gerilme değeri 250 MPa olarak çıkmıştır. Diğer aşırı yük durumu analizlerinde herhangi bir gerilme değeri akma gerilmesinin üstünde çıkmamıştır.

13.1 Normal Servis Yükleme Durumları

Yorulma analizi için;

Yük Durumu 2,

Yük Durumu 5,

Yük Durumu 7,

F_{x1} Pozitif Yük Durumu,

F_{x1} Negatif Yük Durumu incelenmiştir.

Daha sonra 3 adet yorulma analizi yapılmıştır. Her analiz iki farklı durumu incelemektedir ve bojinin bu iki farklı durum arasında 1 milyon adet çevrim sayısına ulaşip ulaşamayacağına bakılmıştır. Bu yük durumları Tablo 13.1 ve Tablo 13.2'de gösterilmiştir.

Yorulma Analizi 1 => Yük Durumu 2 + Yük Durumu 5

Yorulma Analizi 2 => Yük Durumu 5 + Yük Durumu 7

Yorulma Analizi 3 => F_{x1} Pozitif Yük Durumu + F_{x1} Negatif Yük Durumu

Tablo 13.1 Düşey ve yanal kuvvet kombinasyonlarının statik testler için yük durumları [11]

Yük Durumu	F_{z1}	F_{z2}	F_y
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0
2	$(1+\alpha-\beta) F_z/2$	$(1-\alpha-\beta) F_z/2$	0
3	$(1+\alpha-\beta) F_z/2$	$(1-\alpha-\beta) F_z/2$	+ F_y
4	$(1+\alpha+\beta) F_z/2$	$(1-\alpha+\beta) F_z/2$	0
5	$(1+\alpha+\beta) F_z/2$	$(1-\alpha+\beta) F_z/2$	+ F_y
6	$(1-\alpha-\beta) F_z/2$	$(1+\alpha-\beta) F_z/2$	0
7	$(1-\alpha-\beta) F_z/2$	$(1+\alpha-\beta) F_z/2$	- F_y
8	$(1-\alpha+\beta) F_z/2$	$(1+\alpha+\beta) F_z/2$	0
9	$(1-\alpha+\beta) F_z/2$	$(1+\alpha+\beta) F_z/2$	- F_y

Tablo 13.2 Boyuna gelen kuvvetlerden meydana gelen yük durumları (F_{x1} Pozitif Yük Durumu, F_{x1} Negatif Yük Durumu) [11]

Yük Durumu	F_{z1}	F_{z2}	F_x
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0
2	$F_z/2$	$F_z/2$	+ F_{x1}
3	$F_z/2$	$F_z/2$	- F_{x1}

13.2 Normal Servis Yükleme Durumlarında Kuvvetlerin Hesaplanması

Normal servis yükleme durumlarında (yorulma analizi) boji üzerine gelen kuvvetler TS EN 13749:2011 standardına uygun olarak hesaplanmıştır. Standart içinde yapılan boji sınıflandırmasında Y32 bojisi B-I kategorisine girdiğinden bu kategori altında belirtilen eşitlikler üzerinden hesaplamalar yapılmıştır [11].

Y32 bojisi taşıyıcı bojidir. Her yolcu vagonunun altında 2 adet boji bulunmaktadır. Bu nedenle bir vagonu 4 adet aks taşımaktadır. Normal servis yüklemesi durumunda Y32 bojisinin aks yükü 12.8 ton olarak alınmıştır. Kuvvetlerin bojide uygulandığı bölgeler statik analiz bölümünde gösterildiği için bu bölümde ayrıca gösterilmemiştir.

13.2.1 Düşey Kuvvetler

Bojinin sağ ve sol olarak iki boylamsal yan girişinde (ikincil süspansiyonların bastığı bölgeye) uygulanır [11].

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{(M_v + 1.2P_2 - 2 m^+)g}{4} \quad (13.1)$$

$$M_v \quad \text{çalışma halindeki araç kütlesi [Karoseri + Boji]} = 41,500 \text{ kg} \quad (13.2)$$

$$P_2 \quad \text{yolcu kütlesi (TS EN 15663 Standardına göre)} = 9,700 \text{ kg} [29] \quad (13.3)$$

$$P_1 = 12,800 \text{ kg} \times 4 - 41500 \text{ kg} = 9,700 \text{ kg} \quad (13.4)$$

$$m^+ \quad \text{boji kütlesi} = 5750 \text{ kg} \quad (13.5)$$

F_z boji üstüne gelen toplam düşey kuvvet.

$$F_{z1} = F_{z2} = 102122 \text{ Newton.} \quad (13.6)$$

13.2.2 Yanal Kuvvetler

Yanal kuvvetler her iki aksa da uygulanır [11].

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{F_y}{2} = \frac{(F_z + m \cdot g)}{8} \quad (13.7)$$

g yerçekimi ivmesidir, 9.81 m/s².

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{F_y}{2} = 32581 \text{ Newton.} \quad (13.8)$$

13.2.3 Boyuna Gelen Kuvvetler

Bu kuvvetler tekerleklerle (tekerleklerin bağlandığı aksa) uygulanır. Sağ yanal kirişe yakın olan tekerlere negatif yönde (x doğrultusunda) sol yanal kirişe yakın olan tekerlere pozitif yönde (x doğrultusunda) kuvvet uygulanır [11].

$$F_{x1} = 0.05 \times (F_z + m \cdot g) \quad (13.9)$$

$$F_{x1} = 13033 \text{ Newton.} \quad (13.10)$$

13.2.4 %0.5 Burulma Durumu

Bojinin tekerleklerinden bir tanesinin diğer üçüne göre %0.5 oranında yukarı yönde yükselmesi durumudur [11].

Bojinin iki aksı arasındaki mesafe 2560 mm'dir. Bir adet tekerleğin yukarı yönde yükselme değeri:

$$2560 \text{ mm} \times (0.5/100) = 12.8 \text{ mm olarak hesaplanır.} \quad (13.11)$$

13.3 Yorulma Analizleri İçin Yük Durumlarının Seçimi

Tablo 13.1’de bulunan eşitliklerin değerleri yerine konulduğu zaman aşağıdaki tablo oluşmaktadır. TS EN 13749 standardına göre “ α ” değeri 0.1 ve “ β ” değeri de 0.2 olarak alınır. 3, 5, 7 ve 9 No’lu Yük Durumlarında tekerleklere %0.5 burulma eklenir.

Tablo 13.3 Düşey ve yanal kuvvet kombinasyonlarının statik testler için yük değerleri [11]

Yük Durumu	Fz1 (N)	Fz2 (N)	Fy (N)	Burulma
1	102122	102122	0	-
2	91910	71485	0	-
3	91910	71485	65162	%0.5 Burulma (Sağ Tekerlek)
4	132759	112334	0	-
5	132759	112334	65162	%0.5 Burulma (Sağ Tekerlek)
6	71485	91910	0	-
7	71485	91910	-65162	%0.5 Burulma (Sol Tekerlek)
8	112334	132759	0	-
9	112334	132759	-65162	0,5% Burulma (Sol Tekerlek)

Yukarıdaki tabloda (Tablo 13.3) Yük Durumu 2, 5 ve 7 kullanılmıştır. İlk olarak Yük Durumu 2 ve Yük Durumu 5 arasındaki çevrime bakılmıştır. Daha sonra ise Yük Durumu 5 ve Yük Durumu 7 arasındaki çevrime bakılmıştır. Yük Durumu 2’de bojiye minimum kuvvetler uygulanmaktadır, Yük Durumu 5’te ise maksimum kuvvetler uygulanmaktadır. Bu nedenle birinci yorulma analizi Yük Durumu 2 ve Yük Durumu 5 arasında yapılmıştır.

İkinci yorulma analizi ise Yük Durumu 5 ve Yük Durumu 7 arasında uygulanmıştır. Yük Durumu 5’te burulma sağ tekerlekte Yük Durumu 7’de ise burulma sol tekerlekte bulunmaktadır. Buna ek olarak ortalama gerilme ve gerilme genliği değerleri bu iki durum arasında maksimum olmaktadır.

Tablo 13.4 Boyuna gelen kuvvetlerden meydana gelen yük değerleri (F_{x1} Pozitif Yük Değerleri, F_{x1} Negatif Yük Değerleri) [11]

Yük Durumu	Fz1 (N)	Fz2 (N)	Fx (N)
1	102122	102122	0
2	102122	102122	13033
3	102122	102122	-13033

Üçüncü yorulma analizi ise Tablo 13.4’de bakıldığında F_{x1} Pozitif Yük Durumu ile F_{x1} Negatif Yük Durumu arasında uygulanmıştır. Bunun nedeni bu iki yük durumu arasında gerilme genliğinin maksimum olmasıdır.

13.4 Yorulma Analizi 1

Yorulma Analizi 1’de Yük Durumu 2 ve Yük Durumu 5 incelenmiştir. Bojinin bu iki farklı durum arasında 1 milyon adet çevrim sayısına ulaşıp ulaşamayacağına bakılmıştır.

13.4.1 Yük Durumu 2 Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler

$$F_z = 204244 \text{ Newton.} \quad (13.12)$$

$$\alpha = 0.1 \quad (13.13)$$

$$\beta = 0.2 \quad (13.14)$$

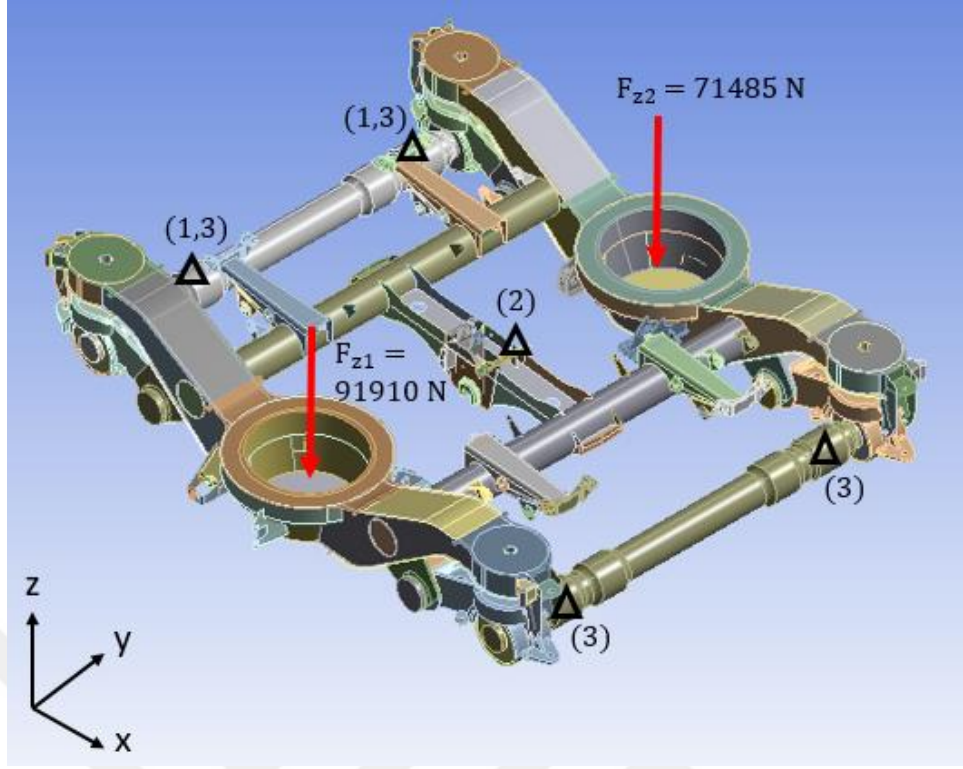
$$F_{z1} = (1 + \alpha - \beta) F_z / 2 = 91910 \text{ Newton.} \quad (13.15)$$

$$F_{z2} = (1 - \alpha - \beta) F_z / 2 = 71485 \text{ Newton.} \quad (13.16)$$

$$F_y = 0 \quad (13.17)$$

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 13.1).

Yük Durumu 2 => Düşey Kuvvetler



Şekil 13.1 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Yük Durumu 2)

- (1) X, akslardan bir tanesinin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.
 (2) Y, yanal stop plakasının yanal yönde hareketi sabitlenir.
 (3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

13.4.2 Yük Durumu 5 Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler

$$F_z = 204244 \text{ Newton.} \quad (13.18)$$

$$\alpha = 0.1 \quad (13.19)$$

$$\beta = 0.2 \quad (13.20)$$

$$F_{z1} = (1 + \alpha + \beta) F_z / 2 = 132759 \text{ Newton.} \quad (13.21)$$

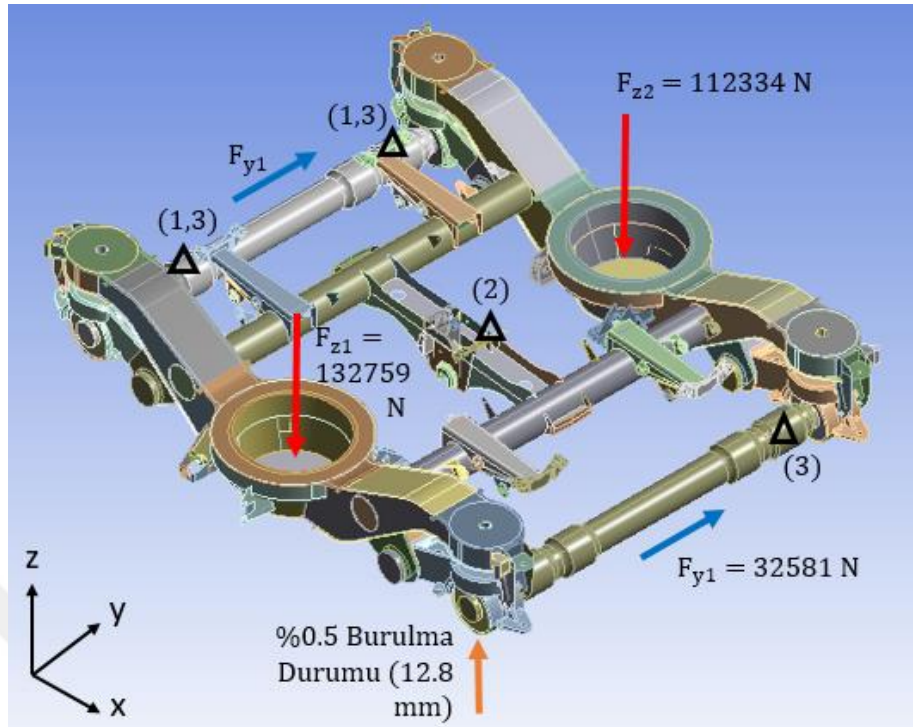
$$F_{z2} = (1 - \alpha + \beta) F_z / 2 = 112334 \text{ Newton.} \quad (13.22)$$

$$F_{y1} = 32581 \text{ Newton.} \quad (13.23)$$

$$\%0.5 \text{ Burulma Durumu} \Rightarrow 12.8 \text{ mm.} \quad (13.24)$$

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 13.2).

