İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR RAYLI TAŞIT GÖVDESİNİN STANDARTLARA GÖRE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE YAPISAL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Oktay ERSOY

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Ergün BOZDAĞ

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR RAYLI TAŞIT GÖVDESİNİN STANDARTLARA GÖRE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE YAPISAL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Oktay ERSOY
(503101504)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Ergün BOZDAĞ

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503101504** numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Oktay ERSOY** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"BİR RAYLI TAŞIT GÖVDESİNİN STANDARTLARA GÖRE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE YAPISAL ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Öğr.Gör.Dr. S. Ergün BOZDAĞ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof.Dr. Ekrem Tüfekçi** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Doç. Dr. Cüneyt FETVACI İstanbul Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **5 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **30 Mayıs 2014**

Anneme ve babama,

ÖNSÖZ

Çalışmalarım sırasında bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen değerli hocalarım Dr. Ergün BOZDAĞ ve Dr. Emin SÜNBÜLOĞLU'na, bu çalışmada her türlü imkânı sağlayan DURMAZLAR A.Ş.'nin değerli yöneticilerine teşekkür ederim. Tez konusunda her türlü imkân ve desteklerinden dolayı FİGES A.Ş.'ye teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca her zaman manevi desteklerini ve güvenlerini hissettirerek bana güç veren aileme sonsuz sevgilerimi ve teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarım sırasında yardımlarından dolayı Emre ÖKTEM'e teşekkür ederim.

Mayıs 2014

Oktay ERSOY
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
ÖZET ..... **xv**
SUMMARY ..... **xvii**
1. GİRİŞ **1**
2. GENEL BİLGİLENDİRME **3**
2.1 Hafif Hizmet Metro Ve Ağır Hizmet Tramvay Taşıtları Komponentleri 3
2.1.1 Ray 3
2.1.1.1 Ray çeşitleri 3
Oluklu Raylar 3
Çift mantarlı raylar 4
Patenli raylar 4
2.1.1.2 Rayların bölümleri 4
2.1.2 Boji 5
2.1.2.1 Bojilerde süspansiyon sistemi 5
2.1.3 Gövde 6
2.1.3.1 Yolcu vagonları ve çeşitleri 6
Kompartımanlı vagonlar 7
Kuşetli yolcu vagonları 7
Yataklı vagonlar 7
Pulmanlı vagonlar 7
Yemekli vagonlar 7
Banliyö vagonları 7
Salon vagonları 8
Yolcu furgonları 8
2.1.3.2 Yük vagonları ve çeşitleri 8
Kapalı tip yük vagonları 8
Açık tip yük vagonları 8
2.2 Demiryolu Taşıtlarının Kategorileri 9
2.2.1 Lokomotifler (Kategori L) 9
2.2.2 Yolcu taşıtları (Kategori P) 9
2.2.3 Yük vagonları (Kategori F) 10
2.3 Sonlu Elemanlar Yöntemi İle İlgili Kavramlar 10
2.3.1 Sonlu elemanlar yöntemi 10
2.3.2 Von Mises eşdeğer gerilmesi 12
2.3.3 Mekanik ve malzeme özellikleri 12
3. KÜTLE DAĞILIMI VE TASARIM YÜK DURUMLARI **15**
3.1 Kütle Dağılımı 15

3.1.1 Araç dış gövdesi ve ekipman kütleleri 15
3.1.2 Araç iç-dış kaplama kütleleri.....15
3.1.3 Yolcu kütleleri.....16
3.2 Tasarım Yük Durumları.....16
3.2.1 Taşıt gövdesi için boylamasına statik yükler 17
3.2.2 Taşıt gövdesi için düşey statik yükler 17
3.2.3 Donanım eklentileri için yük durumları 17
3.2.4 Taşıt gövdesi için genel yorulma yük durumları.....17
4. ANALİZLER VE HESAPLAMALAR 19
4.1 Sonlu Elemanlar Modeli.....19
4.2 Malzeme.....21
4.3 Yükleme Ve Sınır Koşulları.....22
4.3.1 Boylamasına yükleme durumu için yükleme ve sınır koşulları 22
4.3.1.1 Basma kuvveti ve en büyük düşey yükleme 22
4.3.1.2 Basma kuvveti ve en düşük düşey yükleme.....23
4.3.1.3 Çekme kuvveti ve en büyük düşey yükeme.....23
4.3.1.4 Çekme kuvveti ve en düşük düşey yükleme 24
4.3.2 Düşey yükleme durumu için yükleme ve sınır koşulları.....25
4.3.2.1 En büyük işletme yükü 25
4.3.2.2 Kaldırmayükü.....26
4.3.3 Donanımeklentileri için yükleme ve sınır koşulları.....27
4.3.3.1 Tavan ekipmanları için yükler 27
4.3.3.2 Koltuklar için yükler 28
4.3.4 Yorulma hesabı için yükleme ve sınır koşulları.....29
4.3.5 Modal analiz için yükleme ve sınır koşulları 30
5. SONUÇLAR.....31
5.1 Basma Kuvveti Ve En Büyük Düşey Yük.....31
5.2 Basma Kuvveti Ve En Düşük Düşey Yük 33
5.3 Çekme Kuvveti Ve En Büyük Düşey Yük.....36
5.4 Çekme Kuvveti Ve En Düşük Düşey Yük.....38
5.5 En Büyük İşletme Yükü 41
5.6 Kaldırma Yükü 43
5.7 Tavan Ekipmanları.....46
5.8 Koltuklar.....49
5.9 Yorulma Hesabı 53
5.10 Modal Analiz.....59
6. ÖNERİLEN ÇALIŞMALAR.....63
KAYNAKLAR.....65
ÖZGEÇMİŞ.....67

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Tasarım kütle tanımı 15
Çizelge 3.2: Ekipman kütle değerleri 15
Çizelge 3.3: Tasarım kütle değerleri 16
Çizelge 3.4: Taşıt gövdesi için boylamasına statik yükler 17
Çizelge 3.5: Taşıt gövdesi için düşey statik yükler 17
Çizelge 3.6: Donanım eklentileri için yük durumları 17
Çizelge 3.7: Taşıt gövdesi için genel yorulma yük durumları 18
Çizelge 4.1: Malzemenin mekanik özellikleri 21
Çizelge 4.2: Yorulma yük durumu kombinasyonları 29
Çizelge 5.1: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler 33
Çizelge 5.2: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme 33
Çizelge 5.3: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler 36
Çizelge 5.4: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme. 36
Çizelge 5.5: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler 38
Çizelge 5.6: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme 38
Çizelge 5.7: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler 41
Çizelge 5.8: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme 41
Çizelge 5.9: En büyük işletme yükü için en büyük yer değiştirmeler 43
Çizelge 5.10: En büyük işletme yükü için en büyük eşdeğer gerilme 43
Çizelge 5.11: Kaldırma yükü için en büyük yer değiştirmeler 46
Çizelge 5.12: Kaldırma yükü için en büyük eşdeğer gerilme 46
Çizelge 5.13: Tavan ekipmanları için en büyük yer değiştirmeler 49
Çizelge 5.14: Tavan ekipmanları için en büyük eşdeğer gerilmeler 49
Çizelge 5.15: Koltuklar için en büyük yer değiştirmeler 53
Çizelge 5.16: Koltuklar için en büyük eşdeğer gerilmeler 53
Çizelge 5.17: 300359 numaralı düğüm noktası için en büyük 1. asal ve 3. Asal gerilmeler 54
Çizelge 5.18: 275706 numaralı düğüm noktası için en büyük 1. asal ve 3. asal gerilmeler 55
Çizelge 5.19: 275513 numaralı düğüm noktası için en büyük 1. asal ve 3. asal gerilmeler 56
Çizelge 5.20: 275513 numaralı düğüm noktası için en büyük 1. asal ve 3. asal gerilmeler 56
Çizelge 5.21: Kappa değerleri 58

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Ray çeşitleri 4
Şekil 2.2: Rayın bölümleri 4
Şekil 2.3: Y25 boji ve 3 parçalı boji 6
Şekil 2.4: Banliyo tip yolcu vagonu 7
Şekil 2.5: Sarnıçlı kapalı tip yük vagonu 8
Şekil 2.6: Eleman tipleri 10
Şekil 2.7: Gerilme – şekil değiştirme matrisi 12
Şekil 3.1: Araç koordinat ekseni 16
Şekil 4.1: CAD model 19
Şekil 4.2: Ağ yapısı genel 20
Şekil 4.3: Ağ yapısı yan görünüm 20
Şekil 4.4: Kuplaj bölgeleri 21
Şekil 4.5: Yükleme ve sınır koşulu 1 22
Şekil 4.6: Yükleme ve sınır koşulu 2 23
Şekil 4.7: Yükleme ve sınır koşulu 3 24
Şekil 4.8: Yükleme ve sınır koşulu 4 25
Şekil 4.9: Yükleme ve sınır koşulu 5 26
Şekil 4.10: Yükleme ve sınır koşulu 6 27
Şekil 4.11: Yükleme ve sınır koşulu 7 28
Şekil 4.12: Yükleme ve sınır koşulu 8 28
Şekil 4.13: Yükleme ve sınır koşulu 9 29
Şekil 4.14: Yükleme ve sınır koşulu 10 30
Şekil 5.1: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme 31
Şekil 5.2: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme 32
Şekil 5.3: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme 32
Şekil 5.4: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için Von Mises eşdeğer gerilmesi 33
Şekil 5.5: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme 34
Şekil 5.6: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme 34
Şekil 5.7: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme..... 35
Şekil 5.8: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için Von Mises eşdeğer gerilmesi 35
Şekil 5.9: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme.... 36
Şekil 5.10: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme.. 37
Şekil 5.11: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme.. 37
Şekil 5.12: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için VonMises eşdeğer gerilmesi..... 38
Şekil 5.13: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme .. 39
Şekil 5.14: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme .. 39
Şekil 5.15: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme .. 40
Şekil 5.16: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için Von Mises eşdeğer gerilmesi 40
Şekil 5.17: En büyük işletme yükü için x-yönünde yer değiştirme 41
Şekil 5.18: En büyük işletme yükü için y-yönünde yer değiştirme 42
Şekil 5.19: En büyük işletme yükü için z-yönünde yer değiştirme..... 42

Şekil 5.20: En büyük işletme yükü için Von Mises eşdeğer gerilmesi.....43
Şekil 5.21: Kaldırma yükü için x-yönünde yer değiştirme.....44
Şekil 5.22: Kaldırma yükü için y-yönünde yer değiştirme.....44
Şekil 5.23: Kaldırma yükü için z-yönünde yer değiştirme.....45
Şekil 5.24: Kaldırma yükü için Von Mises Eşdeğer gerilmesi.....45
Şekil 5.25: Tavan ekipmanları için x yönündeki yüklemede toplam yer değiştirme.46
Şekil 5.26: Tavan ekipmanları için x yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme.....47
Şekil 5.27: Tavan ekipmanları için y yönündeki yüklemede toplam yer değiştirme.47
Şekil 5.28: Tavan ekipmanları için y yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme.....48
Şekil 5.29: Tavan ekipmanları için z yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme.....48
Şekil 5.30: Tavan ekipmanları için z yönündeki yüklemede toplam yer değiştirme.49
Şekil 5.31: Koltuklar için x yönündeki yüklemede yer değiştirme.....50
Şekil 5.32: Koltuklar için x yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme.....50
Şekil 5.33: Koltuklar için y yönündeki yüklemede yer değiştirme.....51
Şekil 5.34: Koltuklar için y yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme.....51
Şekil 5.35: Koltuklar için z yönündeki yüklemede yer değiştirme.....52
Şekil 5.36: Koltuklar için z yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme.....52
Şekil 5.37: Üst artikülasyon bölgesi.....54
Şekil 5.38: Tavan kirişi.....55
Şekil 5.39: Pencere kirişi.....56
Şekil 5.40: Köşe kaynağı.....57
Şekil 5.41: Kaynak tipine göre izin verilen gerilme değerleri.....57
Şekil 5.42: Üst artikülasyon bölgesi için gerilme dağılımı.....58
Şekil 5.43: Tavan kirişi için gerilme dağılımı.....58
Şekil 5.44: Pencere kirişi için gerilme dağılımı.....59
Şekil 5.45: 1. doğal frekans ve mod şekli.....59
Şekil 5.46: 2. doğal frekans ve mod şekli.....60
Şekil 5.47: 3. doğal frekans ve mod şekli.....60
Şekil 5.48: 4. doğal frekans ve mod şekli.....61
Şekil 5.49: 5. doğal frekans ve mod şekli.....61
Şekil 5.50: 6. doğal frekans ve mod şekli.....62

BİR RAYLI TAŞIT GÖVDESİNİN STANDARTLARA GÖRE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE YAPISAL ANALİZİ

ÖZET

Raylı sistemlerin toplu ulaşımda kullanımı son yıllarda yaygınlaşmaktadır. Diğer ulaşım çeşitlerine göre daha güvenilir, hızlı ve konforlu olması nedeniyle demiryolu ulaşımına ilgi gün geçtikçe artmaktadır. Kullanımı hızla artan raylı sistemlerde daha hızlı ve konforlu ulaşımla beraber can ve mal güvenliğinin de geliştirilerek sağlanabilmesi için standartlaşmaya gidilmiştir. Raylı taşıtların işletmeye alınmadan önce sağlaması gereken birçok standart mevcuttur. Bu standartlar da genel olarak malzeme yapısı, işletme koşulları ve belirli koşullarda karşılanması gereken testlerden oluşmaktadır.

Bu çalışmada şehir içi toplu taşımada kullanılmak üzere tasarlanmış bir hafif raylı sistem taşıtı olan tramvayın gövdesinin EN 12663 standardı kapsamında yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapısal analizler standartta belirtilen kuplaj bölgesinden basma ve çekme yükü, en büyük işletme yükü, araç boş haldeyken kaldırma yükü, donanım eklentileri için yük durumları ve yorulma dayanımı yük durumu için gerçekleştirilmiştir. Araç içindeki taşıma kapasitesine göre yolcu ağırlıkları standartta verilen bilgilere göre hesaplanmıştır.