Yük Durumu 5 => Düşey Kuvvetler + Yanal Kuvvetler + %0.5 Burulma Durumu



Şekil 13.2 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Yük Durumu 5)

(1) X, akslardan bir tanesinin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.

(2) Y, yanal stop plakasının yanal yönde hareketi sabitlenir.

(3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

13.4.3 Yorulma Analizi 1'in Hesaplanması

Bu gerilme sonuçları Haigh Diyagramı'nda değerlendirileceği için iki yük durumu arasındaki (Yük Durumu 2 ve Yük Durumu 5) ortalama eşdeğer gerilme (mean equivalent von mises stress) ve eşdeğer gerilme genliği (alternating equivalent stress) değerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Çok eksenli yorulma analizlerinde (multiaxial fatigue analysis) bu değerler aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır [22].

$$\sigma_{alternating\ stress,x} = (\sigma_{x,yük\ durumu\ 5} - \sigma_{x,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.25)$$

$$\sigma_{alternating\ stress,y} = (\sigma_{y,yük\ durumu\ 5} - \sigma_{y,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.26)$$

$$\sigma_{alternating\ stress,z} = (\sigma_{z,yük\ durumu\ 5} - \sigma_{z,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.27)$$

$$\tau_{alternating\ stress,xy} = (\tau_{xy,yük\ durumu\ 5} - \tau_{xy,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.28)$$

$$\tau_{alternating\ stress,yz} = (\tau_{yz,yük\ durumu\ 5} - \tau_{yz,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.29)$$

$$\tau_{alternating\ stress,zx} = (\tau_{zx,yük\ durumu\ 5} - \tau_{zx,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.30)$$

$$\sigma_{mean\ stress,x} = (\sigma_{x,yük\ durumu\ 5} + \sigma_{x,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.31)$$

$$\sigma_{mean\ stress,y} = (\sigma_{y,yük\ durumu\ 5} + \sigma_{y,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.32)$$

$$\sigma_{mean\ stress,z} = (\sigma_{z,yük\ durumu\ 5} + \sigma_{z,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.33)$$

$$\tau_{mean\ stress,xy} = (\tau_{xy,yük\ durumu\ 5} + \tau_{xy,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.34)$$

$$\tau_{mean\ stress,yz} = (\tau_{yz,yük\ durumu\ 5} + \tau_{yz,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.35)$$

$$\tau_{mean\ stress,zx} = (\tau_{zx,yük\ durumu\ 5} + \tau_{zx,yük\ durumu\ 2}) / 2 \quad (13.36)$$

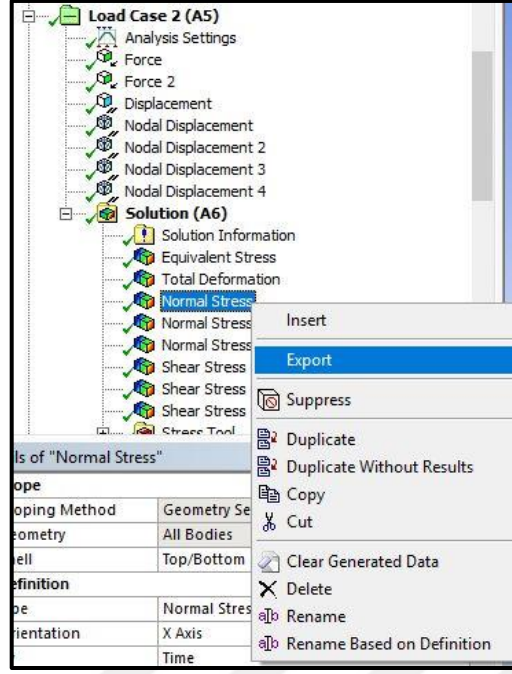
$$\sigma_{Eqv.\ Alternating\ Stress} = \sqrt{\frac{(\sigma_{a,x}-\sigma_{a,y})^2 + (\sigma_{a,y}-\sigma_{a,z})^2 + (\sigma_{a,z}-\sigma_{a,x})^2 + 6(\tau_{a,xy}^2 + \tau_{a,yz}^2 + \tau_{a,zx}^2)}{2}} \quad (13.37)$$

$$\sigma_{Eqv.\ Mean\ Stress} = \sqrt{\frac{(\sigma_{m,x}-\sigma_{m,y})^2 + (\sigma_{m,y}-\sigma_{m,z})^2 + (\sigma_{m,z}-\sigma_{m,x})^2 + 6(\tau_{m,xy}^2 + \tau_{m,yz}^2 + \tau_{m,zx}^2)}{2}} \quad (13.38)$$

Haigh Diyagramı'nda ortalama gerilme (mean stress) değerlerinin hem pozitif hem de negatif çıkmasını istediğimiz için (13.38) denklemi yerine aşağıdaki (13.39) denklemi kullanacağız. Böylelikle ortalama gerilme değerlerinin basma mı yoksa çekme gerilmesi mi olduğunu ayırt edebileceğiz. Bu iki eşitlik arasında (13.38 ve 13.39) değer olarak oldukça düşük farklar bulunmaktadır [23].

$$\sigma_{Equivalent\ Mean\ Stress} = \sigma_{m,x} + \sigma_{m,y} + \sigma_{m,z} \quad (13.39)$$

Çözüm aşında toplamda 624,785 adet düğüm noktası bulunmaktadır. Ansys Workbench programında düğüm noktalarındaki gerilme değerlerinin Excel programına aktarılması aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 13.3).



Şekil 13.3 Düğüm noktalarındaki gerilme değerlerinin Excel'e aktarılması

Yük Durumu 2 ve Yük Durumu 5 için bütün düğüm noktalarındaki X, Y ve Z doğrultularındaki normal gerilme değerleri, buna ek olarak XY, YZ ve XZ yüzeylerindeki kesme gerilmeleri Excel dosyasına aktarılıp eşdeğer gerilme genliği ve eşdeğer ortalama gerilme değerlerine ulaşılmıştır. Aşağıdaki tablolarda yapılan bu işlemler gösterilmiştir (Tablo 13.5, 13.6, 13.7).

Tablo 13.5 Düğüm noktalarının normal ve kesme gerilmeleri [MPa]
(Yorulma Analizi 1)

Node Number	Yük Durumu 2						Yük Durumu 5					
	sigma X	sigma Y	sigma Z	tau XY	tau YZ	tau ZX	sigma X	sigma Y	sigma Z	tau XY	tau YZ	tau ZX
1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
.....
387859	0,32	-3,15	-5,44	-5,39	-11,25	-3,14	1,95	-5,34	-8,93	-10,51	-19,55	-5,76
387860	2,38	-3,68	-4,21	-4,20	-8,36	-1,92	5,71	-5,65	-6,43	-8,62	-14,76	-3,39
387861	-3,65	-5,47	-7,32	-3,24	-7,96	-4,06	-6,86	-9,77	-13,21	-6,02	-13,82	-8,08
387862	-5,86	-7,24	-12,24	-1,99	-11,06	-4,83	-10,70	-12,19	-21,15	-3,98	-19,41	-9,45
387863	-4,23	-3,86	-8,35	-3,22	-10,82	-4,17	-7,91	-6,34	-14,28	-6,20	-19,34	-8,36
.....
624784	0,08	-0,06	-0,20	0,01	-0,50	-1,15	-0,63	0,16	-0,29	-0,02	2,04	4,61
624785	-1,21	-0,11	-1,14	0,24	-0,23	-0,44	3,99	0,37	4,09	-0,72	0,99	1,95

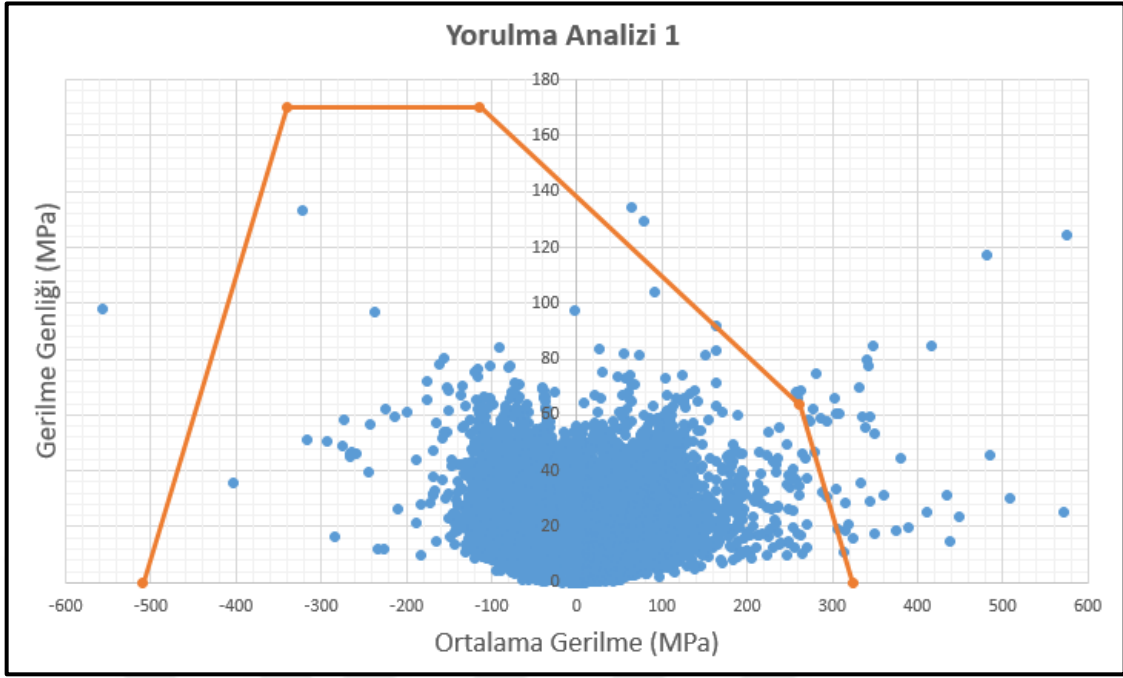
Tablo 13.6 Eşdeğer gerilme genliği değerlerinin hesaplanması
(Yorulma Analizi 1)

Node Number	sigma aX (MPa)	sigma aY (MPa)	sigma aZ (MPa)	tau aXY (MPa)	tau aYZ (MPa)	tau aXZ (MPa)	Eşdeğer Gerilme Genliği (MPa)
1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
.....
387859	0,81	-1,10	-1,75	-2,56	-4,15	-1,31	9,04
387860	1,67	-0,99	-1,11	-2,21	-3,20	-0,73	7,37
387861	-1,60	-2,15	-2,95	-1,39	-2,93	-2,01	6,72
387862	-2,42	-2,47	-4,45	-0,99	-4,18	-2,31	8,68
387863	-1,84	-1,24	-2,97	-1,49	-4,26	-2,10	8,75
.....
624784	-0,36	0,11	-0,05	-0,02	1,27	2,88	5,47
624785	2,60	0,24	2,62	-0,48	0,61	1,19	3,42

Tablo 13.7 Eşdeğer ortalama gerilme değerlerinin hesaplanması
(Yorulma Analizi 1)

Node Number	sigma mX (MPa)	sigma mY (Mpa)	sigma mZ (MPa)	Eşdeğer Ortalama Gerilme (MPa)
1	0,00	0,00	0,00	0,00
.....
387859	1,14	-4,25	-7,19	-10,30
387860	4,05	-4,67	-5,32	-5,94
387861	-5,25	-7,62	-10,26	-23,14
387862	-8,28	-9,71	-16,70	-34,69
387863	-6,07	-5,10	-11,32	-22,48
.....
624784	-0,28	0,05	-0,25	-0,47
624785	1,39	0,13	1,47	2,99

13.4.4 Yorulma Analizi 1'in Sonuçları (Haigh Diyagramı)



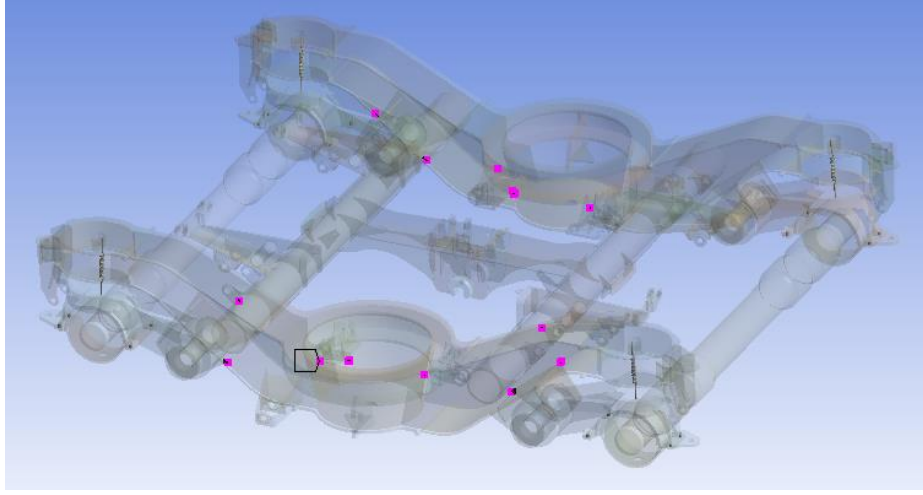
Şekil 13.4 Yorulma Analizi 1'in Haigh Diyagramı'nda gösterimi

Yatay ekseninde ortalama gerilme (MPa) değerleri, düşey ekseninde ise gerilme genliği (MPa) değerleri gösterilmiştir. Grafikte toplamda 624,785 adet sonuç gösterilmiştir. Turuncu çizgi 1 milyon çevrim sayısının sınır çizgisidir, High Diyagramı'nın sınırlarıdır. High Diyagramı'nın sınırları altında kalan gerilme değerleri 1 milyon çevrim sayısı için yeterlidir (Şekil 13.4).

High Diyagramı'nın üstünde ise ortalama 30 adet düğüm noktası (node) bulunmaktadır. Bu düğüm noktalarından bir kısmının gerilme değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir (Tablo 13.8).

Tablo 13.8 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının numaraları ve gerilme değerleri (Yorulma Analizi 1)

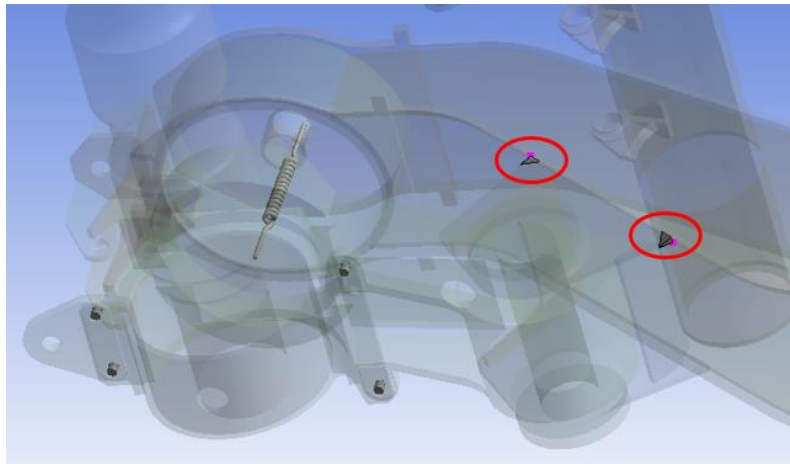
#	Node Number	Eşdeğer Ortalama Gerilme (MPa)	Eşdeğer Gerilme Genliği (MPa)
1	368398	575,72	124,19
2	87836	481,72	117,17
3	88747	416,03	84,55
4	308913	484,87	45,65
5	44540	508,16	30,00
6	80245	571,60	25,40
7	76498	438,45	15,02
8	51113	448,95	23,47
9	45044	433,57	31,43
10	53748	411,66	25,23
11	371392	340,90	80,06
12	76595	341,81	77,87
13	177287	63,82	134,37
14	44531	79,38	129,62
15	172766	-557,20	97,85
16	87739	375,20	18,78
17	375213	294,35	57,79
18	368918	333,60	35,46
19	383741	315,87	28,34
20	369426	302,98	66,19



Şekil 13.5 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi (Yorulma Analizi 1)

Pembe renkli noktalar Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarını (node) göstermektedir (Şekil 13.5). Bu yüksek gerilme değerli düğüm noktaları dağınık haldedirler. Bu düğüm noktaları modelin keskin köşelerine veya bağlantı bölgelerinin üzerinde bulunmaktadır (Şekil 13.5, 13.6). Bu gerilme değerlerinin yüksek olmasının nedeni Stress Singularity'lerdir. Sonlu elemanlar analizi'nde Stress Singularity olan bölgelerde gerilme değerleri normalden yüksek çıkmaktadır. Bunun sebebi sonlu elemanlar metodundaki hesaplama hatalarından kaynaklanmaktadır.

Sonuç olarak Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan yüksek gerilme değerli düğüm noktaları 1 milyon çevrim sayısı için bir soruna neden olmamaktadır.

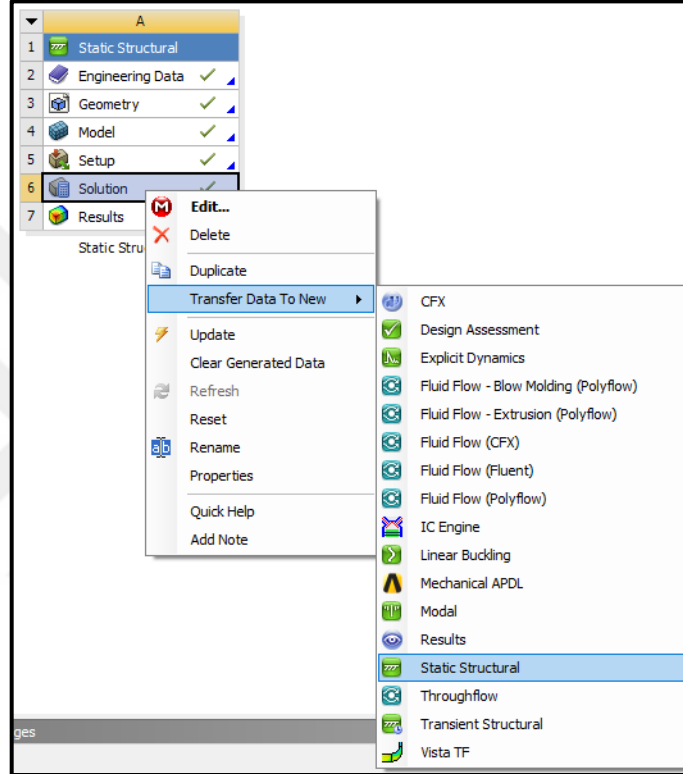


Şekil 13.6 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi - Detaylı (Yorulma Analizi 1)

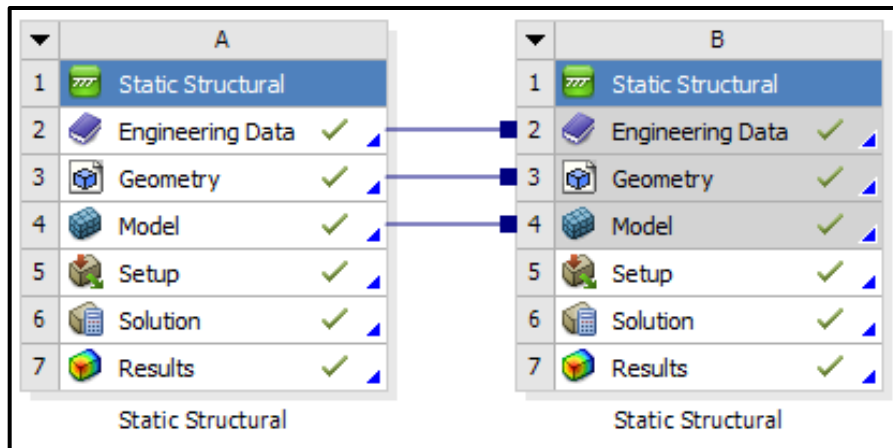
13.4.5 Yorulma Analizi 1'in Ansys Workbench'te Çözdürülmesi (Goodman Diyagramı)

Bu analizde ortalama gerilme (mean stress) ve gerilme genliği (alternating stress) değerleri Excel'de hesaplanıp sonuçları Haigh Diyagramı'nda göstermek yerine yorulma analizi Ansys Workbench programında yapılmıştır.

Yük Durumu 2 ve Yük Durumu 5 birbirinden farklı iki analizdir. Bunlar Ansys'te aynı proje altında çözdürülür (Şekil 13.7, 13.8).

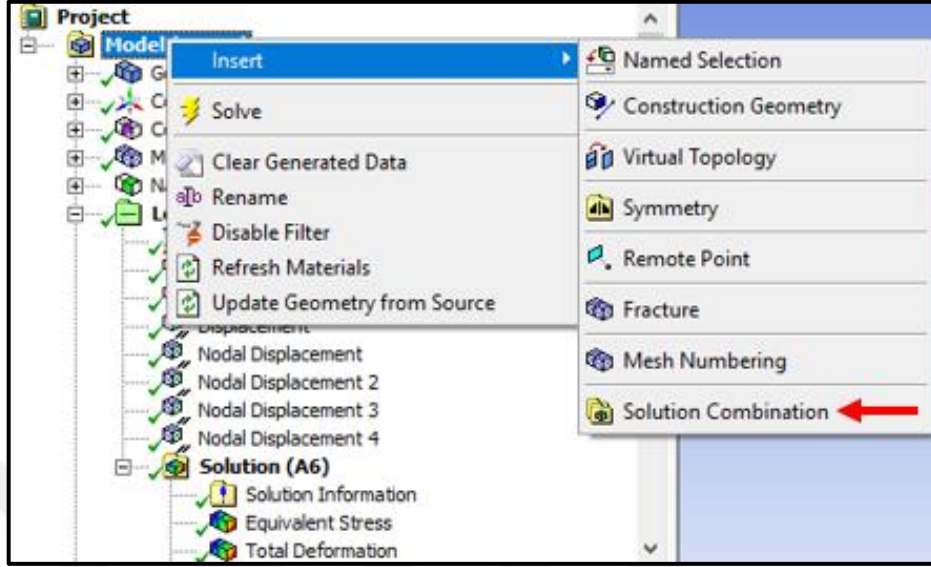


Şekil 13.7 İki farklı analizin aynı proje altında oluşturulması

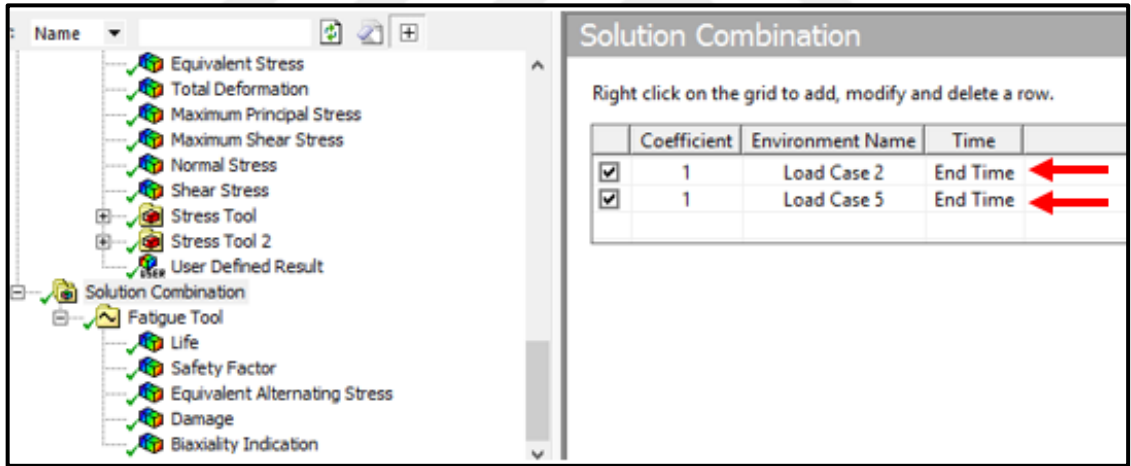


Şekil 13.8 İki statik analizin aynı proje altında bulunması

İki farklı yapısal analiz aynı proje altında çözdürüldükten sonra aşağıda gösterildiği gibi “Solution Combination” oluşturulur ve bu oluşturulan sekme altında yorulma analizi gerçekleştirilir (Şekil 13.9).



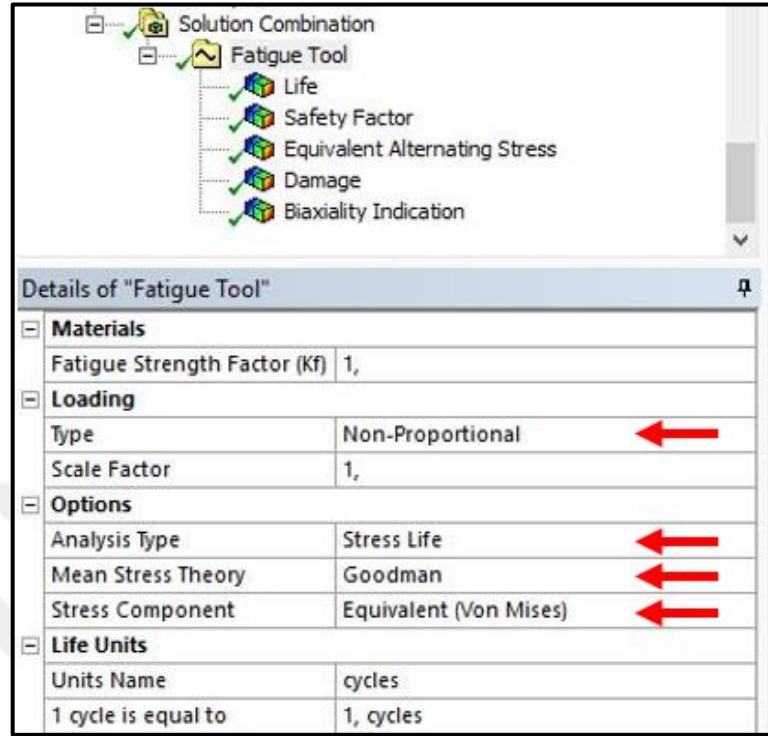
Şekil 13.9 “Solution Combination”ın oluşturulması



Şekil 13.10 “Solution Combination”ın kapsamına girecek ortamların seçilmesi

Şekil 13.10’da “Solution Combination”ın kapsamına girecek olan ortamların nasıl belirleneceği gösterilmiştir. Bu analizde Yük Durumu 2 ve Yük Durumu 5’i seçiyoruz. Loading Type olarak “Non-proportional” seçeneğini seçiyoruz. Bu önemli bir noktadır. Bu seçeneği seçmemiz demek yükün herhangi bir oranla değişmeyeceği sadece bu iki yük durumu (2 ve 5) arasında çevrim yapacağı anlamına gelmektedir.