Araç yapısı genel olarak ince sac levha ve kutu profillerin kaynak yöntemi kullanılarak birleştirilmesi sonucu oluşturulduğundan sonlu elemanlar modeli oluşturulurken 2 boyutlu kabuk elemanlar kullanılmıştır. Malzeme bilgisi olarak S355J2+N çeliğinin mekanik özellikleri tanımlanmıştır.

Sonuç olarak tanımlanmış tüm yükleme senaryolarında gövde üzerinde oluşan yer değiştirme ve eşdeğer gerilme dağılımları elde edilmiştir. Elde edilen gerilme değerlerinin emniyet gerilmesinin altında kaldığı ve işletme performansını etkileyecek seviyede bir deformasyonun oluşmadığı görülmüştür.

STRUCTURAL ANALYSIS OF RAILWAY VEHICLE'S CAR BODY ACCORDING TO STANDARDS WITH FINITE ELEMENTS METHOD

SUMMARY

Usage of rail systems becomes more common for public transportation in recent years. Since it is more reliable, fast and comfortable than other transportation alternatives, the interest is getting more and more increasing to railway transportation. As a result of increasing demand to railway transportation; in order to satisfy the security of life and property, complete industry is standardized. There are lots of standards which must be satisfied before the commissioning of system. These standards are consisting of material structure, operating conditions and several tests to be satisfied under certain conditions. Studying railway systems requires time-consuming analysis methods and expensive experimental works. Finite elements method is used to perform static, dynamic and fatigue analysis of railway vehicles.

In this study; structural analysis is performed for a tramway body of inner city public transportation railway transport vehicle, within the scope of EN 12663 standard. As given in standard, structural analysis are performed for compression and tensile load in coupling area, maximum operation load, lifting load for an empty vehicle, load status for additional accessories, load status for fatigue strength. According to transportation capacity, passenger weight is calculated as given in standard.

Total vehicle consists of 5 modules and each module has to be studied according to EN 12663. Second module of vehicle is inspected in this study. 3-dimensional CAD model of vehicle is created in CATIA software. Ansys Workbench software is used to create finite elements model of car body. Structure of car body is based on welding of sheet metal layers and profiles, so 2 dimensional elements are used in finite elements model. SHELL181 is chosen for analyzing thin to moderately-thick shell structures. It is a four-noded element with six degrees of freedom at each node: translations in the x, y, and z directions, and rotations about the x, y, and z axes.

First of all, mechanical properties of S355J2+N steel are defined. Mass budget is calculated for the car body. All centers of gravities of roof equipments are defined in

coordinate system and masses of them are defined as point mass. Same operations are done for windows, outer and inner trims and seats. All passengers' weights are defined as point mass to simulate normal and exceptional payloads. After that, mid-surfaces are extracted from solid models to create shell elements in DesingModeler module of Ansys Workbench. Some surface extension operations are applied to connect sheets together. In welding edges nodes are connected by mesh connection tool in Mechanical module of Ansys Workbench. Also MPC (Multi Point Constraint) elements used to create contact between sheets.

After meshing, boundary conditions are defined according to EN 12663. For longitudinal loading scenarios, car body is constrained from back articulations areas. 400 kN of compression force and 120 kN of tensile forces are defined from front coupler area. Also standard earth gravity is taken into account for working order and exceptional vertical payloads. For vertical loading scenarios car body is constrained from lifting plates. In exceptional loading case car body is constrained from articulations and 1.3 g is applied in z direction to all structure. In lifting case, car body is constrained from lifting plates and 1.1 g is applied in z direction to all structure. For loading scenarios of equipments, car body is constrained from side walls. In longitudinal direction ±2 g of accelarations, in lateral direction ±1 g of acceleration, in veritcal direction 1±2 g of accelarations are applied. For fatique calculations applied forces are ±0.15 g of acceleration in lateral direction and 1±0.15 g of accelaration in vertical direction. Finally free vibration is performed to calculate natural frequencies of structure.

Fatique calculations is calculated according to DVS 1612 standard. This standards estimates endurance strength limits of welded joints with steels in rail vehicle construction. Welding types of critical areas are determined according to DVS 1612. Since alternating loads are applied on structure 1^{st} and 3^{rd} principle stresses are obtained for each nodes and permissible stress values of S355J2+N steel are calculated according to MKJ diagrams.

In conclusion; for all different loading cases, total deformations and equivalent Von Mises stresses are obtained on car body. In longitudinal loading cases, maximum equivalent Von Mises stress value is calculated as 236 MPa. In vertical loading cases, maximum equivalent Von Mises stress value is calculated as 185 MPa. In loading cases for equipments, maximum equivalent Von Mises stress value is calculated as

317 MPa. In all loading scenarios, maximum stresses are lower than yield strength. In fatigue calculations, there is no any fatigue life estimation but stresses are lower than permissible stress limits and structure is on target. The results obtained shows there is no any significant deformation which could effect to operating performance.

With respect to these results, optimization can be done on car body's structure to get lower weight. For further studies, test bench can be designed for car body and real test can be performed. Then structural analysis results can be compared with test results. Besides, road load data during real time drives can be recorded and fatigue calculations can be performed in order to this data. Finally, finite elements method can be performed for the different types of railway vehicles.

1. GİRİŞ

Dünyamızda hızla artan nüfus sonucu ulaşım ihtiyaçlarının artması günümüzde karşılaştığımız en önemli problemlerden biridir. Kara, deniz ve demir yollarının etkin bir biçimde kullanılması bu problemin ana çözümü olarak düşünülebilir. Ulaşım yöntemleri kıyaslandığında raylı sistemler ön plana çıktığı görülmektedir. Kapasite, verimlilik, konfor ve çevreci olması en önemli avantajları arasındadır.

Gelişmiş ülkelerde 19. yüzyılın sonlarından başlayan raylı sistemler ağların genişletilme çalışmaları günümüzde de sürmektedir. Ulaşımda karayollarının yoğun olarak kullanıldığı ülkemizde raylı sistemlerin yaygınlaştırılması kaçınılmazdır. Dünyada 1970'li yıllarda hızlanan raylı sistem geliştirme çalışmaları son yirmi yılda ülkemize de yansımıştır. Raylı sistemler teknolojisinin yatırım maliyetleri yüksektir ve bu alandaki çalışmaların ülkemizin gelişmeye ayıracağı finansman payını ciddi olarak etkileyecektir. Bu nedenle bu teknolojinin yerlileştirilmesi ülke ekonomisi için çok önemlidir. Bu kapsamda Türkiye'de ilk defa "Yerli Tramvay ve Metro Vagonu Üretimi Projesi" DURMAZLAR A.Ş. bünyesinde 2010 yılında başlatıldı.

Raylı sistemlerde, çeşitli nedenlerden dolayı can ve maddi kayıplı kazalar meydana gelmektedir. Bu nedenle raylı sistem araçlarının test edilmesi ve güvenli bir şekilde işletmeye alınması çok önemlidir. Raylı sistem teknolojisinin de hızla gelişimi bu alanda standartlaşmaya gidilmesine ve güvenlik seviyelerinin artmasına sebep olmuştur.

Bu çalışma kapsamında DURMAZLAR A.Ş. tarafından tasarımı yapılan hafif raylı sistem aracı olan "İpekböceği Tramvayı" gövdesinin EN 12663 standardına göre yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen bu analizlerin araç gövdesine yapılması zorunlu testler öncesinde tasarımın iyileştirilmesi ve optimize edilmesinde de faydası olmuştur.

Araç gövdesinin 3 boyutlu katı modeli CATIA ticari yazılımı, yapısal analizleri ise ANSYS Workbench ticari yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Yapısal analizler, standartlarda belirtilen maksimum işletme yükü durumu, kuplaj bölgesinde basma ve çekme durumu, aracın boş haldeyken kaldırılması durumu, araç üzerindeki

donanımlara işletme esnasında gelen yük durumları için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca doğal frekans analizi sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Son olarak gövdenin yorulma hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.

Sonlu elemanlar ağı 4 düğüm noktalı dörtgen kabuk elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Tavan ekipmanları noktasal kütle ile ekipman bağlantı bölgelerinden yayılı yük olarak tavana uygulanmıştır. Yolcu ağırlıkları metrekareye 8 yolcu gelecek şekilde hesaplanıp, yayılı yük olarak araç zeminine uygulanmıştır. Araç gövdesine boylamasına etkiyen yüklerde 400 kN basma, 120 kN çekme yükü uygulanmıştır. Araç gövdesine düşey etkiyen maksimum işletme yükü 1.3 g ile kaldırma yükü 1.1 g ile uygulanmıştır. Araç üzerindeki donanımların incelendiği durumlarda boylamasına yük±2 g, yanal yönde yük ±1g ve düşey yönde yük 1±2gile uygulanmıştır. Yorulma hesaplamaları ise yanal yönde ±0.15 g vedüşey yönde 1±0.15 g yüklerine göre yapılmıştır.

2. GENEL BİLGİLENDİRME

2.1 Hafif Hizmet Metro Ve Ağır Hizmet Tramvay Taşıtları Komponentleri

2.1.1 Ray

Demiryolu taşıtlarının tekerleklerine minimum direnç gösteren bir yuvarlanma alanı sağlayan, tekerlekleri kılavuzlayan ve taşıttan gelen kuvveti zemine aktaran dökme çelikten imal edilen profillere ray denir [1].

Demiryollarında kullanılan ray sistemleri uzun bir bilgi birikimi ve teknolojik gelişmelere paralel bir şekilde, günden güne gelişmektedir. Öyle iki, iklim şartlarından, ray ısısından ve benzeri teknik özelliklerin etkisinden, dünyanın bir bölgesinde kullanılan rayların başka bir bölgede kullanılmasının sorunlara sebebiyet vereceği görülmüştür.

Rayların görevleri;

- Demiryolu taşıtlarına, sürtünmenin minimum olduğu bir yuvarlanma yüzeyi sağlamak
- Demiryolu taşıtlarının tekerleklerini kılavuzlamak
- Demiryolu taşıtlarından gelen kuvveti zemine aktarmak olarak sıralanır.

2.1.1.1 Ray çeşitleri

Raylar ana olarak üç farklı profil kesitinden oluşur [2].

Oluklu Raylar

Genel olarak oluklu raylar tramvay hatlarında kullanılır. Diğer şase kaplamalarıyla da uyumlu olan oluklu raylar; kara, yaya ve demir yollarının kesiştiği hemzemin geçitlerde tercih edilir.

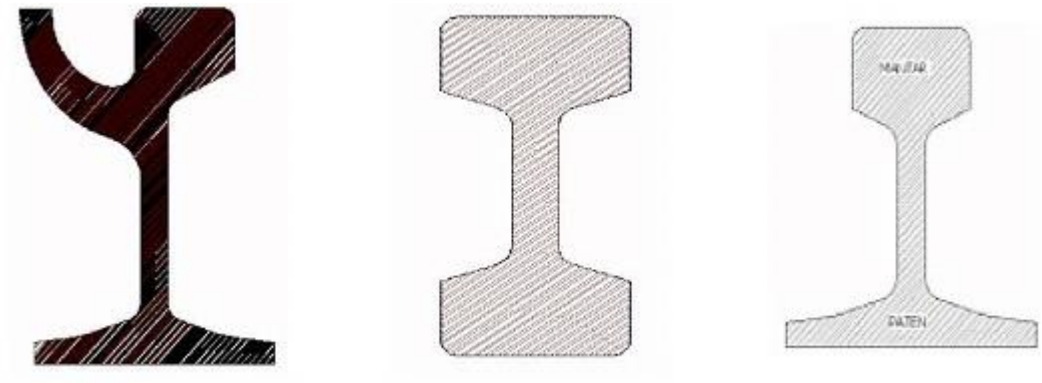
Oluklu rayların en önemli dezavantajı, rayların boden yataklarının dış malzemelerle dolması ve bu sebeple ihtiyaç duyduğu sürekli bakım ve temizliktir. Aksi takdirde yatakların dolması deraya sebebiyet verebilir.

Çift mantarlı raylar

Simetrik yapıdaki çift mantar raylar alt ve üst mantardan oluşur. Bu tarz rayların üretilme amacı, rayın üst mantarındaki zaman içinde oluşan aşınmanın ardından, rayın ters çevrilerek kullanılması olmuştur. Ancak alt mantarda da oluşan benzer aşınmalar sistemin kullanılmasını engellemiştir. Günümüzde bu ray çeşidi çok fazla tercih edilmemektedir.

Patenli raylar

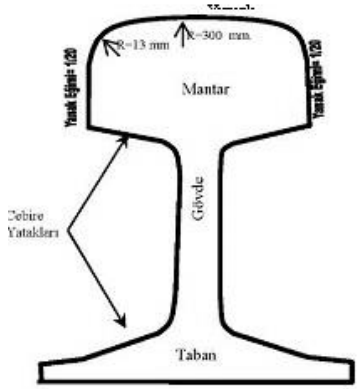
Zeminle bağlanan kısmına paten ismi verilen ray çeşidi, genişleyen alt kısmı sayesinde montaj kolaylığı sağlar ve çift mantar rayların birçok dezavantajına çözüm bulur. Ray çeşitleri Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1: Ray çeşitleri

2.1.1.2 Rayların bölümleri

Raylar mantar, gövde ve taban olmak üzere üç ana bölümden oluşur. (Şekil2.2). Günümüzde raylar UIC standartlarına göre, rayın bir metresinin ağırlığına göre isimlendirilir [3].