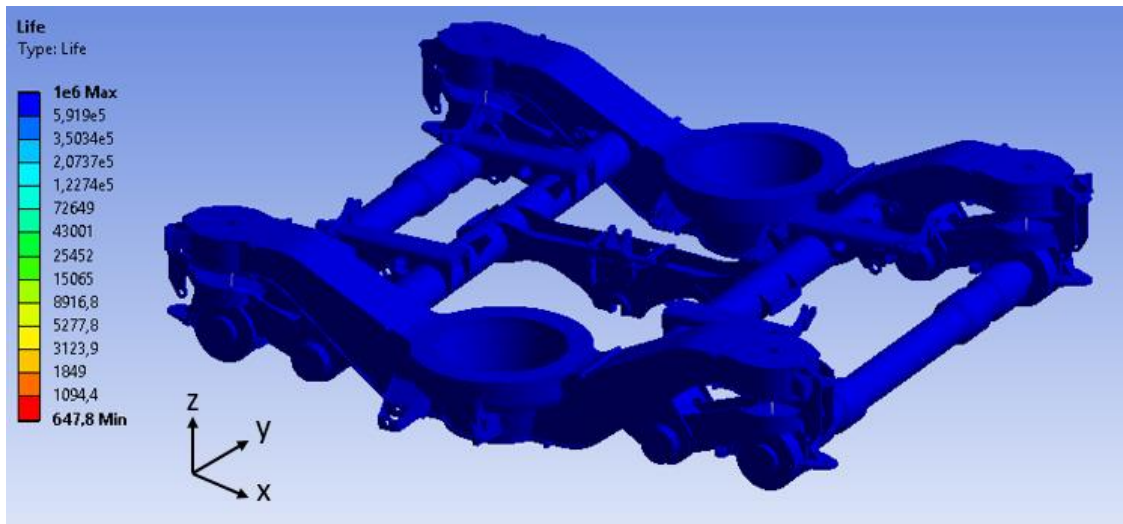
Analysis Type'tan "Stress Life" seçilir. Mean Stress teori olarak "Goodman" teorisi seçilir. Stress Component olarak ise "Equivalent (Von Mises)" seçilir (Şekil 13.11).



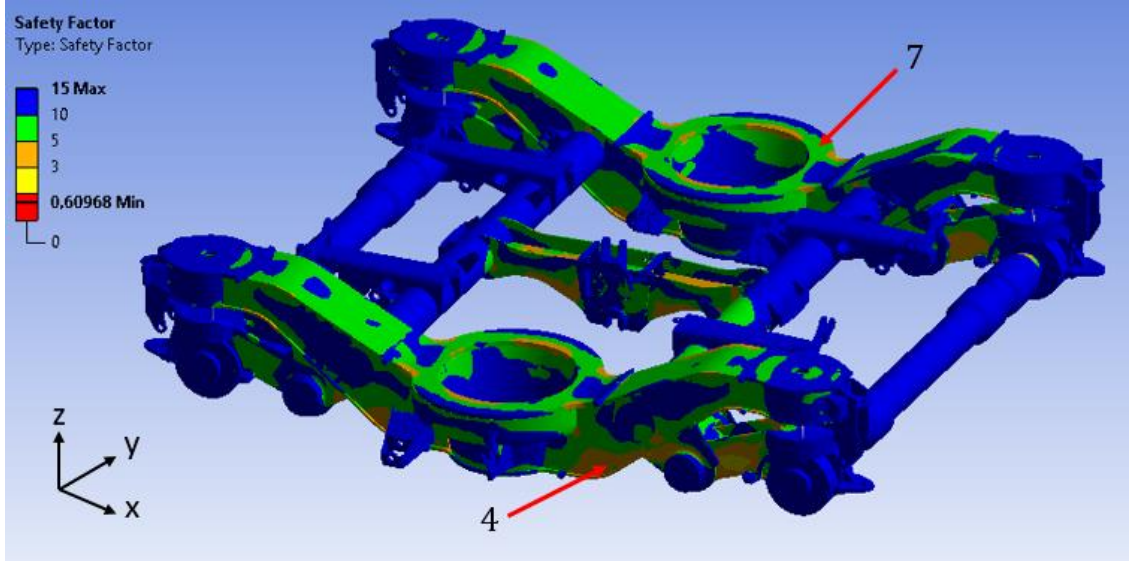
Şekil 13.11 Yorulma analizi için detaylar bölümünden seçilen özellikler

13.4.6 Yorulma Analizi 1'in Sonuçları (Goodman Diyagramı)

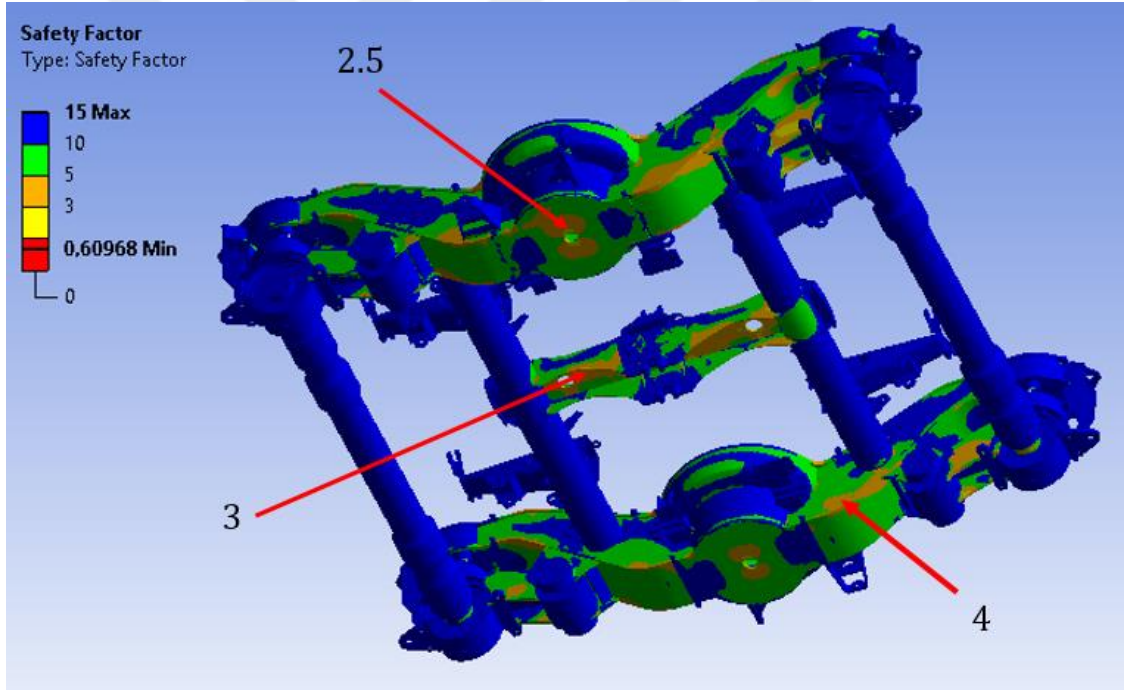
Şekil 13.12'de Y32 bojisinin yorulma ömrü sonuçları verilmiştir.



Şekil 13.12 Yorulma ömrü sonuçları (Yorulma Analizi 1)



Şekil 13.13 Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 1)



Şekil 13.14 Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 1)

Yorulma Analizi 1'de güvenlik katsayısı skalasına bakıldığında minimum değer 0.61 çıkmıştır (Şekil 13.13, 13.14). Bunun nedeni Stress Singularity'lerin neden olduğu yüksek gerilme değerine sahip düğüm noktalarıdır. Stress Singularity'ler sonlu elemanlar yönteminde meydana gelen hesaplama hatalarından kaynaklanmaktadır.

Yapılan incelemede minimum güvenlik katsayısı 2.5 çıkmıştır (Şekil 13.14).

13.5 Yorulma Analizi 2

Yorulma Analizi 2’de Yük Durumu 5 ve Yük Durumu 7 incelenmiştir. Bojinin bu iki farklı durum arasında 1 milyon adet çevrim sayısına ulaşip ulaşamayacağına bakılmıştır. Yük Durumu 5 statik analizi önceki bölümde yapıldığı için bu bölümde yapılmayacaktır.

13.5.1 Yük Durumu 7 Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler

$$F_z = 204244 \text{ Newton.} \quad (13.40)$$

$$\alpha = 0.1 \quad (13.41)$$

$$\beta = 0.2 \quad (13.42)$$

$$F_{z1} = (1 - \alpha - \beta) F_z / 2 = 71485 \text{ Newton.} \quad (13.43)$$

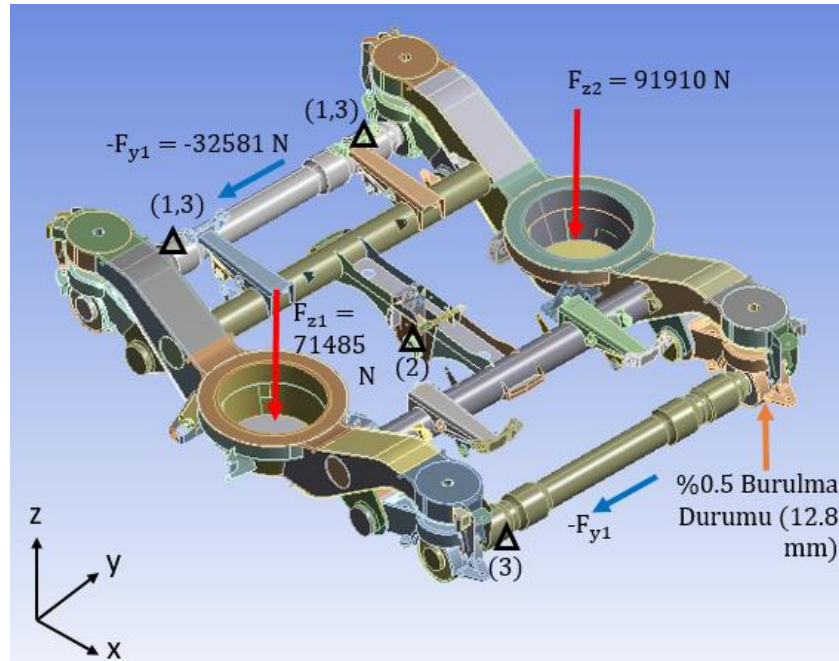
$$F_{z2} = (1 + \alpha - \beta) F_z / 2 = 91910 \text{ Newton.} \quad (13.44)$$

$$-F_y = -32581 \text{ Newton.} \quad (13.45)$$

$$\%0.5 \text{ Burulma Durumu} \Rightarrow 12.8 \text{ mm.} \quad (13.46)$$

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 13.15).

Yük Durumu 7 => Düşey Kuvvetler + Yanal Kuvvetler + %0.5 Burulma Durumu



Şekil 13.15 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (Yük Durumu 7)

(1) X, akslardan bir tanesinin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.

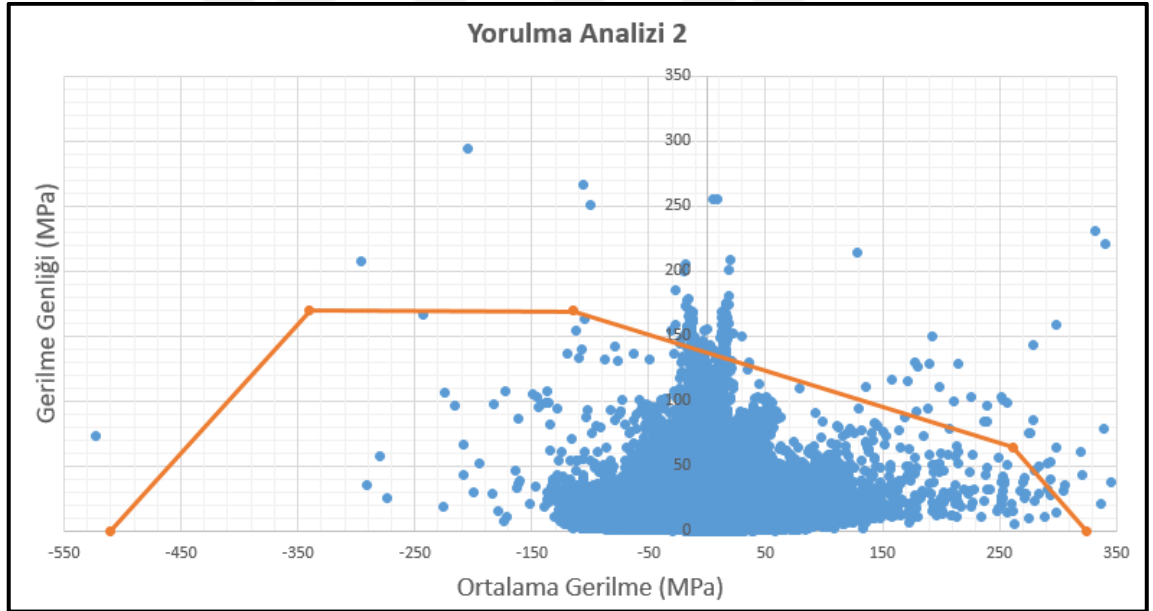
(2) Y, yanal stop plakasının yanal yönde hareketi sabitlenir.

(3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

13.5.2 Yorulma Analizi 2'nin Hesaplanması

Gerilme sonuçları Haigh Diyagramı'nda değerlendirileceği için iki yük durumu arasındaki (Yük Durumu 5 ve Yük Durumu 7) ortalama eşdeğer gerilme (mean equivalent von mises stress) ve eşdeğer gerilme genliği (alternating equivalent stress) değerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu hesaplamaların hangi eşitliklerden ve nasıl yapıldığı Yorulma Analizi 1 bölümünde anlatılmıştır. Aynı hesaplamalar bu bölümde Yük Durumu 5 ve Yük Durumu 7 arasındaki çevrim için yapılmıştır.