Şekil 2.2: Rayın bölümleri

2.1.2 Boji

Kıvrımlı raylarda ilerleyen demiryolu araçlarının daha uyumlu hareketini sağlamak amacıyla kullanılan araçlara boji denir. Daha ekonomik taşımacılık amacıyla tercih edilen demiryollarında daha fazla yük ve yolcu taşımak amacıyla uzun vagonlar yapılmış ve bu vagonlar dingil yeterliliği tek dingil ile sağlanamaması sebebiyle çoklu dingil sistemlerine geçilmesi zorunlu olmuştur. Bu sistemler de boji kullanılması ile oluşturulmuştur. Birden fazla dingil kullanılan araçlarda, virajlı bölge hareketlerinde, araçların yola göre konumları önem kazanmıştır.

Bojiler genellikle iki dingilli olarak üretilir. Böylelikle sürüş kalitesi tek dingile göre artar, raydan çıkma tehlikesi ve rayda aşınma azalır. Bojiler kullanıldığı demiryolu taşıtına göre çeşitlilik gösterir. Bazı durumlarda yeterli kuvveti sağlamak amacıyla ikiden fazla dingilli bojiler de tercih edilebilir.

Vagon gövdesinin boji ile bağlantısı; bojinin üzerine kaynaklı alt göbek ile bağlantı elemanları ile sabitlenmiş üst çanağın üst üste oturtulması ile oluşur. Bağlantı çatalı, göbek mili, göbek çanağı gibi elemanlar ile bağlantı tamamlanır.

2.1.2.1 Bojilerde süspansiyon sistemi

Birincil ve ikincil süspansiyon bojilerin süspansiyon elemanlarını oluşturur. Yük taşımacılığında birincil süspansiyon sisteminde helezon ve yaprak yaylar, ikincil süspansiyon sisteminde helezon yaylar kullanılır. Bu sistemlerde kullanılan yaylar, ısıl işlem uygulanmış, helezon şekil verilmiş özel yay çelikleri ile üretilir.

Yük veya yolcu vagonlarının özelliklerin göre bojiler kaynaklı çelik konstrüksiyon veya çelik döküm şase olarak imal edilirler. Kaynaklı çelik konstrüksiyon ile oluşturulan şaseler Y25 Boji olarak adlandırılır ve daha çok ülkemizde ve Avrupa kullanılan bojiler bu imalat yöntemiyle oluşturulanlardır. Çelik döküm şaseli bojiler ise 3 Parçalı Boji olarak tanımlanır ve Asya, Amerika ve Avustralya da yaygın olarak kullanılır. Bu iki farklı tasarım maliyet, tasarım ve bakım kolaylığı sebebiyle en yaygın kullanılan bojilerdir. Ancak tasarımın basitliği, sürüş kalitesi ve yanal kararlılıkta eksikliklere ve dinamik haldeyken eksenel etkiler sebebiyle yüksek yol kuvvetleri oluşmasına sebebiyet verir. Bu eksikliklere rağmen iki farklı boji tasarımı da yük taşımacılığında gerekli ihtiyaçların çoğunu sağlar. Kimi özel durumlarda daha yüksek performansa ihtiyaç duyulduğunda farklı boji tipleri tercih edilebilir. Yüksek performansa sahip bojilerde birincil ve ikincil süspansiyon sistemleri beraber

kullanılır. Bu iki süspansiyonlu sistemler içinde, sönüm damperleri, helezon yaylar ve yan hava yastıkları da dâhil olabilir. Bu elemanlar sistemi daha karmaşık hale getirir ve üretim ve bakımlar zorlaşır, maliyetler artar. Bu sebeplerle bu sistemler yük taşımacılığından ziyade yolcu taşımacılığında tercih edilirler. Bu tip bojilerin bilinen türler LEİLA Boji ve TF25 bojidir. Bu bojilere yönlendirilmeli akslı bojiler denir. Y25 bojilere alternatif olarak bu boji tipleri Avrupa'da geliştirilmiştir. Bu bojilerin avantajları virajlarda tekerlek takımlarının daha iyi kontrolü ve viraj boyunca oluşan yanal kuvvet ve seslerin azalması olarak sıralanabilir. Bunların haricinde tekerlek bodeni ve ray arasında oluşan sürtünme direncinin azalması sebebiyle daha az çekiş gücü kuvveti gereklidir. Aynı zamanda yol ile tekerleğin daha iyi uyumu sebebiyle "yol dostu boji" olarak adlandırılırlar [4] [5]. Şekil 2.3'te Y25 boji ve 3 parçalı bojiye örnek gösterilmiştir.



Şekil 2.3: Y25 boji ve 3 parçalı boji

2.1.3 Gövde

Demiryolu taşıtlarında ray üzerinde yuvarlanan bojilerin üzerinde yük veya yolcu taşımacılığı için kullanılan gövde bulunur. Gövde vagonlardan oluşur. Vagonlar kullanım şekline ve diğer etken koşullara göre farklılık gösterebilir. Vagonlar kullanım amacına göre, yolcu vagonu ve yük vagonu olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir.

2.1.3.1 Yolcu vagonları ve çeşitleri

Yolcuların rahat seyahat edebilmeleri amacıyla yolcu vagonları ısıtma, aydınlatma, rahat oturma gibi ihtiyaçlara göre üretilirler. Kompartımanlı, küşetli, yataklı, pulmanlı, yemekli, banliyö gibi birçok çeşidi vardır. Sehiriçi ulaşımda çoğunlukla banliyolu vagonlar tercih edilir.

Kompartımanlı vagonlar

6 – 8 kişilik kompartımanlara ayrılmış vagonlardır.

Kuşetli yolcu vagonları

Kompartmanlarında 4 – 6 kişinin yatabilmesi amacıyla tasarım değişikliği ile yataklar yerleştirilerek üretilmiş vagonlardır.

Yataklı vagonlar

2 kişilik kompartmanlarda gece boyu süren yolcuklarda yatarak seyahat etme amacıyla üretilmiş kompartmanlardır.

Pulmanlı vagonlar

Koltuk düzeni yolcu otobüslerinkine benzer şekilde üretilmişlerdir. Koltuk genişlikleri ve koltuk araları fazladır.

Yemekli vagonlar

Mutfak bölmeli olarak, yolculuklara yiyecek ve içecek servisi sağlamak amacıyla üretilirler.

Banliyö vagonları

Oturma yeri az, ayakta durma yeri fazla olan vagonlar kısa mesafe seyahatler için üretilmişlerdir. (Şekil2.4).



Şekil 2.4: Banliyo tip yolcu vagonu

Salon vagonları

Özel olarak tasarlanıp, içinde salonu, banyosu, mutfağı, yatak kompartımanı olan vagonlardır.

Yolcu furgonları

Tren personelinin kullandığı vagonlardır.

2.1.3.2 Yük vagonları ve çeşitleri

Dış hava şartları ve taşınacak yükün özelliklerine göre üretilirler. Genel olarak açık ve kapalı olmak üzere iki tipten oluşurlar [6].

Kapalı tip yük vagonları

Dış hava koşullarından zarar görebilecek (eşya, meyve sebze, canlı hayvan, sıvı-gaz malzemeler) yüklerin taşınması için üretilirler. (Şekil 2.5).
Kapalı tip vagonların başlıca çeşitleri:

- Yandan Sürme Kapılı
- Damı Açılabilen Üstten Doldurmalı
- Soğuk Sistemli
- Sarnıçlı



Şekil 2.5: Sarnıçlı kapalı tip yük vagonu

Açık tip yük vagonları

Dış hava koşullarından zarar görmeyecek (kömür, maden, taşıt vs.) yüklerin taşınması için üretilirler.

Açık tip vagonların başlıca çeşitleri:

- Yüksek Kenarlı
- Alçak Kenarlı veya Kenarsız
- Düşük Paltformlu Ağır Yük
- Otomobil Taşımaya Mahsus İki Katlı

2.2 Demiryolu Taşıtlarının Kategorileri

Demiryolu taşıtları EN 12663 standardının uygulanabilmesi için kategorilere sınıflandırılmıştır. Demiryolu taşıtlarının farklı kategorilerde sınıflandırılması sadece taşıt gövdelerinin yapısına göre yapılmaktadır. Taşıt gövdesi yapılarının özel tabiatı ve farklı tasarım amaçlarından dolayı, lokomotifler (L), yolcu taşıtları (P) ve yük vagonları (F) olarak adlandırılan üç ana grup mevcuttur[7]. Bu üç grup, yapı ile ilgili kurallara göre alt kategorilere ayrılabilir.

2.2.1 Lokomotifler (Kategori L)

Lokomotiflerin ve güç ünitelerinin bütün tiplerinin bulunduğu bu grup için, tek ama çekiş hareketi sağlamaktır ve yolcu taşıma amaçlanmamaktadır. Örnek olarak lokomotifler ve güç üniteleri verilebilir.

2.2.2 Yolcu taşıtları (Kategori P)

Demiryolu taşıtlarının bütün tiplerinin bulunduğu bu grup, ana hat taşıtları, banliyö ve kentsel ulaşım taşıtlarından ve tramvaylara kadar yolcuların taşınması için amaçlanmıştır. Yolcu taşıtları, bütün taşıtların yer alabileceği beş yapı ile ilgili tasarım kategorisine ayrılmıştır. Bu 5 kategori, genellikle her biri ile ilgili taşıt tipleri belirtmek suretiyle aşağıda listelenmiştir:

- Kategori P - I: Yolcu vagonları,
- Kategori P - II: Sabit üniteler ve yolcu vagonları,
- Kategori P - III: Metro, hızlı ulaşım taşıtları ve otoray,
- Kategori P - IV: Hafif hizmet metro ve ağır hizmet tramvay taşıtları,
- Kategori P - V: Tramvay taşıtları.

2.2.3 Yük vagonları (Kategori F)

Bu gruptaki bütün yük vagonları, yüklerin (mal, eşya vb.) taşınması için kullanılır. 2 kategori tanımlanmıştır:

- Kategori F - I: Kısıtlama olmaksızın manevra yapabilen taşıtlar,
- Kategori F - II: Tümsek ve serbest manevrada dâhil edilmeyen taşıtlar.

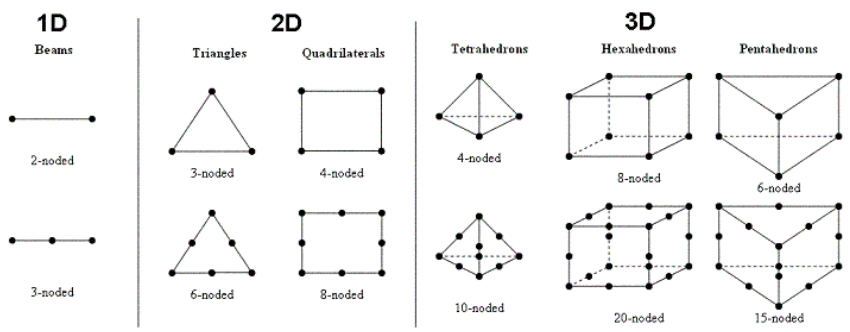
2.3 Sonlu Elemanlar YöntemiİIe İlgili Kavramlar

2.3.1 Sonlu elemanlar yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık geometrilerin, yük durumları, sınır koşulları ve malzeme modeli tanımlı bir modelde gerilme ve deformasyon analizlerini yapabilen numerik hesaplama yöntemidir. Her türlü malzeme tanımlayabilme özelliği ve gelişen paket programlarla gerçek hayatta yapılması zor olan analizleri masraf, zaman, iş gücü harcamaksızın yapabilmeyi sağlamaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda cismin sonlu sayıda elemana ayrıldığı düşünülür. Metodun adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda n (l, 2, 3) boyuta sahipse, n-boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılır.

Bir boyutlu cisimler düğümlerle, iki boyutlu cisimler çizgilerle, üç boyutlu cisimler düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılır. (Şekil 2.6). Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki veya üç boyutlularda elemanlar, esit olmayan boyutlarda olabileceği gibi farklı şekillerde de olabilirler. Bütün durumlarda cismi temsil eden sonlu elemanlar düğüm noktaları ile bağlanacaktır. Sonuç olarak cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğümlerden oluşan bir sistemle yer değiştirmiş olacaktır.



Şekil 2.6: Eleman tipleri

Her bir elemanın katılık matrisini tanımlandıktan sonra katılık matrisleri, parçalara ayrılmış cismin tamamına global katılık matrisini oluşturmak üzere toplanır. Böylece, cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerde kuvvetlerin dengesi ve yer değiştirmelerinin sürekliliği sağlanır. Buradan şu matris denklemine ulaşılır [8].

{F}=[K] {d}

[K]: Global katılık matrisi

{F}: Kuvvet vektörü

{d}:Yer değiştirme vektörü

Denkleme bakıldığında cismin sonlu elemanlar modelini bir yaya eşdeğer olarak düşünürsek cismin katılığının [K]'nın yay sabitine karşılık geldiği görülmektedir. Dolayısıyla sonlu eleman metodu, esası itibariyle, cismin katılığı açısından analizinin yapıldığı bir metottur.

Cisme etkiyen belirli bir dış kuvvetler ve belirli bir sınır şartları takımı için, denklemden çözüm olarak düğüm yer değiştirmeleri {d} bulunur. Yer değiştirmelerden gerilmeler hesaplanabilir. Verilen bir problemin sonlu eleman metodu ile çözmek için sırası ile aşağıdaki işlemlerin uygulanması gerekir:

- Cismi bir sonlu elemanlar sistemi halinde bölme
- Cismi temsil eden elemanların her birinin eleman katılık matrisinin elde edilmesi
- {d}'yi belirlemek için, belirlenmiş sınır şartlarıyla denklemin çözümü
- Düğüm noktaları için hesaplanan yer değiştirmelerden gerilmelerin hesaplanması

Sonlu elemanlar yöntemi genel olarak model oluşturma, çözüm ve çözüm sonrası işlemler olmak üzer 3 aşamadan oluşur.

Model oluşturma:

Bu aşamada malzeme tanımlaması yapılır. Model üzerinde kullanılacak eleman tipleri ve boyutları seçilerek ağ yapısı oluşturulur. Problemin çözümü için sınır ve başlangıç koşulları verilir. Son olarak yükleme koşuları tanımlanarak çözüm öncesi sonlu elemanlar modeli oluşturulur.

Çözüm:

Lineer ya da lineer olmayan cebir denklem takımlarının çözdürülmesi aşamasıdır. Her düğüm noktası için yapısal analiz ise yer değiştirme ya da termal analiz ise sıcaklık hesaplanır.

Çözüm Sonrası İşlemler:

Her bir düğüm noktası için asal gerilmeler, Von Mises eşdeğer gerilmesi, ısı akışı vs. hesaplanabilir.

2.3.2 Von Mises eşdeğer gerilmesi

Sonlu elemanlarda gerilme sonuçlarını değerlendirirken genellikle Von Mises eşdeğer gerilmelerine bakılmaktadır. Von Mises gerilmesi sünek malzemelerin kırılma kriteri olarak kullanılır. Kırılma kriterinde Von Mises gerilmesi malzemenin akma gerilmesinden küçük olmalıdır [9].

VonMises genel denklemi:

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

2.3.3 Mekanik ve malzeme özellikleri

Isıl veya mekanik yüklemelere karşı her doğrultu ve yönde aynı tepkiyi veren malzemelere izotropik malzeme denir.Yükler kaldırıldığı zaman cisim ilk haline geri dönüyorsa malzemenin bu davranışına elastiklik denir. Hookeyasasına göre kuvvetle şekil değiştirme arasında lineer bir bağıntı olduğu kabul edilmektedir.

Bu tanımlara göre sonlu elemanlar yönteminde en kolay tanımlanan cisim izotropik ve lineer elastik malzemedir. Şekil 2.7'deki matrise göre gerilme-şekil değiştirme arasında sadeleştirilmiş bir tanım olduğu görülmektedir.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E & -\nu/E & -\nu/E & 0 & 0 & 0 \\ -\nu/E & 1/E & -\nu/E & 0 & 0 & 0 \\ -\nu/E & -\nu/E & 1/E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{Bmatrix}$$

Şekil 2.7: Gerilme – şekil değiştirme matrisi**[10]**

Elastisite modülü “E”, Hooke kanununa göre gerilme ve şekil değiştirme orantısına denir. Hooke malzemesi tanımına göre bir malzemenin gerilme ve şekil değiştirme oranları sabittir ve bu sabit elastisite modülü denir. Poisson oranı “ν”, eksenel yüklü bir malzemede yanal şekil değişiminin eksenel şekil değişimine oranıdır.

Kayma modülü “G”, cismin kaymaya karşı gösterdiği dirençtir. Elastisite modülü ve poisson ile arasında doğrusal ilişki vardır.

3. KÜTLE DAĞILIMI VE TASARIM YÜK DURUMLARI

3.1 Kütle Dağılımı

EN 12663 standardına göre yük durumlarını tanımlamak için kullanılan tasarım kütleleri Çizelge 3.1'de tanımlanmıştır.

Çizelge 3.1 : Tasarım kütle tanımı

Tanım	Sembol
Çalışma düzenindeki taşıt gövdesinin tasarım kütlesi	m_1
Bir boji veya hareket dişlisinin tasarım kütlesi	m_2
Normal tasarım taşıma kapasitesi	m_3
İstinai taşıma kapasitesi	m_4

3.1.1 Araç dış gövdesi ve ekipman kütleleri

Aracın dış iskelet kısmı şase, yan duvarlar, tavan, ön ve arka panel gruplarından oluşmaktadır. Aracın tavan kısmında hava tankı, klima, kompresör ve dinamik fren ünitesi adlı ekipmanlar bulunmaktadır. Bu ekipmanların kütle değerleri toplam 658 kg'dır. Kütle değerleri Çizelge3.2'deverilmiştir.

Çizelge 3.2: Ekipman kütle değerleri

Ekipman	Kütle [kg]
Hava Tankı	80
Klima	320
Kompresör	150
Dinamik Fren Ünitesi	108

3.1.2 Araç iç-dış kaplama kütleleri

Aracın iç kaplamasında kullanılan yolcu koltukları, yolcu kabini cam panelleri, taban kaplaması gibi ağırlıklar model üzerinde ilgili yerlere kütle olarak eklenmiştir. Aracın kapıları, pencereleri, yan duvar panelleri çatı panelleri gibi ikinci yapıların ağırlıkları model üzerinde ilgili yerlere kütle elemanı olarak uygulanmıştır.

3.1.3 Yolcu kütleleri

Araçta seyahat eden her bir yolcu için referans alınacak kütle EN 12663 standardına göre 70 kg'dır. Araçta toplam 12 koltuk vardır ve ayakta yolcu alabilecek alan ise 7,7 m2 olarak hesaplanmıştır. Normal taşıma kapasitesinde ayakta seyahat edebilecek yolcu metrekarede 4 yolcudur. En büyük işletme şartlarında ise ayakta seyahat edebilecek yolcu ise metrekarede 8 yolcudur.

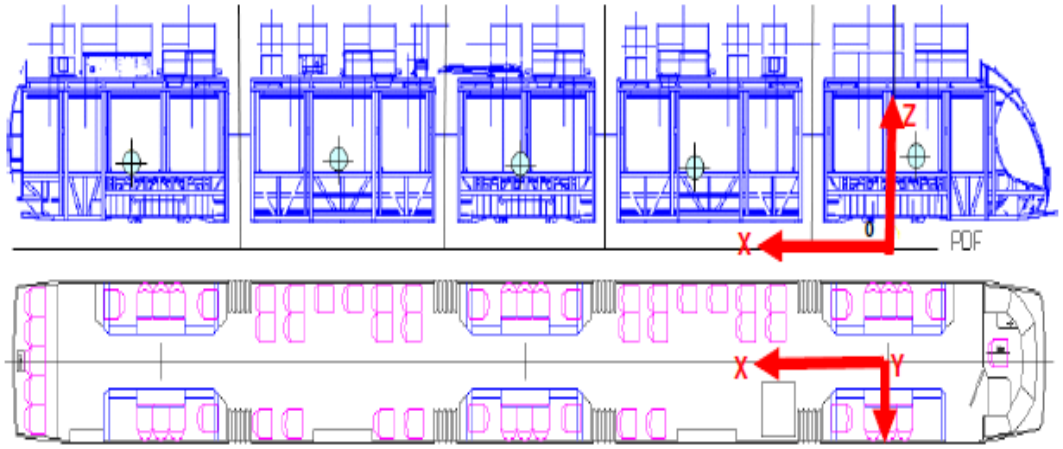
Hesaplanan kütleler için Çizelge3.2'de tanımlanmış m_1, m_2, m_3 ve m_4 kütlelerinin değerleri Çizelge 3.3'de verilmiştir.

Çizelge 3.3: Tasarım kütle değerleri

Tanım	Sembol	Kütle[kg]
Çalışma düzenindeki taşıt gövdesinin tasarım kütlesi	m_1	2908
Bir boji veya hareket dişlisinin tasarım kütlesi	m_2	0
Normal tasarım taşıma kapasitesi	m_3	2996
İstinai taşıma kapasitesi	m_4	5152

3.2 Tasarım Yük Durumları

Yapısal analizi gerçekleştirilecek olan araç toplam 5 modülden oluşmaktadır. Bu çalışmada 2. modül için yapısal analizler gerçekleştirilecektir. Şekildeki koordinat sistemine göre x-yönü boylamasına, y-yönü yanal, z- yönü ise düşey yön olarak tanımlanmıştır. (Şekil 3.1).



Şekil 3.1: Araç koordinat ekseni

Araç EN 12663 standardına göre P-IV kategorisindedir ve tüm yük değerleri bu kategoriye göre uygulanmıştır.

3.2.1 Taşıt gövdesi için boylamasına statik yükler

Boylamasına yükler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3.4: Taşıt gövdesi için boylamasına statik yükler**[7]**

	Kuvvet [kN]		
Yükleme	x	y	z
Basma Kuvveti Ve En Büyük Düşey Yük	400	0	$1.0g$ x (m_1 +m_4)
Basma Kuvveti Ve En Küçük Düşey Yük	400	0	$1.0g$ x (m_1)
Çekme Kuvveti Ve En Büyük Düşey Yük	120	0	$1.0g$ x (m_1 +m_4)
Çekme Kuvveti Ve En Küçük Düşey Yük	120	0	$1.0g$ x (m_1)

3.2.2 Taşıt gövdesi için düşey statik yükler

Boylamasına yükler Çizelge 3.5'te verilmiştir.

Çizelge 3.5: Taşıt gövdesi için düşey statik yükler**[7]**

	Kuvvet [kN]		
Yükleme	x	y	z
En Büyük İşletme Yükü	0	0	($1.3g$) x (m_1 +m_4)
Kaldırma	0	0	($1.1g$) x (m_1 +m_2)

3.2.3 Donanım eklentileri için yük durumları

Taşıtın işletilmesi esnasında donanım eklentileri üzerindeki kuvvetleri hesaplamak için gerekli donanımların kütleleri Çizelge3.6'da verilen ivmelerle çarpılmalıdır.

Çizelge 3.6: Donanım eklentileri için yük durumları**[7]**

	Kuvvet [g]		
Yükleme	x	y	z
X-yönünde İvmelenme	$\pm 2g$	0	$1\ g$
Y-yönünde İvmelenme	0	$\pm 1g$	$1\ g$
Z-yönünde İvmelenme	0	0	$1\pm 2\ g$

3.2.4 Taşıt gövdesi için genel yorulma yük durumları

Yorulma hesabı için hattın düşey, yanal ve burulma düzensizliklerinden kaynaklanan yüklemesi 3 farklı yoldan tayin edilebilir:

a) Dinamik modelleme (hat geometrisi ve düzensizliklerle ilgili veriden)

b) Amaçlanan veya benzer hat üzerinde ölçülen veri veya

c) Ampirik veri (ivmeler, yer değiştirmeler vb.) ile sunulan.

Bu çalışmada standartta sunulan ampirik veri kullanılmıştır. İvme değerleri taşıtın normal tasarım taşıma kapasitesi m_3 ile çarpılmalıdır. (Çizelge 3.7).

Çizelge 3.7: Taşıt gövdesi için genel yorulma yük durumları**[7]**

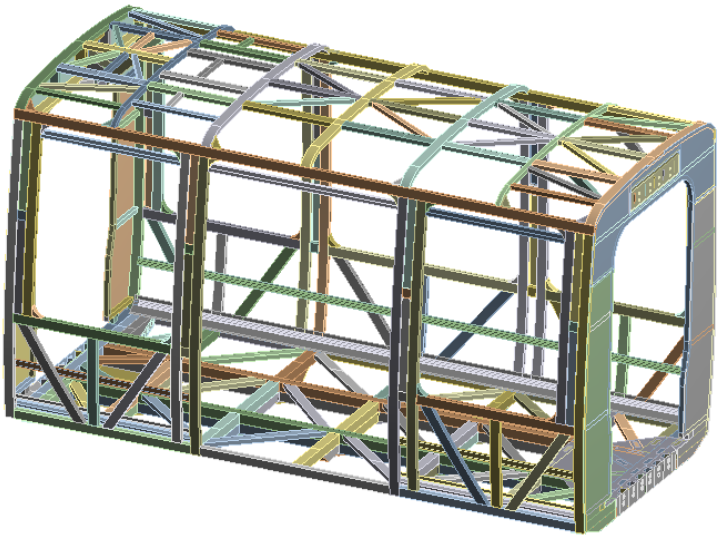
	Kuvvet [g]		
Yükleme	x	y	z
Y-yönünde İvmelenme	0	±0.15 g	0
Z-yönünde İvmelenme	0	0	1±0.15g

4. ANALİZLER VE HESAPLAMALAR

4.1 Sonlu Elemanlar Modeli

Araç yapısı genel olarak ince sac levha ve kutu profillerin kaynak yöntemi kullanılarak birleştirilmesi sonucu oluşturulmuştur. Araç gövdesinin 3 boyutlu katı modeli CATIA ticari yazılımı oluşturulmuştur. (Şekil 4.1).