13.5.2 Yorulma Analizi 2'nin Sonuçları (Haigh Diyagramı)



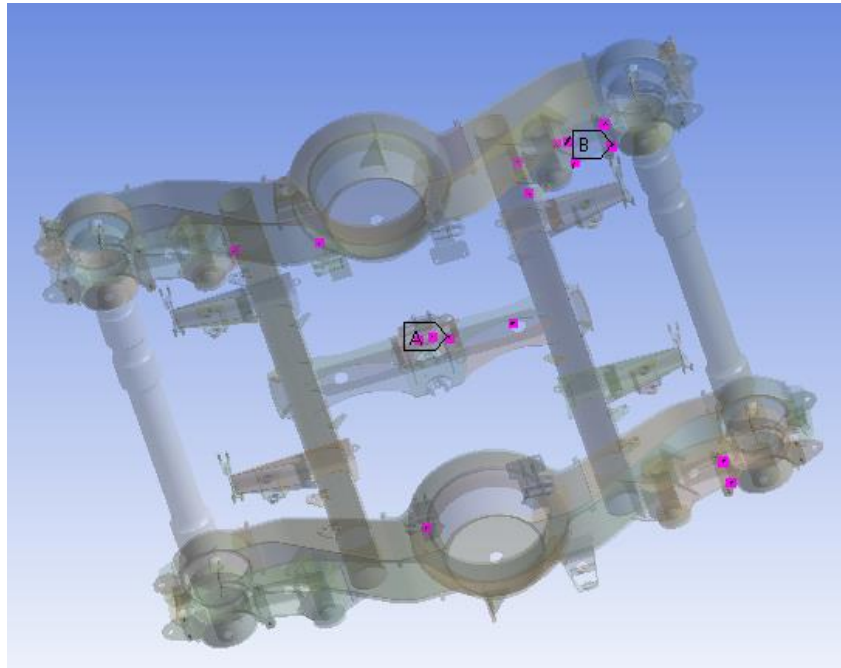
Şekil 13.16 Yorulma Analizi 2'nin Haigh Diyagramı'nda gösterimi

Yatay ekseninde ortalama gerilme (MPa) değerleri, düşey ekseninde ise gerilme genliği (MPa) değerleri gösterilmiştir. Grafikte toplamda 624,785 adet sonuç gösterilmiştir. Turuncu çizgi 1 milyon çevrim sayısının sınır çizgisidir, Haigh Diyagramı'nın sınırlarıdır. Turuncu çizginin altında kalan gerilme değerleri 1 milyon çevrim sayısı için yeterlidir (Şekil 13.16).

High Diyagramı'nın üstünde ise ortalama 60 adet düğüm noktası (node) bulunmaktadır. Bu düğüm noktalarının bir kısmının gerilme değerleri Excel programında listelenmiştir (Tablo 13.9).

Tablo 13.9 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının (node) numaraları ve gerilme değerleri (Yorulma Analizi 2)

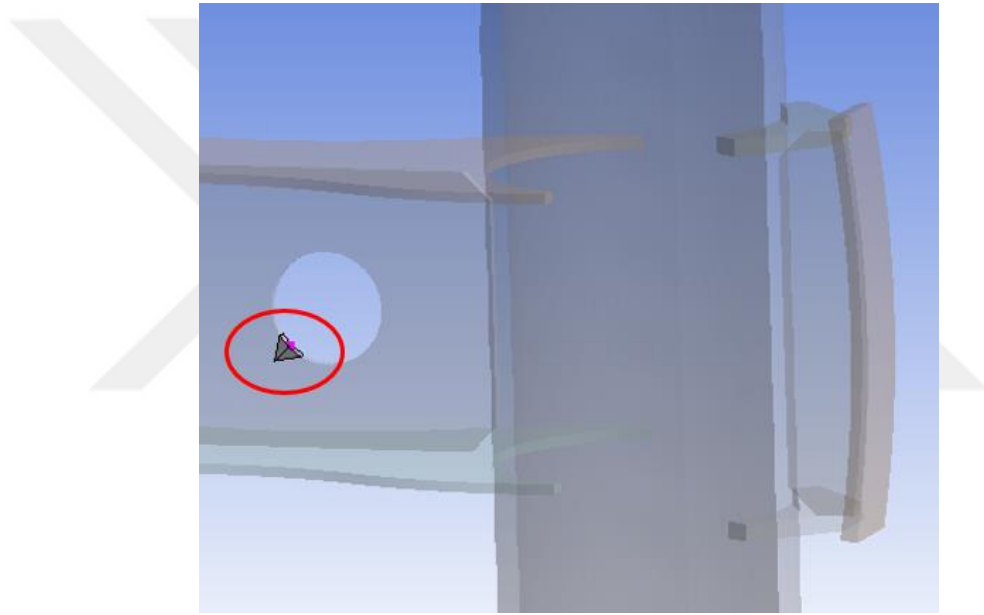
#	Node Number	Eşdeğer Ortalama Gerilme (MPa)	Eşdeğer Gerilme Genliği (MPa)
1	24071	-106,11	266,77
2	179611	-27,11	185,16
3	44531	128,85	213,84
4	87836	340,68	221,26
5	172766	-296,44	207,18
6	177287	8,26	254,81
.....
40	516862	-12,60	160,56
41	518332	-18,89	172,60
42	519006	16,69	175,28



Şekil 13.17 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi (Yorulma Analizi 2)

Pembe renkli noktalar Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarını (node) göstermektedir. Bu yüksek gerilme değerli düğüm noktaları dağınık haldedirler. Bu düğüm noktaları modelin keskin köşelerine veya bağlantı bölgelerinin üzerinde bulunmaktadır (Şekil 13.17, 13.18). Bu gerilme değerlerinin yüksek olmasının nedeni Stress Singularity'lerdir. Sonlu elemanlar analizi'nde Stress Singularity olan bölgelerde gerilme değerleri normalden yüksek çıkmaktadır. Bunun sebebi sonlu elemanlar metodundaki hesaplama hatalarından kaynaklanmaktadır.

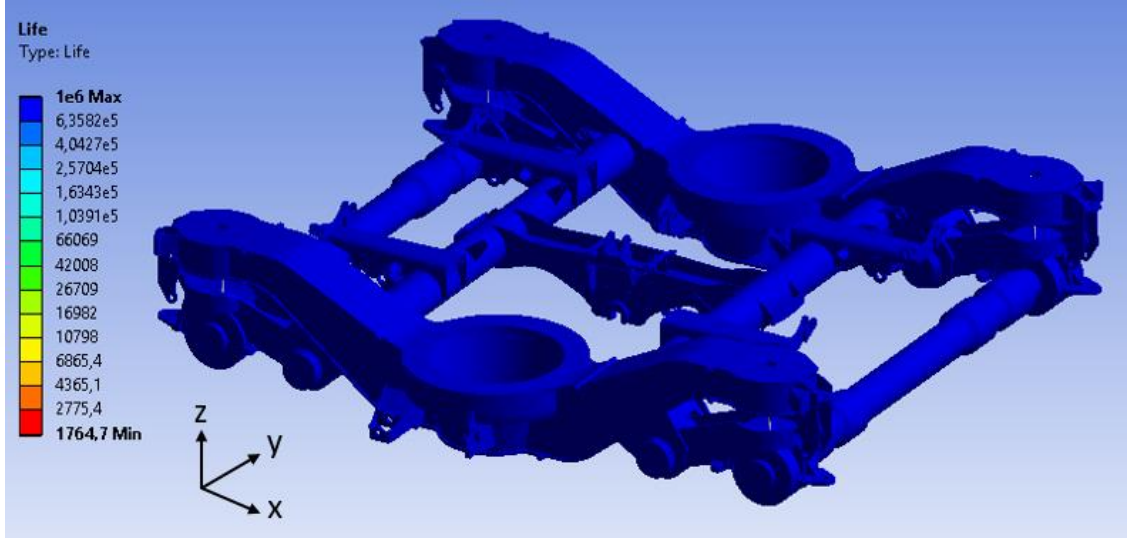
Sonuç olarak Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan yüksek gerilme değerli düğüm noktaları 1 milyon çevrim sayısı için bir soruna neden olmamaktadır.



Şekil 13.18 Haigh Diyagramı'nın üstünde kalan düğüm noktalarının gösterimi - Detaylı (Yorulma Analizi 2)

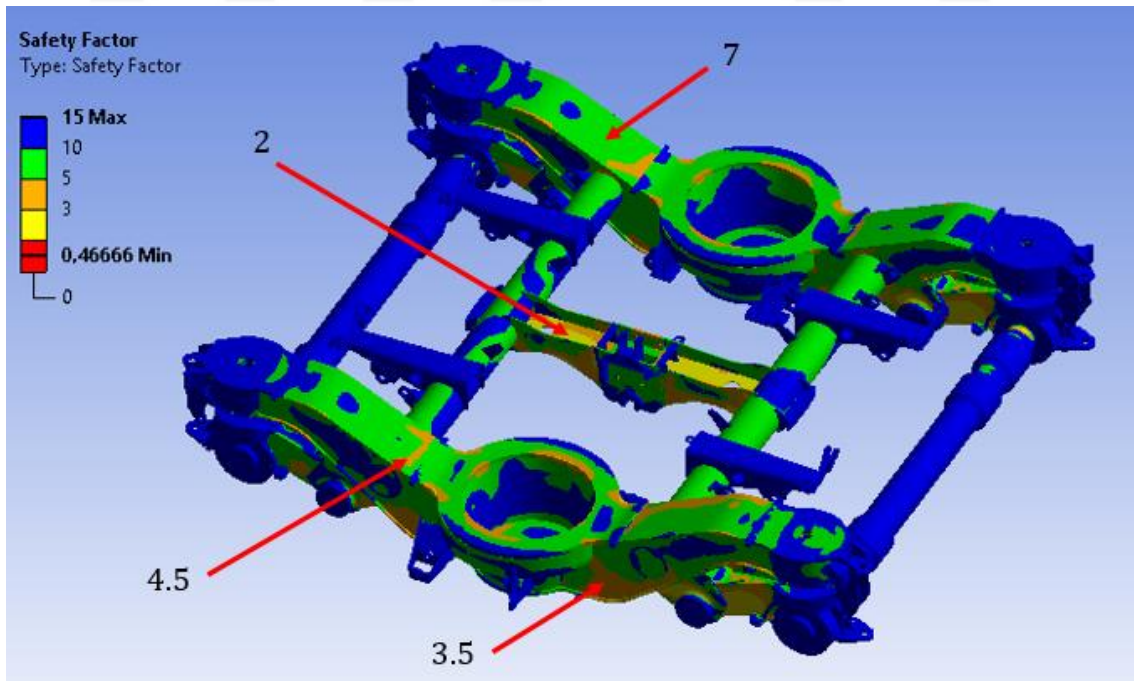
13.5.4 Yorulma Analizi 2'nin Ansys Workbench'te Çözdürülmesi (Goodman Diyagramı)

Gerekli işlemlerin Ansys Workbench'te nasıl yapılacağı Yorulma Analizi 1'de anlatılmıştır. Bu bölümde Yük Durumu 5 ile Yük Durumu 7 arasındaki yorulma analizi Ansys Workbench'te Goodman Diyagramı kullanılarak yapılmıştır.

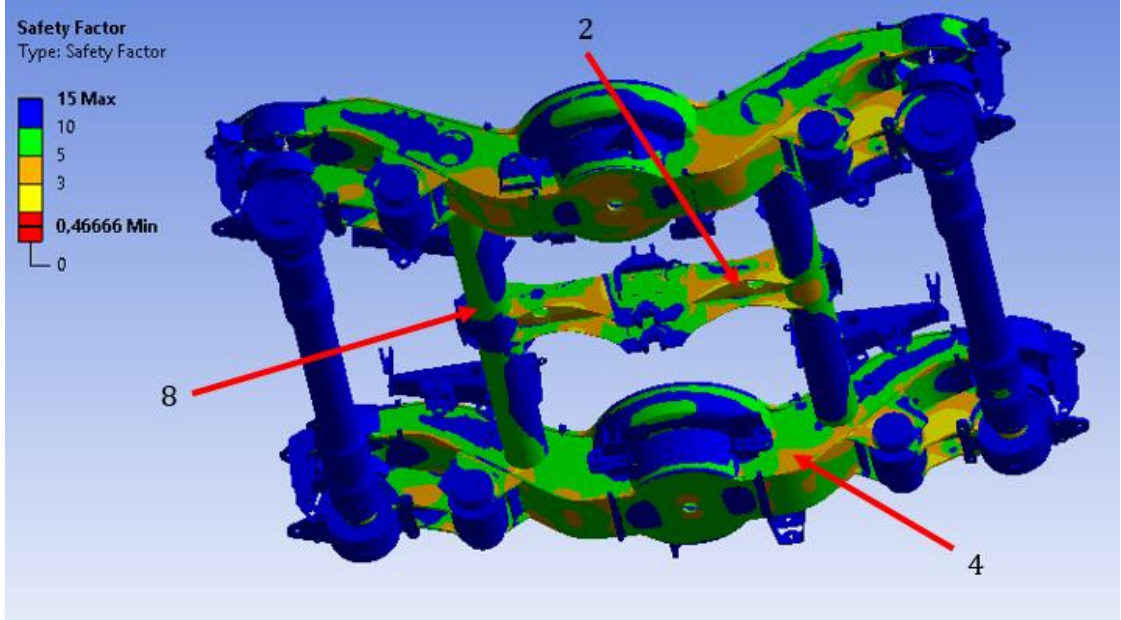


Şekil 13.19 Yorulma ömrü sonuçları (Yorulma Analizi 2)

Şekil 13.19'da Y32 bojisinin yorulma ömrü sonuçları verilmiştir.



Şekil 13.20 Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 2)



Şekil 13.21 Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 2)

Yorulma Analizi 2’de güvenlik katsayısı skalasına bakıldığında minimum değer 0.47 çıkmıştır (Şekil 13.20, 13.21). Bunun nedeni Stress Singularity’lerin neden olduğu yüksek gerilme değerine sahip düğüm noktalarıdır. Stress Singularity’ler sonlu elemanlar yönteminde meydana gelen hesaplama hatalarından kaynaklanmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik katsayısı 2 çıkmıştır (Şekil 13.21).