Sonlu elemanlar modeli ise ise ANSYS Workbench ticari yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

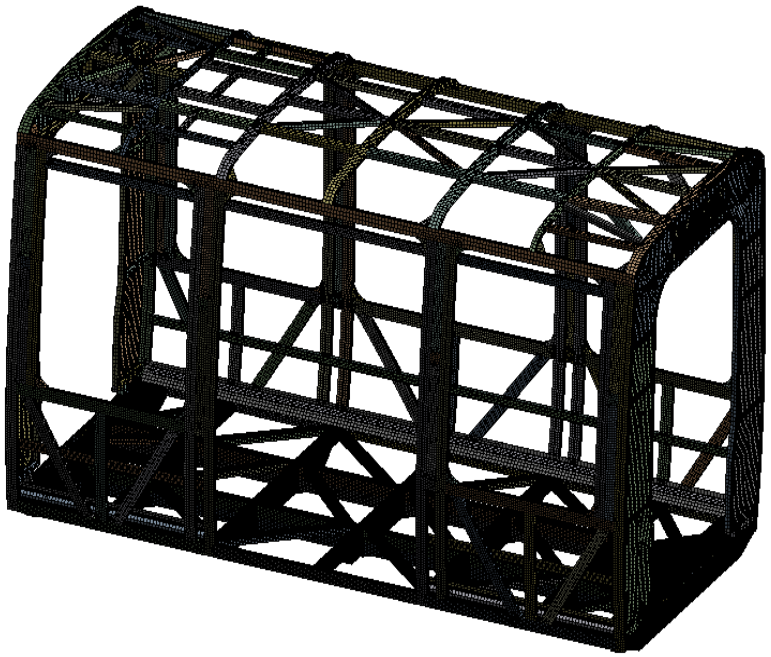


Şekil 4.1: CAD model

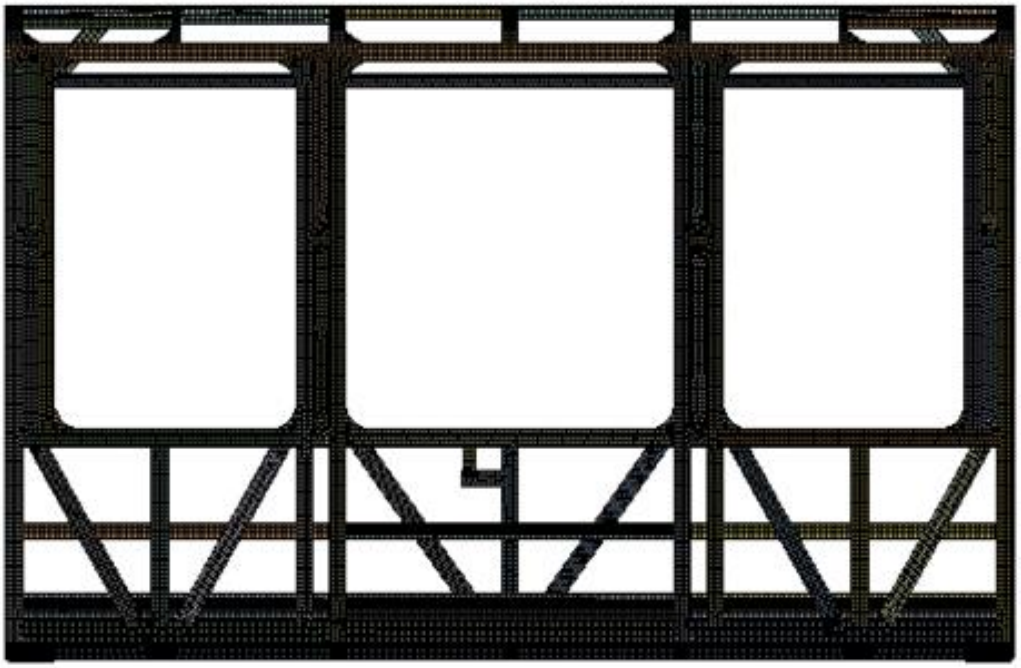
Sonlu elemanlar modeli ise ise ANSYS Workbench ticari yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

Gövdenin büyük bölümünü oluşturan ince çelik sacların kalınlıkları diğer geometrik boyutlarından en az 10 kat küçüktür. Bu nedenle sonlu elemanlar modelinde 2 boyutlu kabuk elemanlar kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar ağı 4 düğüm noktalı dörtgen kabuk elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Toplam eleman sayısı 298000 toplam düğüm noktası sayısı ise 310000'dir. (Şekil 4.2 ve Şekil 4.3).

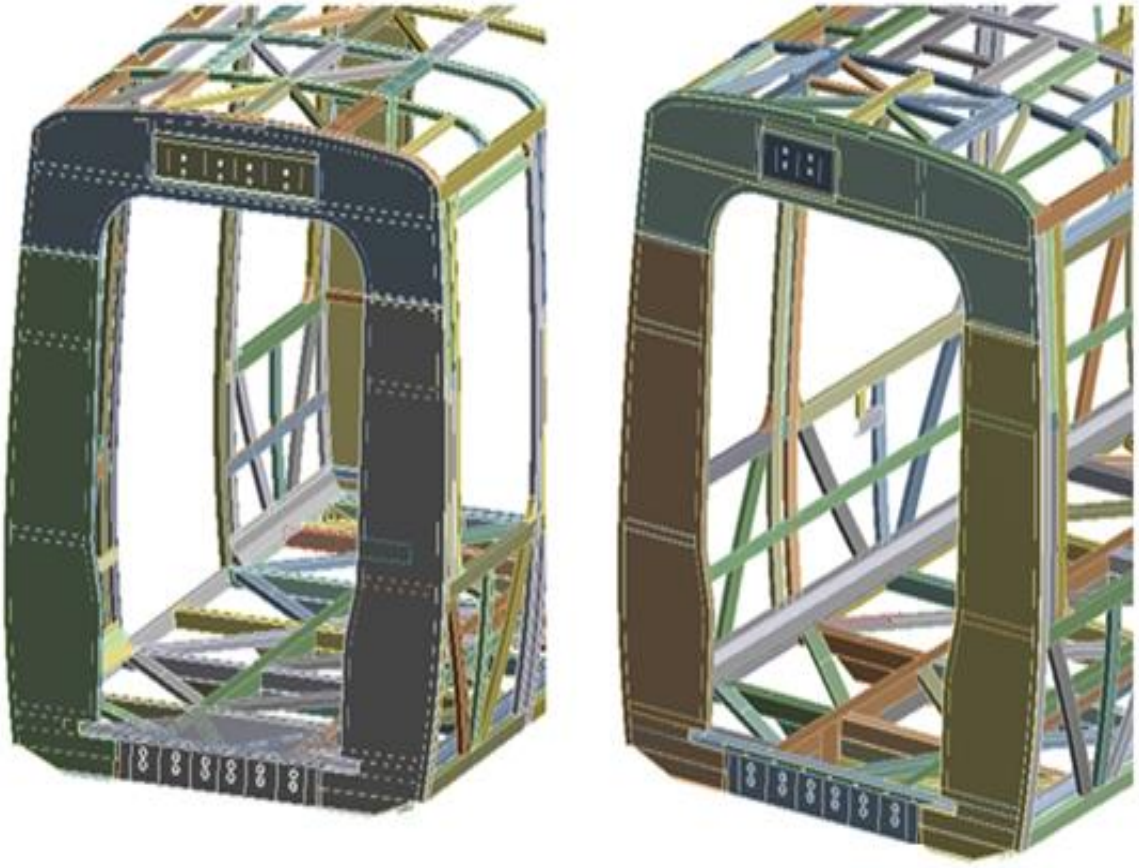


Şekil 4.2: Ağ yapısı genel



Şekil 4.3: Ağ yapısı yan görünüm

Analizi yapılacak aracın 2. modülünün aracın 1. ve 3. modülleri ile bağlantısını sağlayan ön ve arka kuper bölgeleri Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Yükleme sınır koşullarından bazıları bu bölgelerden olacaktır.



Şekil 4.4: Kuplaj bölgeleri

4.2 Malzeme

Araçta EN 10025 standardına uygun olarak S355J2+N tipi çelik malzeme kullanılmıştır. Çizelge 4.1'de kullanılan S355J2+N çelik malzemesinin mekanik özelliklerinden akma gerilmesi, kopma gerilmesi elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluğu verilmiştir.

Çizelge 4.1: Malzemenin mekanik özellikleri

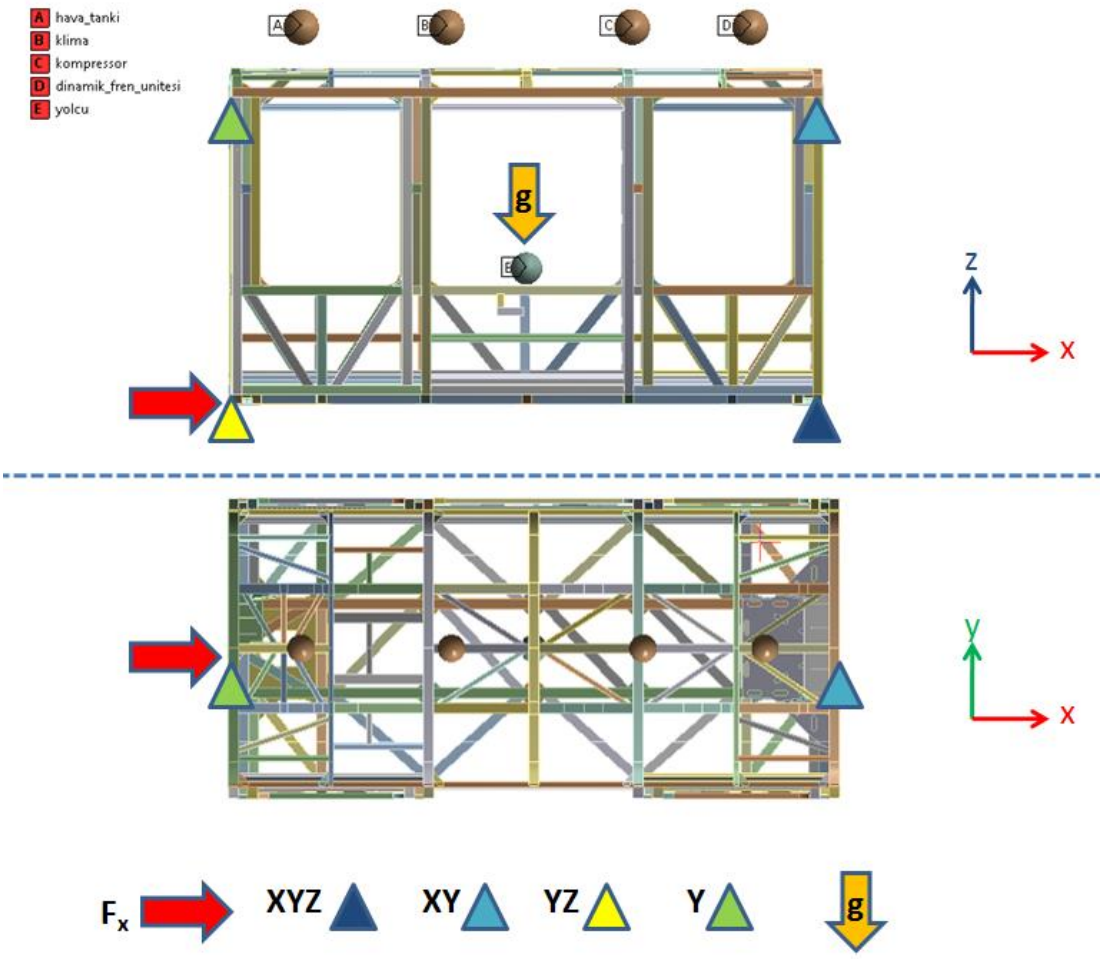
Akma Gerilmesi [MPa]	355
Kopma Gerilmesi [MPa]	510
Elastisite Modülü [GPa]	206
Poisson Oranı	0.3
Yoğunluk [kg/m^3]	7800

4.3 Yükleme Ve Sınır Koşulları

4.3.1 Boylamasına yükleme durumu için yükleme ve sınır koşulları

4.3.1.1 Basma kuvveti ve en büyük düşey yükleme

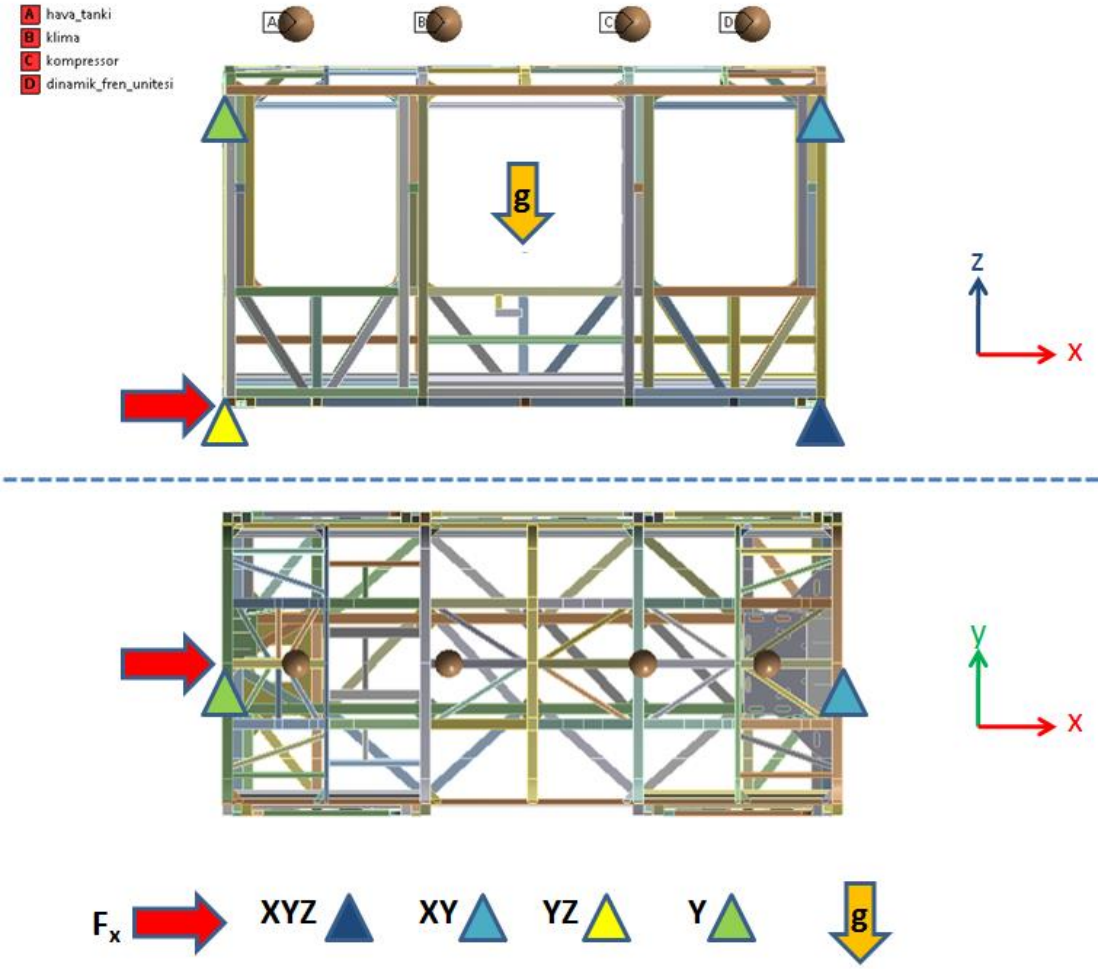
Boylamasına basma ve en büyük düşey yük durumu için gövdenin ön taraftaki alt kuplaj bölgesinde tüm serbestiliğikısıtlanmıştır. Ön taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece z-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki alt kuplaj bölgesinde sadece x-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece y-doğrultusundaki hareketi kısıtlanmış, x ve z-doğrultularındaki hareketi serbest bırakılmıştır. Kuvvet olarak arka taraftaki alt kuplaj bölgesinden +x yönünde 400 kN uygulanmıştır. Ayrıca tavan ekipmanları ve yolcukütleleri noktasal kütle olarak ilgili yerlere tutturulmuştur ve toplam kütlenin etkisini görmek için -z yönünde standart yer çekimi ivmesi uygulanmıştır. (Şekil 4.5)



Şekil 4.5: Yükleme ve sınır koşulu 1

4.3.1.2 Basma kuvveti ve en düşük düşey yükleme

Boylamasına basma ve en düşük düşey yük durumu için gövdenin ön taraftaki alt kuplaj bölgesinde tüm serbestiliği kısıtlanmıştır. Ön taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece z-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki alt kuplaj bölgesinde sadece x-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece y-doğrultusundaki hareketi kısıtlanmış, x ve z-doğrultularındaki hareketi serbest bırakılmıştır. Kuvvet olarak arka taraftaki alt kuplaj bölgesinden +x yönünde 400 kN uygulanmıştır. Ayrıca tavan ekipmanları noktasal kütle olarak ilgili yerlere tutturulmuştur ve toplam kütlenin etkisini görmek için -z yönünde standart yer çekimi ivmesi uygulanmıştır. (Şekil 4.6).

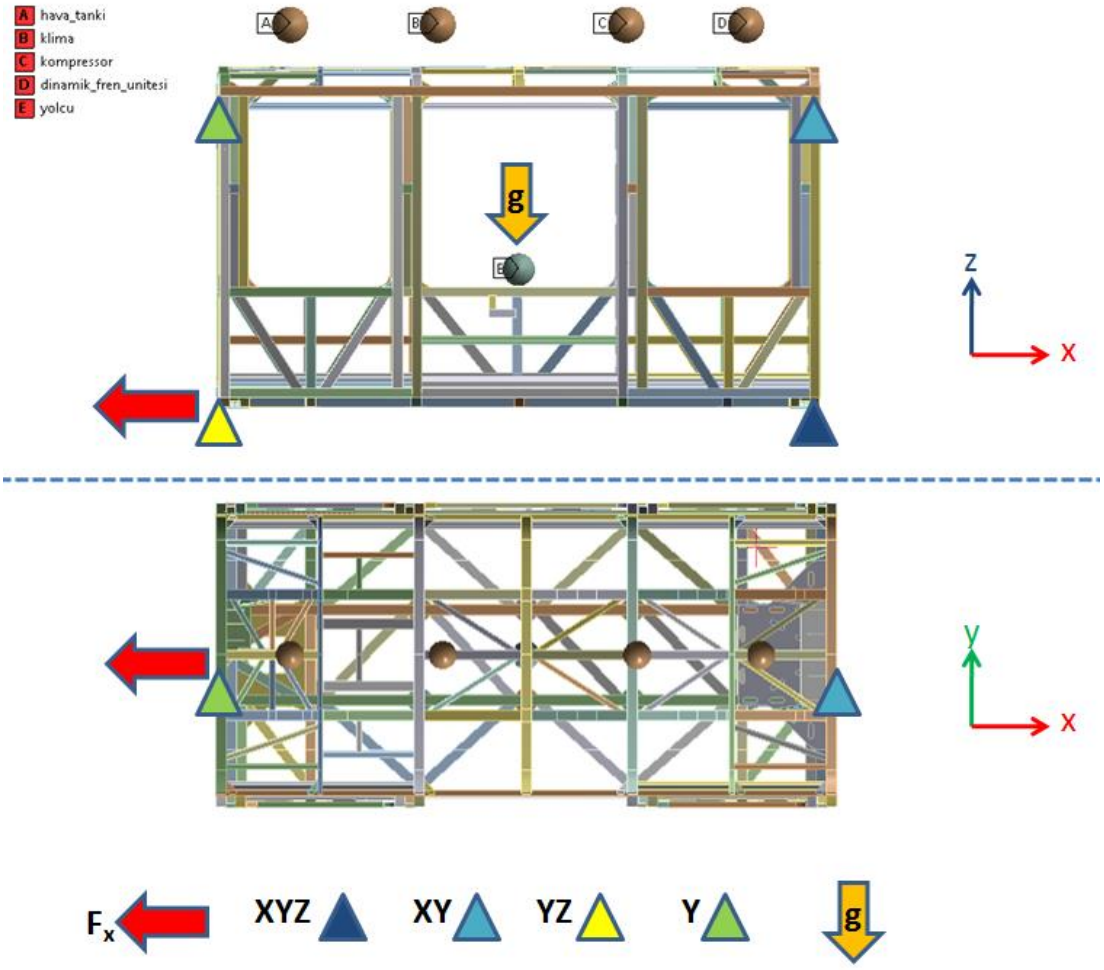


Şekil 4.6: Yükleme ve sınır koşulu 2

4.3.1.3 Çekme kuvveti ve en büyük düşey yükeme

Boylamasına çekme ve en büyük düşey yük durumu için gövdenin ön taraftaki alt kuplaj bölgesinde tüm serbestiliği kısıtlanmıştır. Ön taraftaki üst kuplaj bölgesinde

sadece z-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki alt kuplaj bölgesinde sadece x-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece y-doğrultusundaki hareketi kısıtlanmış, x ve z doğrultularındaki hareketi serbest bırakılmıştır. Kuvvet olarak arka taraftaki alt kuplaj bölgesinden -x yönünde 120 kN uygulanmıştır. Ayrıca tavan ekipmanları ve yolcukütleleri noktasal kütle olarak ilgili yerlere tutturulmuştur ve toplam kütlenin etkisini görmek için -z yönünde standart yer çekimi ivmesi uygulanmıştır. (Şekil 4.7)

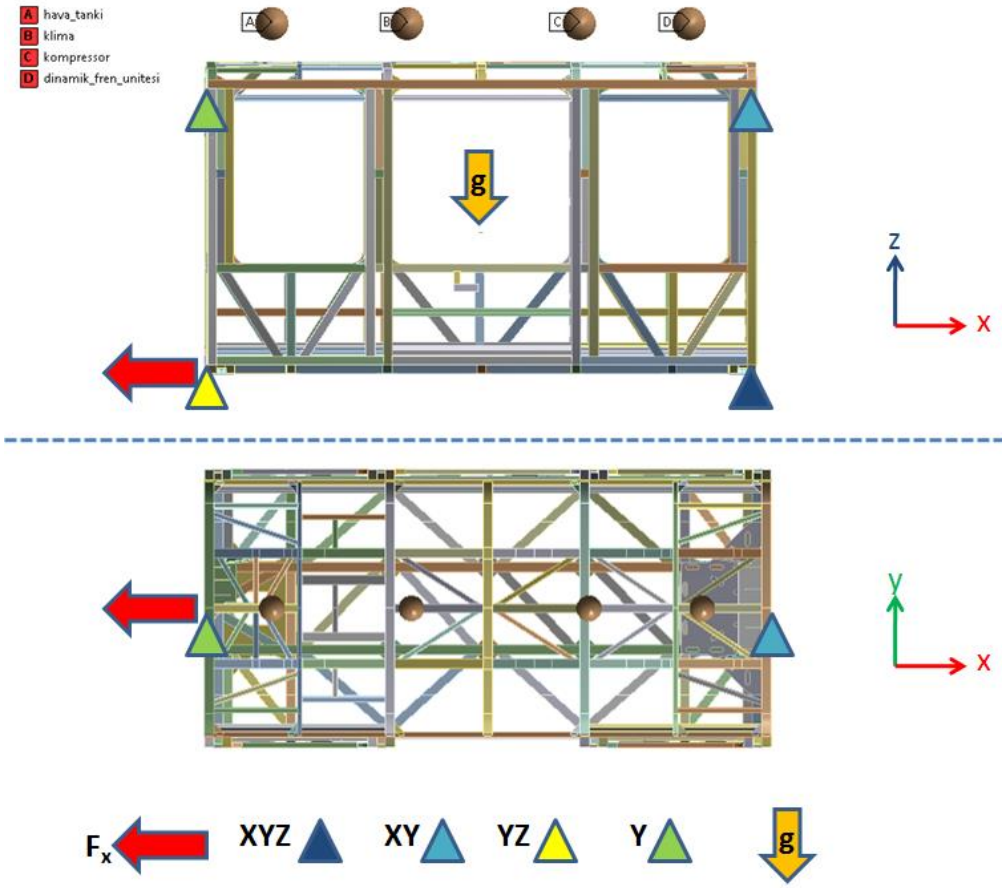


Şekil 4.7:Yükleme ve sınır koşulu 3

4.3.1.4 Çekme kuvveti ve en düşük düşey yükleme

Boylamasına çekme ve en düşük düşey yük durumu için gövdenin ön taraftaki alt kuplaj bölgesinde tüm serbestiliği kısıtlanmıştır. Ön taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece z-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki alt kuplaj bölgesinde sadece x-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece y-doğrultusundaki hareketi kısıtlanmış, x ve z-

doğrultularındaki hareketi serbest bırakılmıştır. Kuvvet olarak arka taraftaki alt kuplaj bölgesinden -x yönünde 120 kN uygulanmıştır. Ayrıca tavan ekipmanları noktasal kütle olarak ilgili yerlere tutturulmuştur ve toplam kütlenin etkisini görmek için -z yönünde standart yer çekimi ivmesi uygulanmıştır. (Şekil 4.8).