13.6 Yorulma Analizi 3

Yorulma Analizi 3’te boyuna gelen kuvvetlerden meydana gelen yük durumları incelenmiştir. F_{x1} (boyuna gelen kuvvetin) artı ve eksi olması ayrı ayrı durumlardır. Bojinin F_{x1} Pozitif Yük Durumu ve F_{x1} Negatif Yük Durumu arasında 1 milyon adet çevrim sayısına ulaşıp ulaşamayacağına bakılmıştır.

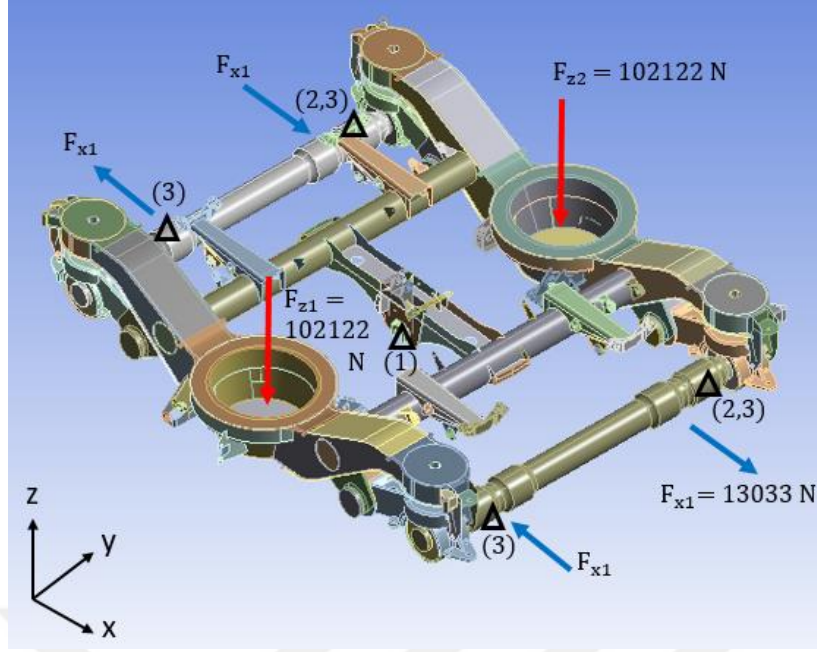
13.6.1 F_{x1} Pozitif Yük Durumu Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler

$$F_{z1} = 102122 \text{ Newton.} \quad (13.47)$$

$$F_{x1} = 13033 \text{ Newton.} \quad (13.48)$$

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 13.22).

F_{x1} Pozitif Yük Durumu => Düşey Kuvvetler + Boyuna Gelen Kuvvetler



Şekil 13.22 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (F_{x1} Pozitif Yük Durumu)

- (1) X, boji çekme sisteminin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.
- (2) Y, aksların aynı taraftan yanal yönde hareketi sabitlenir.
- (3) Z, aksların düşey yönde hareketi sabitlenir.

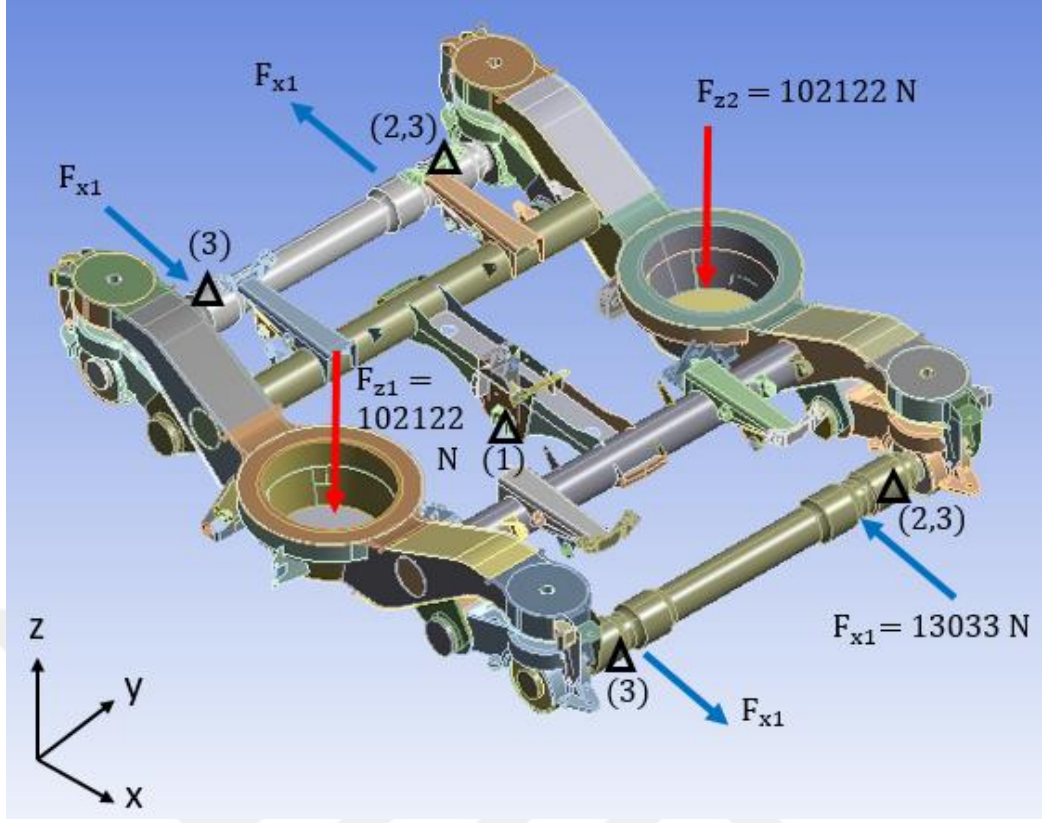
13.6.2 F_{x1} Negatif Yük Durumu Statik Analizi Sınır Şartları ve Kuvvetler

$$F_{z1} = 102122 \text{ Newton.} \quad (13.49)$$

$$- F_{x1} = - 13033 \text{ Newton.} \quad (13.50)$$

Ansys Workbench programında aşağıda gösterilen sınır şartları ve kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 13.23).

F_{x1} Negatif Yük Durumu => Düşey Kuvvetler + Boyuna Gelen Kuvvetler



Şekil 13.23 Sınır şartları ve uygulanan kuvvetler (F_{x1} Negatif Yük Durumu)

(1) X, boji çekme sisteminin boylamsal yönde hareketi sabitlenir.

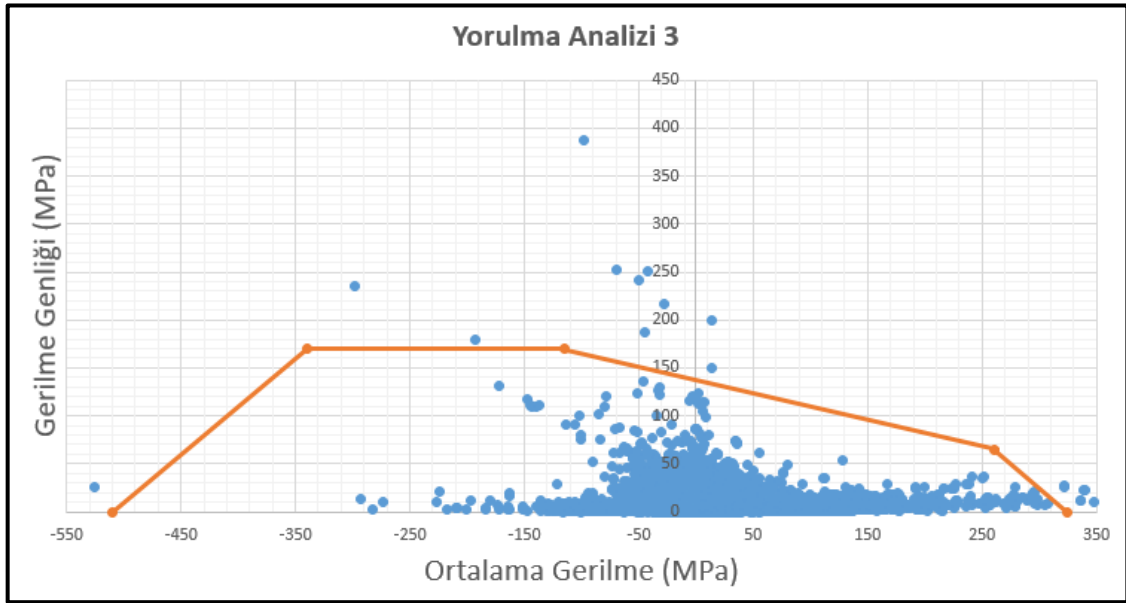
(2) Y, aksların aynı taraftan yanal yönde hareketi sabitlenir.

(3) Z, boji akslarının düşey yönde hareketi sabitlenir.

13.6.3 Yorulma Analizi 3'ün Hesaplanması

Gerilme sonuçları Haigh Diyagramı'nda değerlendirileceği için iki yük durumu arasındaki (F_{x1} Pozitif Yük Durumu ve F_{x1} Negatif Yük Durumu) ortalama eşdeğer gerilme (mean equivalent von mises stress) ve eşdeğer gerilme genliği (alternating equivalent stress) değerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu hesaplamaların hangi eşitliklerden ve nasıl yapıldığı Yorulma Analizi 1 bölümünde anlatılmıştır. Aynı hesaplamalar bu bölümde F_{x1} Pozitif Yük Durumu ve F_{x1} Negatif Yük Durumu arasındaki çevrim için yapılmıştır.

13.6.4 Yorulma Analizi 3'ün Sonuçları

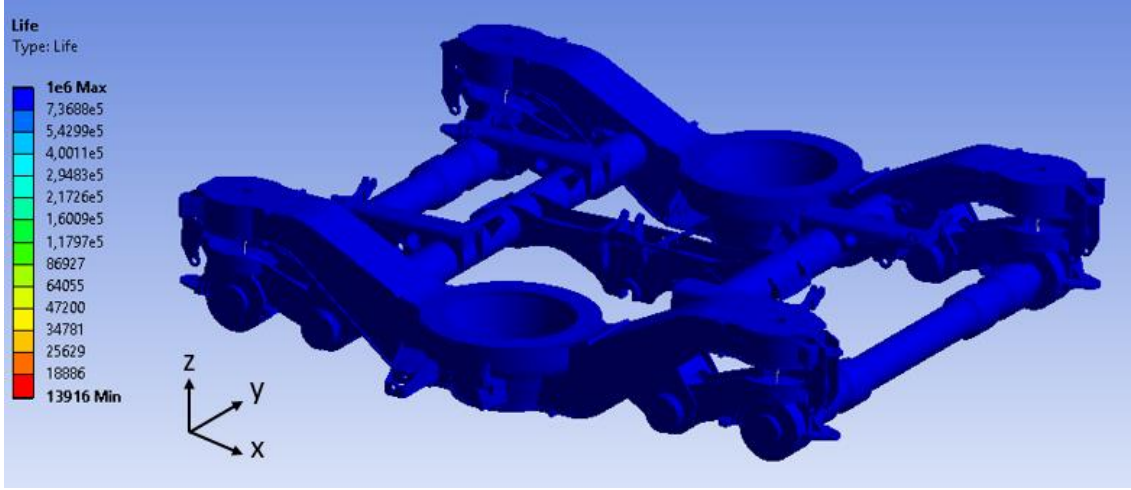


Şekil 13.24 Yorulma Analizi 3'ün Haigh Diyagramı'nda gösterimi

Yatay ekseninde ortalama gerilme (MPa) değerleri, düşey ekseninde ise gerilme genliği (MPa) değerleri gösterilmiştir. Grafikte toplamda 624,785 adet sonuç gösterilmiştir. Turuncu çizgi 1 milyon çevrim sayısının sınır çizgisidir, Haigh Diyagramı'nın sınırlarıdır (Şekil 13.24). Turuncu çizginin altında kalan gerilme değerleri 1 milyon çevrim sayısı için yeterlidir. Bu analizde ortalama 15 adet gerilme değeri Haigh Diyagramı'nın sınırları dışındadır. İlk iki yorulma analizinde diyagram dışında kalan düğüm noktaları gösterildiği için burada gösterilmemiştir. Bu 15 adet yüksek gerilme değerine sahip düğüm noktalarının olma nedeni Stress Singularity ve Stress Concentration durumlarının gerçekleşip sonlu elemanlar yöntemindeki hesaplama hatasından kaynaklanmaktadır.

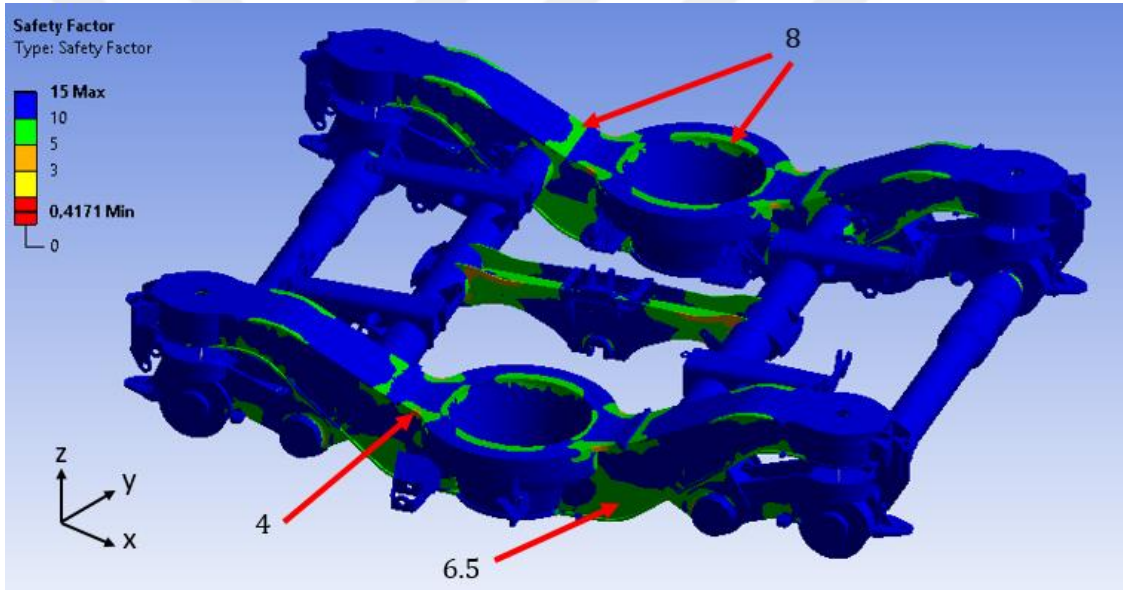
13.6.5 Yorulma Analizi 3'ün Ansys Workbench'te Çözdürülmesi (Goodman Diyagramı)

Gerekli işlemlerin Ansys Workbench'te nasıl yapılacağı Yorulma Analizi 1'de anlatılmıştır. Bu bölümde F_{x1} Pozitif Yük Durumu ile F_{x1} Negatif Yük Durumu arasındaki yorulma analizi Ansys Workbench'te Goodman Diyagramı kullanılarak yapılmıştır.