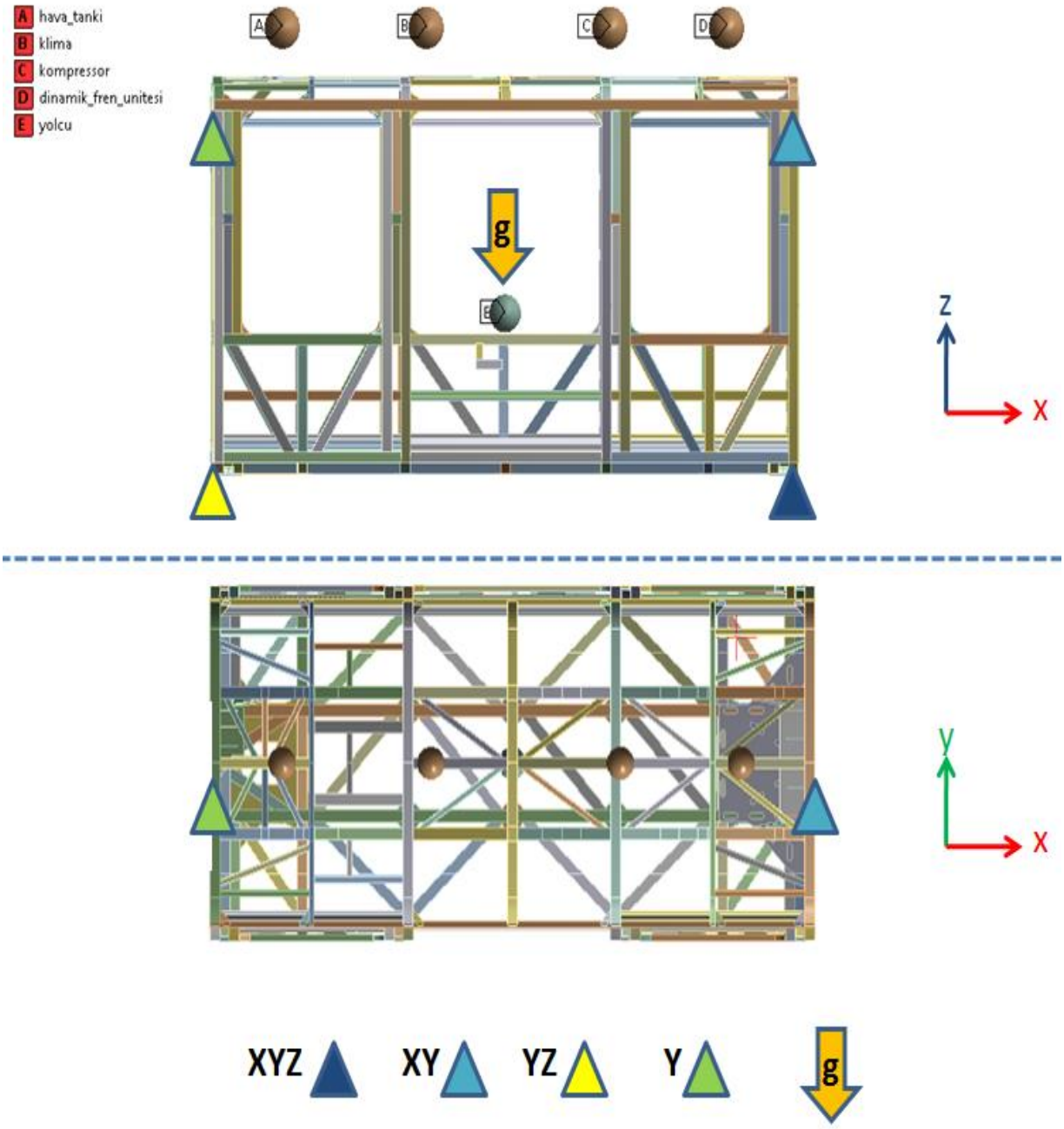


Şekil 4.8: Yükleme ve sınır koşulu 4

4.3.2 Düşey yükleme durumu için yükleme ve sınır koşulları

4.3.2.1 En büyük işletme yükü

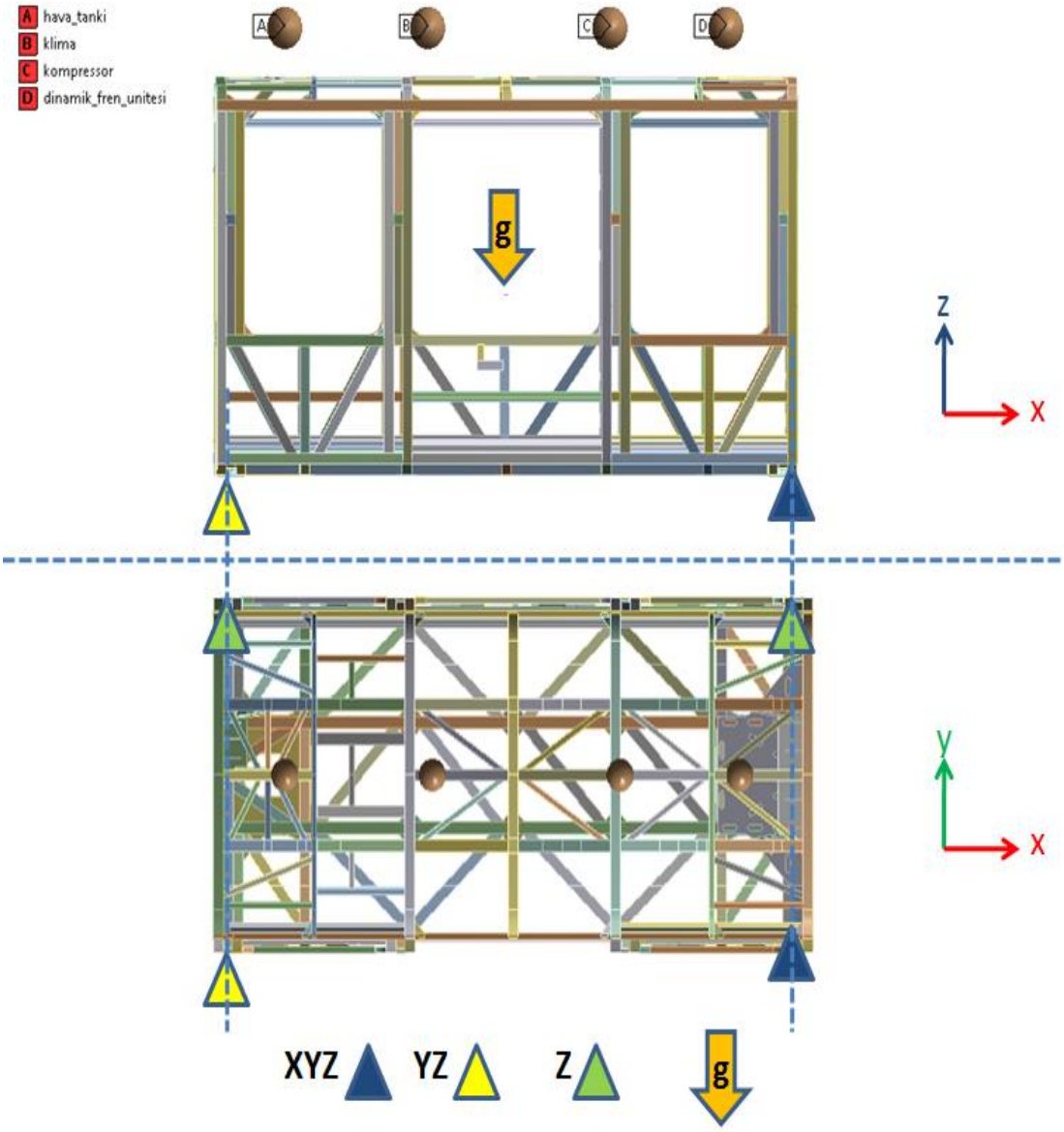
Düşey yönde en büyük işletme yükü durumu için gövdenin ön taraftaki alt kuplaj bölgesinde tüm serbestiliği kısıtlanmıştır. Ön taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece z-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki alt kuplaj bölgesinde sadece x-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece y-doğrultusundaki hareketi kısıtlanmış, x ve z- doğrultularındaki hareketi serbest bırakılmıştır. Tavan ekipmanları ve yolcu kütleleri noktasal kütle olarak ilgili yerlere tutturulmuştur. Yükleme olarak -Z yönünde 1.3 *g* değerinde ivme uygulanmıştır.(Şekil 4.9).



Şekil 4.9:Yükleme ve sınır koşulu 5

4.3.2.2 Kaldırmayükü

Düşey yönde aracı kaldırma durumu için gövdenin sağ ön taraftaki kaldırma plakasında tüm serbestiliği kısıtlanmıştır. Sağ arka taraftaki kaldırma plakasında sadece x-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Sol taraftaki kaldırma plakalarında ise sadece z-doğrultusundaki hareketi kısıtlanmıştır. Tavan ekipmanları noktasal kütle olarak ilgili yerlere tutturulmuştur. Yükleme olarak -Z yönünde 1.1 g değerinde ivme uygulanmıştır.(Şekil 4.10).

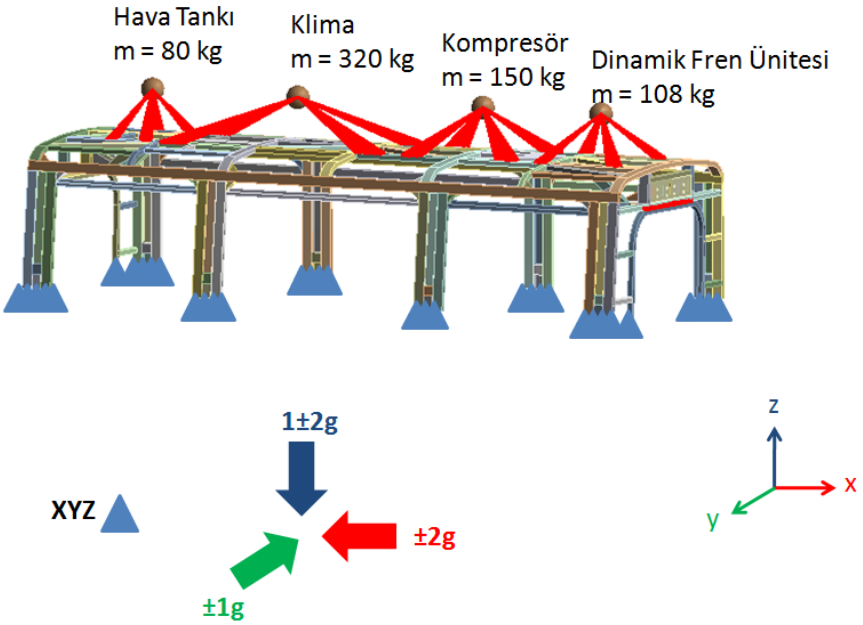


Şekil 4.10: Yükleme ve sınır koşulu 6

4.3.3 Donanımeklentileri için yükleme ve sınır koşulları

4.3.3.1 Tavan ekipmanları için yükler

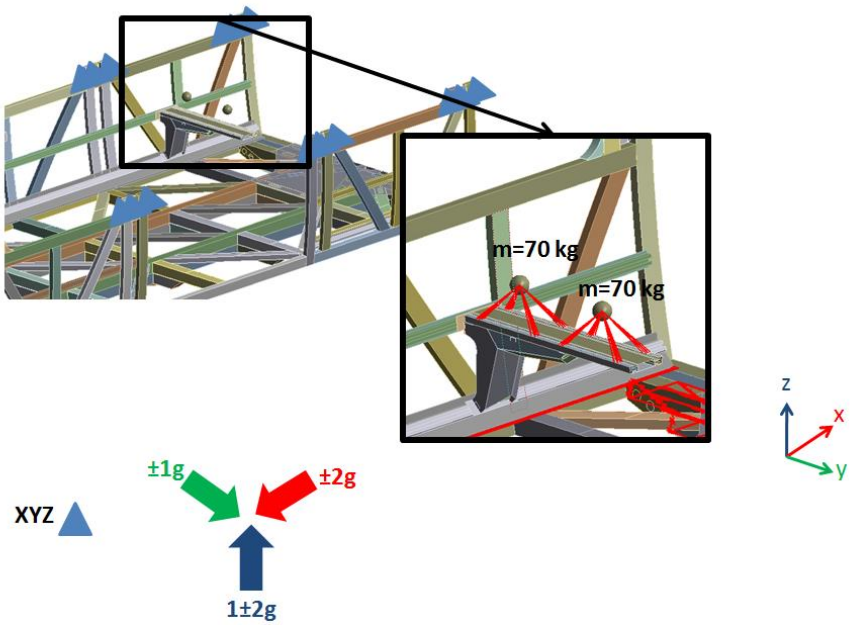
Tavan ekipmanları için yükleme durumunda gövde modelinin üst yarısı kullanılmıştır ve yandaki direklerden tüm serbeslik dereceleri sıfır olacak şekilde kısıtlanmıştır. Hava tankı, klima, kompresör ve dinamik fren ünitesi araçtaki pozisyonlarına göre braketlerin olduğu bölgelerden tavana noktasal kütle olarak tutturulmuştur. Yükleme olarak x-doğrultusunda ±2 *g*, y-doğrultusunda ±1 *g* ve z-doğrultusunda ± 2 *g* değerlerinde ivmeler ayrı ayrı uygulanmıştır. 3 durumda da standart yer çekimi ivmesi uygulanmıştır. (Şekil 4.11).



Şekil 4.11: Yükleme ve sınır koşulu 7

4.3.3.2 Koltuklar için yükler

Koltuklar için yükleme durumunda gövde modelinin alt yarısı kullanılmıştır ve yandaki direklerden tüm serbeslik dereceleri sıfır olacak şekilde kısıtlanmıştır. Yolcu kütleleri noktasal kütle olarak koltuklara eklenmiştir. Yükleme olarak x-doğrultusunda ±2 *g*, y-doğrultusunda ±1 *g* ve z-doğrultusunda ± 2 *g* değerlerinde ivmeler ayrı ayrı uygulanmıştır. 3 durumda da standart yer çekimi ivmesi uygulanmıştır. (Şekil 4.12).



Şekil 4.12: Yükleme ve sınır koşulu 8

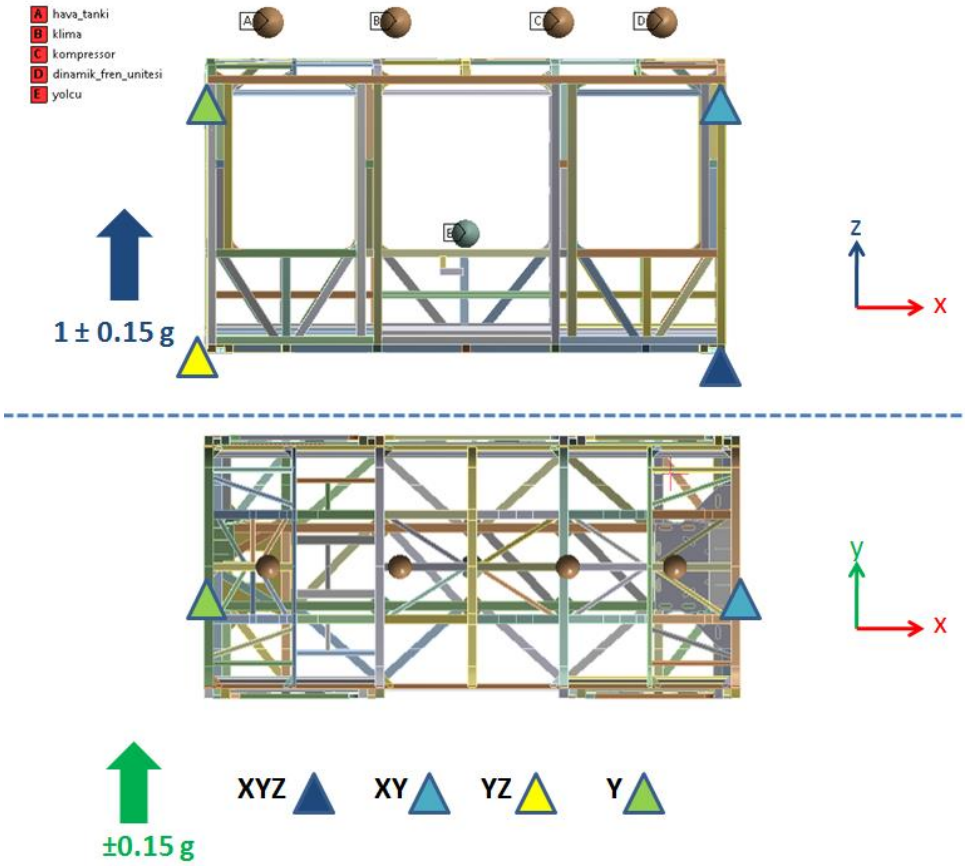
4.3.4 Yorulma hesabı için yükleme ve sınır koşulları

Yorulma hesabı için y ve z doğrultularında ±0.15 g ve 1±0.15 *g* 'lik ivmelenme değerleri taşıtın normal tasarım taşıma kapasitesindeki kütleye uygulanmıştır. Buna göre yükleme kombinasyonları Çizelge4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2: Yorulma yük durumu kombinasyonları

Yükleme	y	z
1	+0.15 *g*	1.15 *g*
2	-0.15 *g*	1.15 *g*
3	+0.15 *g*	0.85 *g*
4	-0.15 *g*	0.85*g*

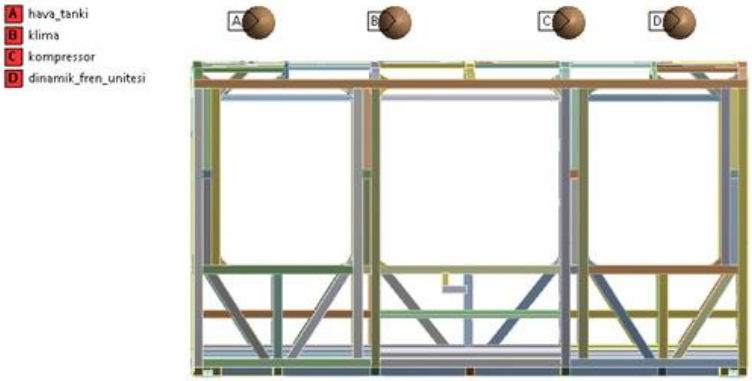
Sınır koşulu olarak gövdenin ön taraftaki alt kuplaj bölgesinde tüm serbestiliği kısıtlanmıştır. Ön taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece z-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki alt kuplaj bölgesinde sadece x-doğrultusundaki hareketi serbest bırakılmıştır. Arka taraftaki üst kuplaj bölgesinde sadece y-doğrultusundaki hareketi kısıtlanmış, x ve z- doğrultularındaki hareketi serbest bırakılmıştır. (Şekil 4.13).