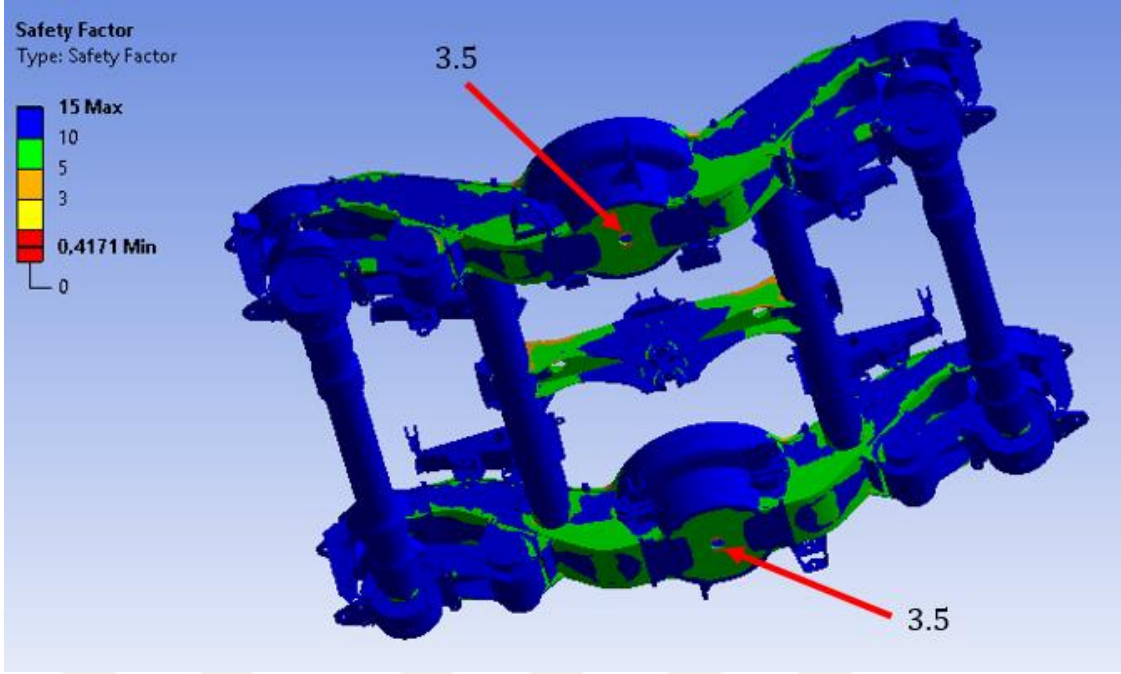


Şekil 13.25 Yorulma ömrü sonuçları (Yorulma Analizi 3)

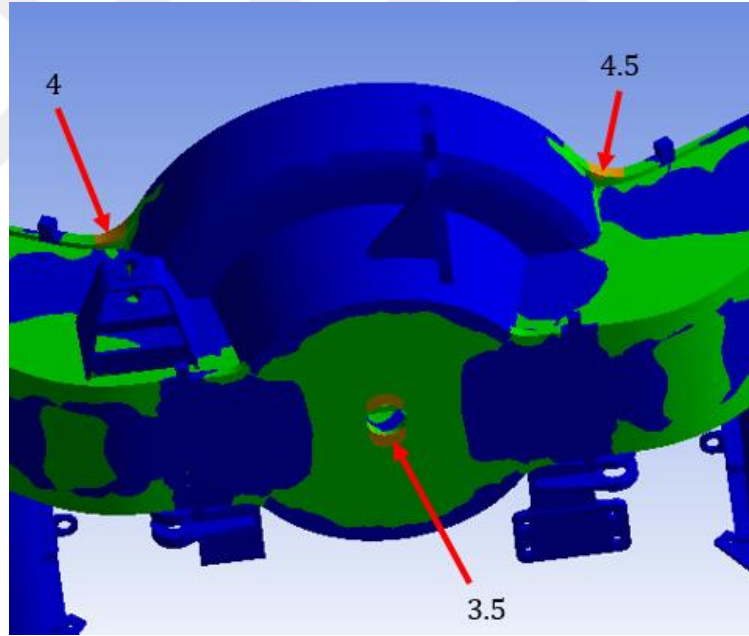
Şekil 13.25'te Y32 bojisinin yorulma ömrü sonuçları verilmiştir.



Şekil 13.26 Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 3)



Şekil 13.27 Güvenlik katsayısı sonuçları (Yorulma Analizi 3)



Şekil 13.28 Güvenlik katsayısı sonuçları - Detaylı (Yorulma Analizi 3)

Yorulma Analizi 1'de güvenlik katsayısı skalasına bakıldığında minimum değer 0.42 çıkmıştır (Şekil 13.26, 13.27). Bunun nedeni Stress Singularity'lerin neden olduğu yüksek gerilme değerine sahip düğüm noktalarıdır. Stress Singularity'ler sonlu elemanlar yönteminde meydana gelen hesaplama hatalarından kaynaklanmaktadır. Yapılan incelemede minimum güvenlik katsayısı 3.5 çıkmıştır (Şekil 13.27,13.28).

13.7 Yorulma Analizi Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Y32 Bojisinin yorulma analizinde 1 milyon çevrim sayısına ulaşp ulaşamayacağı incelenmiştir. Bunun için 3 adet yorulma analizi gerçekleştirilmiş, ortalama gerilme (mean stress) ve gerilme genliği (alternating stress) değerlerinin grafikleri Haigh Diyagramı'nda gösterilmiştir. Buna ek olarak Ansys Workbench'te Goodman Diyagramı kullanılarak yine bu 3 adet analiz çözdürülmüştür. Bu 3 analiz sonucunda Y32 bojisinin normal servis durumunda 1 milyon çevrim sayısına ulaşabileceği görülmüştür.



Bu çalışmada Y32 bojisinin şasisi ve ekipmanları anlatılmıştır. Analizler TS EN 13749 standardına göre yapıldığı için bu standart hakkında genel bilgiler verilmiştir. Gerçekleştirdiğimiz analizleri doğrudan ilgilendirdiği için sonlu elemanlar yöntemi, mühendislikte yorulma mekanizması ve eşdeğer gerilme hakkında bilgiler verilmiştir. Bunun ardından analiz edilen malzemelerin mekanik özellikleri anlatılmıştır. Y32 boji tasarımının analiz için 3 boyutlu olarak hazırlanması ve Ansys Workbench programında yapılan işlemler detaylı şekilde anlatılmıştır. Bunun ardından statik analizlere ve yorulma analizlerine geçilmiştir.

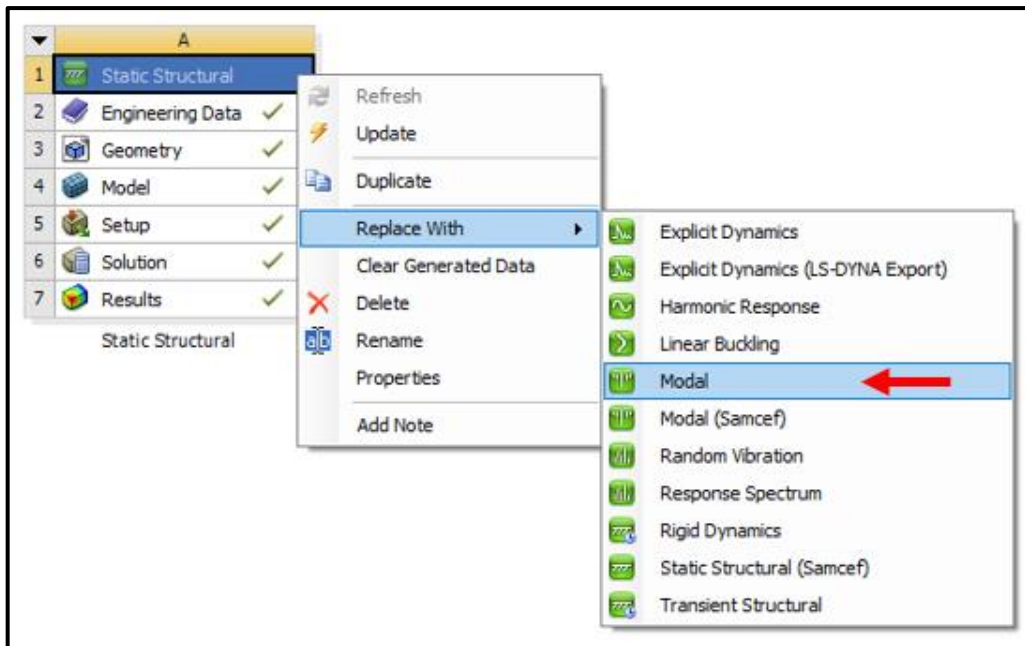
Y32 Bojisinin statik analizlerinde 4 adet aşırı yük durumu incelenmiştir. En yüksek gerilme değeri Aşırı Yük Durumu 3 'te meydana gelmektedir. Aşırı Yük Durumu 3'te maksimum gerilme 360 MPa olarak belirlenmiştir. Boji şasisinde kullanılan plaka St52-3N kalitesinde çeliktir ve kaynak yapıldığında plakaların akma gerilmeleri (yield strength) 325 MPa'dır. Analizde bulunan gerilme değeri ilgili plakalarda plastik deformasyona neden olacağı için boji tasarımının revize edilmesi önerilmiştir. Şekil 12.26'da gösterilen plaka kalınlıkları 6 mm'den 10 mm'ye çıkartılmış ve bunun sonucunda 360 MPa gerilme değeri 250 MPa'a düşmüştür.

Y32 Bojisinin yorulma analizlerinde ise 3 adet yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Ansys Workbench programı yardımıyla gerilme değerleri çıkartılmış, bu gerilme değerleri Excel programına aktarılmış ve ortalama gerilme ile gerilme genliği değerleri bulunmuştur. Bu değerler Haigh Diyagramı'nda yorumlanmıştır. 3 yorulma analizi de 1 milyon çevrim ömrü için uygun görülmüştür. Buna ek olarak yorulma analizleri Ansys Workbench programında Goodman Diyagramı'nda çözdürülmüştür ve ömür ile güvenlik katsayıları değerlerine ulaşılmıştır. Gerçekleştirdiğimiz yorulma analizleri çerçevesinde Y32 Boji şasisi TS EN 13749 standardının gerekliliklerini karşılamaktadır.

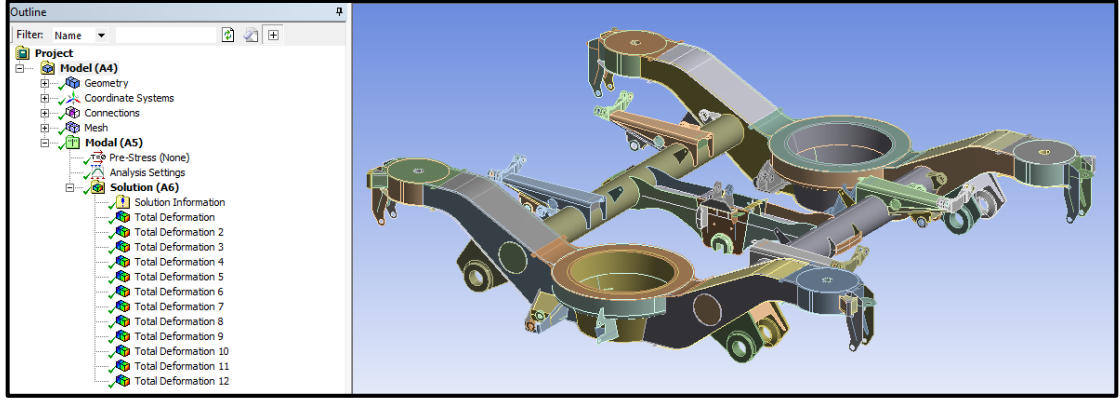
Y32 Boji Şasisinin Modal Analizi

Bu bölümde boji şasisinin modal analizi gerçekleştirilmiştir. 6 adet doğal frekans ve bu frekanlara karşılık gelen mod şekilleri bulunmuştur. Boji şasisine dışarıdan etki eden kuvvetlerin frekansları, bojinin doğal frekansları ile çakışmamalıdır. Eğer çakışma durumu yaşanırse rezonans durumu meydana gelir ve bojide önce plastik deformasyonlar sonrasında ise parçalanma yaşanabilir.

Ansys Workbench programında daha önce statik analizler gerçekleştirmiştik. Modal analizde de aynı “Bonded” komutları, aynı plaka kalınlıkları ve aynı çözüm ağı (mesh) kullanılacağı için statik analizi modal analize çeviriyoruz. Bunun nasıl yapılacağı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Bunu yaparak plakalar arası bağlantıları tekrardan kurmamıza, plaka kalınlıklarını girmemize ve çözüm ağı oluşturmamıza gerek kalmamaktadır. Daha sonra önceden statik analizde kullanılan kuvvetleri ve sınır şartlarının hepsini kaldırıyoruz. En son olarak boji geometrisinde bulunan aksları, dingil şasi irtibat kolları ve şaside bulunmayan diğer parçaları “Geometri” bölümünden seçip “Supress Body” yapıyoruz.



Şekil A.1 Ansys'te statik analizin modal analize çevrilmesi

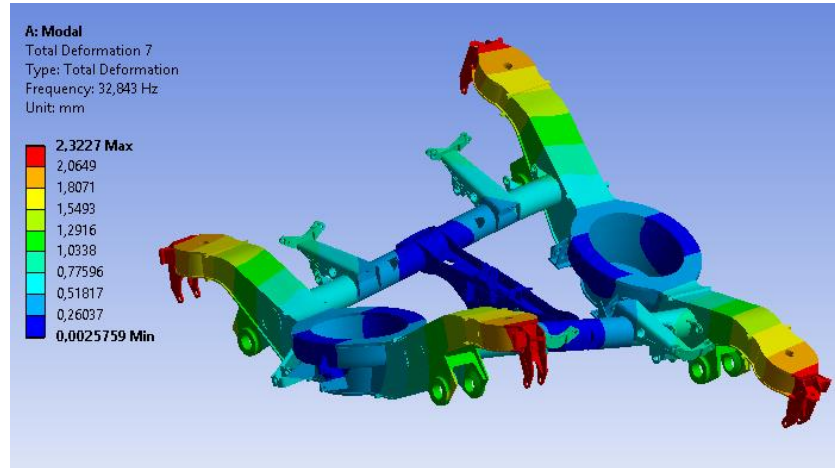


Şekil A.2 Ansys Workbench programında Y32 Boji Şasisinin Modal Analizi
İlk 12 modun frekans değerleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir (Tablo 15.1).

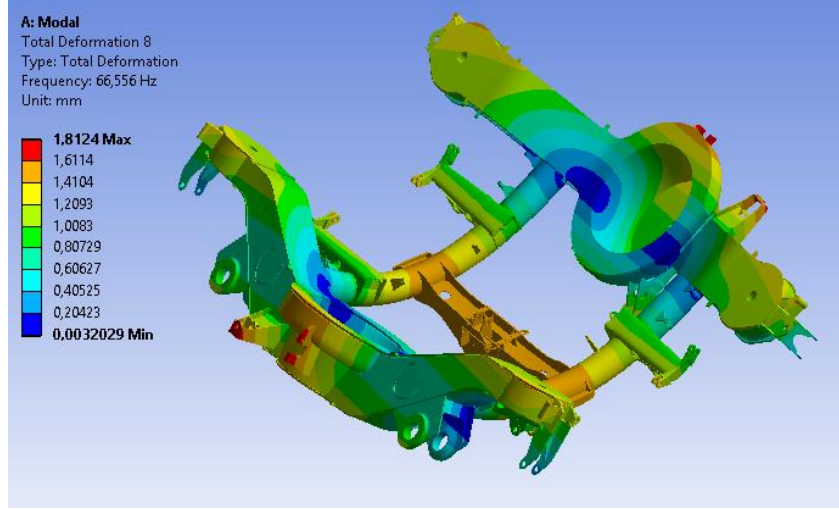
Tablo A.1 İlk 12 modun frekans değerleri

	Mode	Frequency [Hz]
1	1,	0,
2	2,	0,
3	3,	2,7915e-004
4	4,	3,8161e-004
5	5,	3,9813e-004
6	6,	6,5056e-004
7	7,	32,843
8	8,	66,556
9	9,	67,579
10	10,	114,13
11	11,	117,09
12	12,	122,89

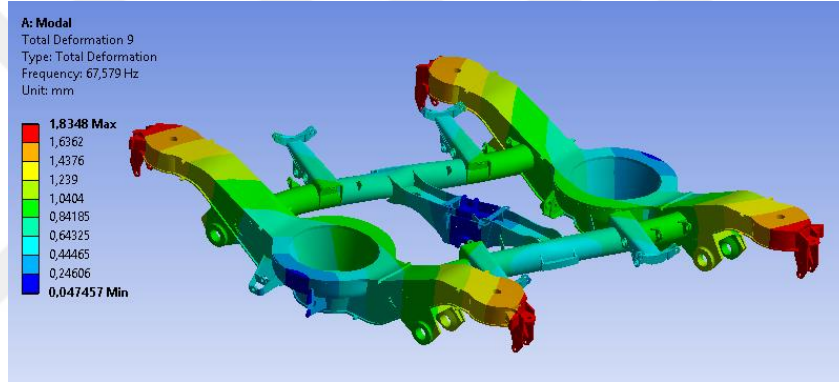
Mod 7'den mod 12'ye kadar olan mod şekilleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



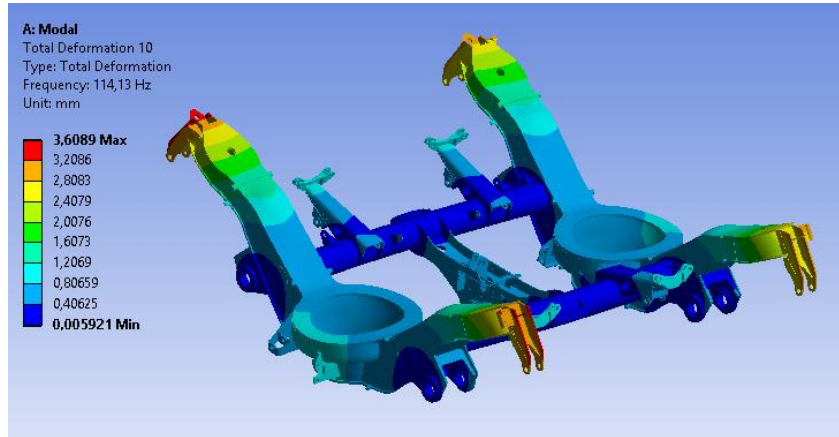
Şekil A.3 Mod 7'nin şekli



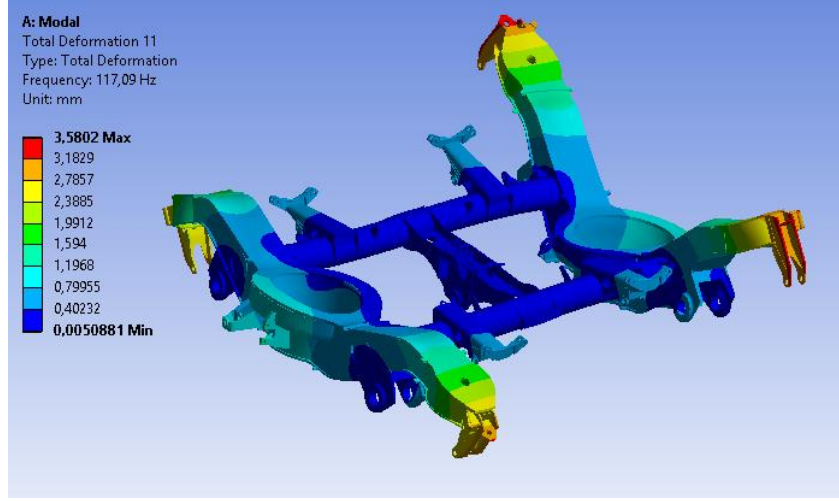
Şekil A.4 Mod 8'in şekli



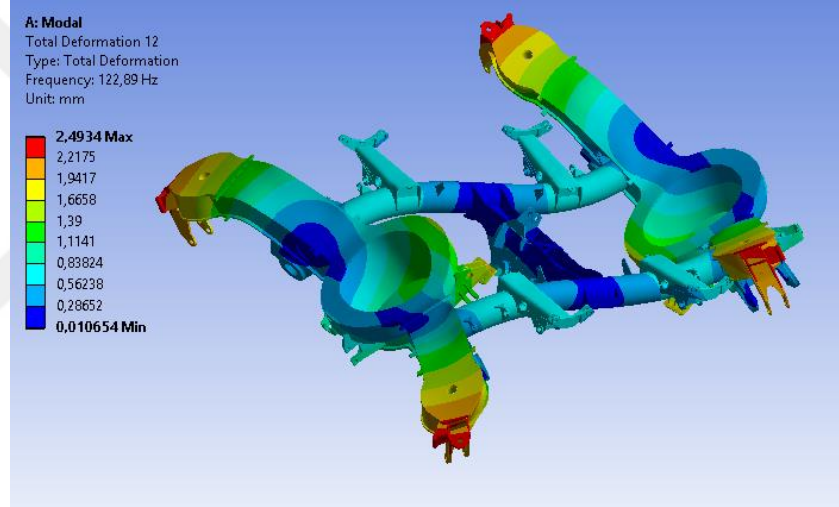
Şekil A.5 Mod 9'un şekli



Şekil A.6 Mod 10'un şekli



Şekil A.7 Mod 11'in şekli



Şekil A.8 Mod 12'in şekli

- [1] S. Sabırlı, "Bir Raylı Taşıt Bogisinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yorulma Analizi" Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2012.
- [2] Y. Zhang, P. Wu, Y. Song, "Strength Test and Modal Analysis for a Standardized High-Speed EMU Motor Bogie Frame", ICSMIM2015 Conference, 1128-1132.
- [3] C. Bhadraiah, "Stress Analysis of Bogie Frame Structure", Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, İsveç, 2017.
- [4] S. Haldar, R. Verma, "Analysis of Bogie Frame Manufactured with Different Processes", International Journal of Mechanical Engineering, 4 (5):22-26, 2017.
- [5] W. Tang, "Fatigue Strength and Modal Analysis of Bogie Frame for DMUs Exported to Tunisia", Journal of Applied Mathematics and Physics, 342-348, 2014.
- [6] J. Dizo, J. Harusinec, M. Blatnický, "Structural Analysis of a Modified Freight Wagon Bogie Frame", MATEC Web of Conferences 134, 00010, 2017.
- [7] A. Cera, "Analysis of methodologies for fatigue calculation for railway bogie frames", Trenitalia S.P.A., Floransa, İtalya.
- [8] J. Dai, "The Design of Bullet Train Process Bogie and the Finite Element Analysis of Frame Strength", International Conference on Material Science and Application, 926-931, 2015.
- [9] J. Kim, N. Kim, "Structural Assessment for Bogie Frame of 180 km/h Korean Tilting Train", Key Engineering Materials, 297(300): 345-350, 2005.
- [10] H. Huang, L. Chen, "Strength Simulation of a Railway Bogie Frame based on EN 13749", Journal of Technology, 33(4): 209-214, 2018.
- [11] European Committee for Standardization, "EN 13749 : 2011 Railway Applications – Wheelsets and Bogies – Method of Specifying the Structural Requirements of Bogie Frames." Brüksel, Belçika, 2011.
- [12] I. Okamoto, "How Bogies Work", Japon Railway & Transport Review 18, 1998.
- [13] Trains of Turkey, "TVS 2000 Cars", <http://www.trainsofturkey.com/index.php/Cars/TVS2000> (15.01.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [14] Tüvasaş, "Kompartımanlı Vagon", <https://tuvasas.gov.tr/kompartimanli-vagon-1> (15.01.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [15] Y 32 Boji Kitapçığı, Tüvasaş, Adapazarı, 1998.

- [16] S. Moaveni, "Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS", Pearson Education Inc., 4. Baskı, 2015. Prof. Dr. Ali Osman Ayhan (Türkçesi), 6-20, 2015.
- [17] "Stress Singularity", <https://enterfea.com/stress-singularity-an-honest-discussion/> (23.01.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [18] H. Sönerlind, "Singularities in Finite Element Models: Dealing with Red Spots", 2015, <https://www.comsol.com//blogs/singularities-in-finite-element-models-dealing-with-red-spots> (23.01.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [19] "Element vs Nodal Stress", <https://www.versatileeng.com/blog//element-vs-nodal-stress> (10.02.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [20] R. Juvinall, K. Marshek, "Fundamentals of Machine Component Design", John Wiley & Sons, Inc., 4. Baskı, 290-347, 2006.
- [21] V. Temiz, "Makine Elemanlarının Sürekli Mukavemete Göre Hesabı", İstanbul Teknik Üniversitesi, <https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Yorulma.pdf> (05.02.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [22] S. Schmid, B. Hamrock, B. Jacobson, "Fundamentals of Machine Elements", CRC Press, 3. Baskı, 180-188, 2014.
- [23] A. Fatemi, "Multiaxial Stresses", University of Toledo, Chapter 10, https://www.efatigue.com/training/Chapter_10.pdf (30.01.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [24] R. Juvinall, K. Marshek, "Fundamentals of Machine Component Design", John Wiley & Sons, Inc., 4. Baskı, 245-247, 2006.
- [25] Material Properties Database, "S355J2G3", <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.0570-S355J2G3-Non-Alloy-Steel> (10.02.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [26] Material Properties Database, "GE240", <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.0446-GE240-Cast-Non-Alloy-Steel> (10.02.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [27] European Committee for Standardization, "Railway applications - Wheelsets and bogies - Axles - Product requirements." Bırüksel, Belçika, 2010.
- [28] "Element Quality", https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/msh_Element_Quality_Metric.html (17.02.2019 tarihinde alınmıştır.)
- [29] European Committee for Standardization. "EN 15663 : 2017 Railway applications – Definition of Vehicle Reference Masses" Bırüksel, Belçika, 2017.

İletişim Bilgisi: oguzhanknz@gmail.com

Uluslararası Bildiri

1. O. Konez, M. Metin, "Static Structural Analysis of Y32 Bogie Frame Under Exceptional Loads via Ansys according to EN 13749 Standard", 8th International Conference on Applied Analysis and Mathematical Modeling, Istanbul, 10-13 March 2019, 91-96.



Özgeçmiş

14 Ocak 1987 Bursa doğumlu Oğuzhan Konez Bursa Anadolu Lisesi'ni bitirmiştir. 2011 yılında Boğaziçi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirdikten sonra Beyçelik Getamp A.Ş.'de planlama bölümünde ve Durmazlar A.Ş. Raylı Sistemler Ar-Ge bölümünde tasarım mühendisi olarak çalışmıştır.

2017 yılından itibaren Hastaç Makina'da yönetici/mühendis olarak çalışmaya devam etmektedir.

İletişim Bilgisi: oguzhanknz@gmail.com