Şekil 4.13: Yükleme ve sınır koşulu 9

4.3.5 Modal analiz için yükleme ve sınır koşulları

Modal analizde gövdenin doğal frekanslarını tespit etmek için serbest halde titreşim uygulanmıştır. (Şekil 4.14).

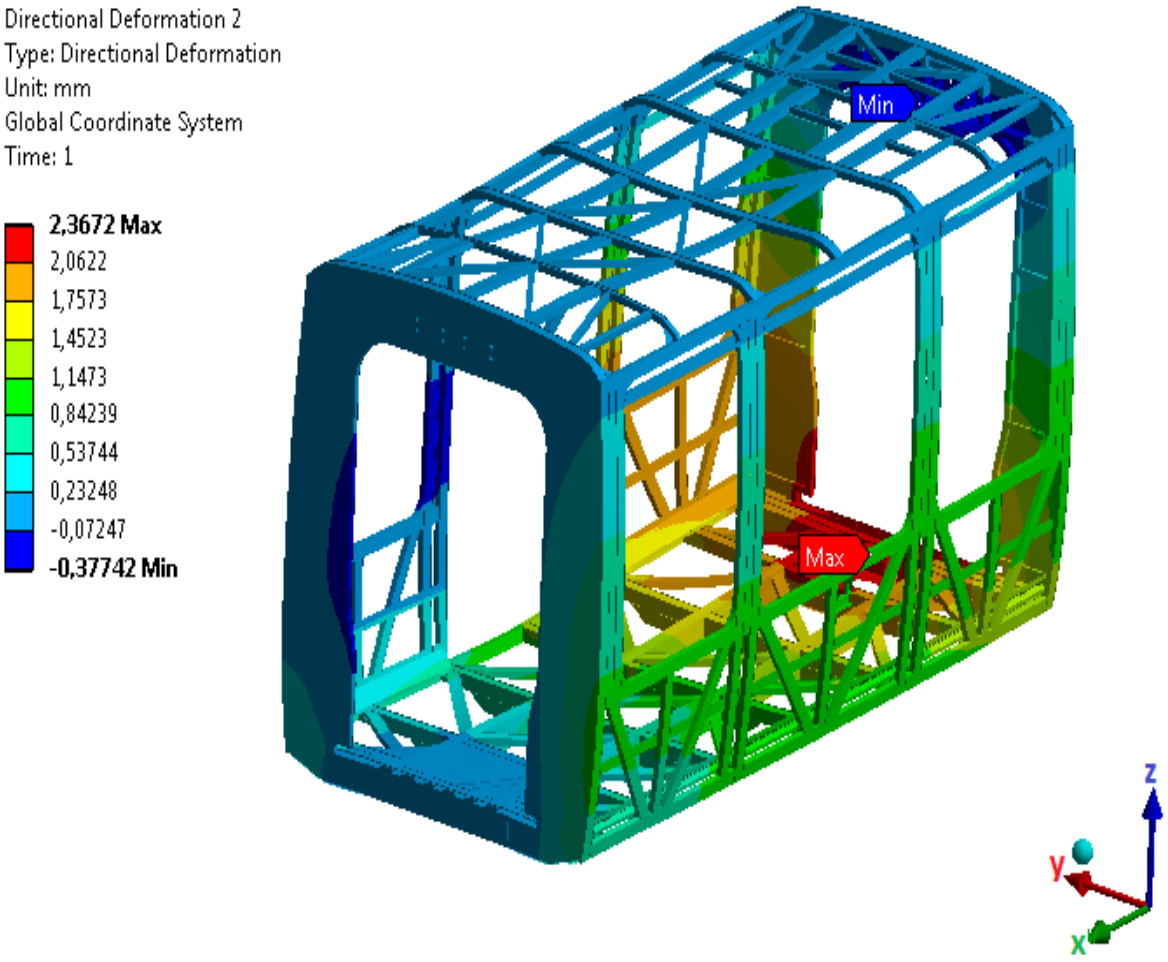


Şekil 4.14: Yükleme ve sınır koşulu 10

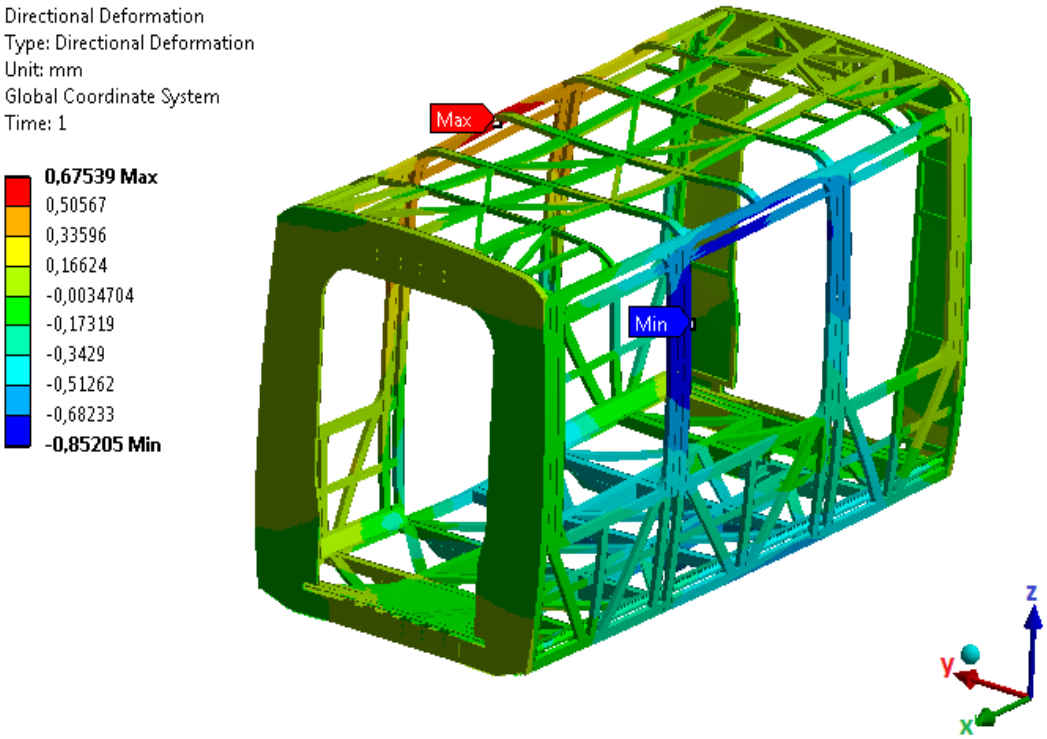
5. SONUÇLAR

5.1 Basma Kuvveti Ve En Büyük Düşey Yük

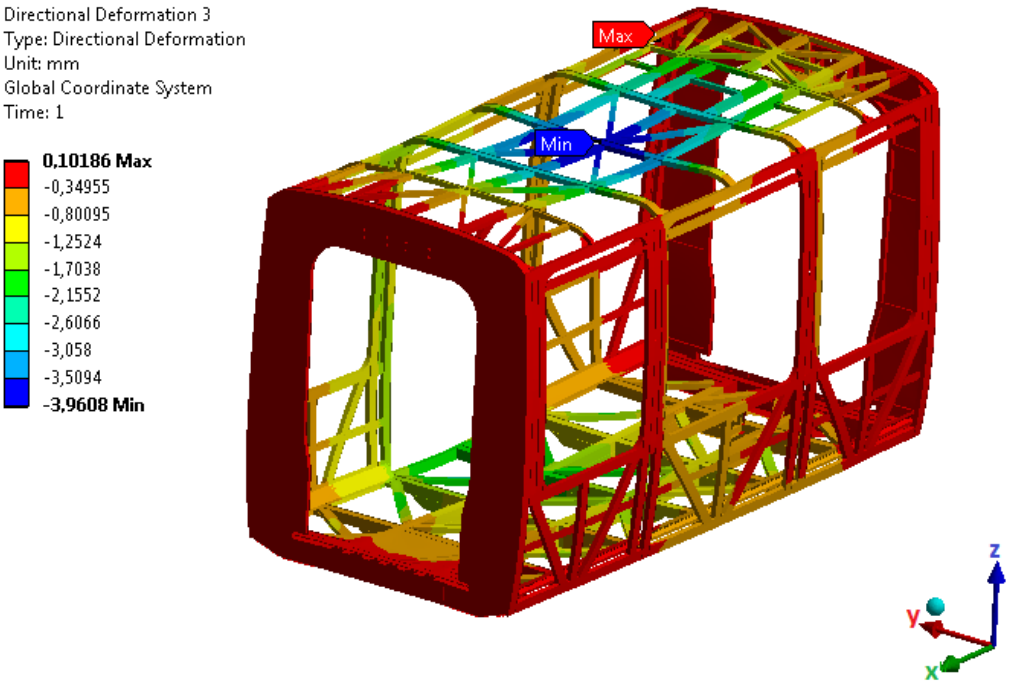
Gövdenin kuplaj bölgesinden basma ve en büyük düşey yükleme durumu için x, y ve z yönlerindeki yer değiştirmeleri ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.1, Şekil 5.2, Şekil5.3 ve Şekil 5.4'te gösterilmiştir. En büyük yer değiştirme ve Von Misses eşdeğer gerilme değerleri sırasıyla Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2'de gösterilmiştir.



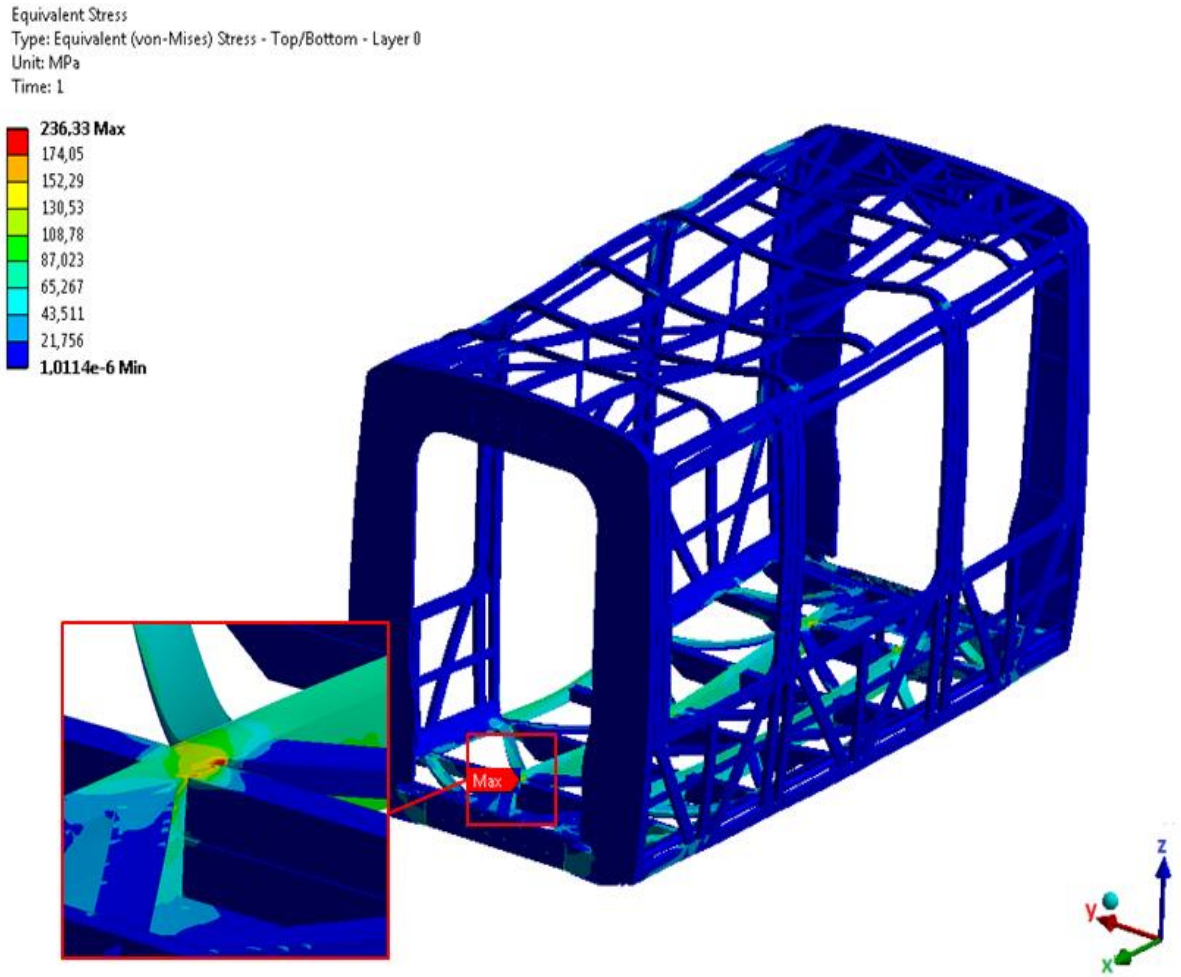
Şekil 5.1: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.2: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.3: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.4: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için Von Mises eşdeğer gerilmesi

Çizelge 5.1: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler

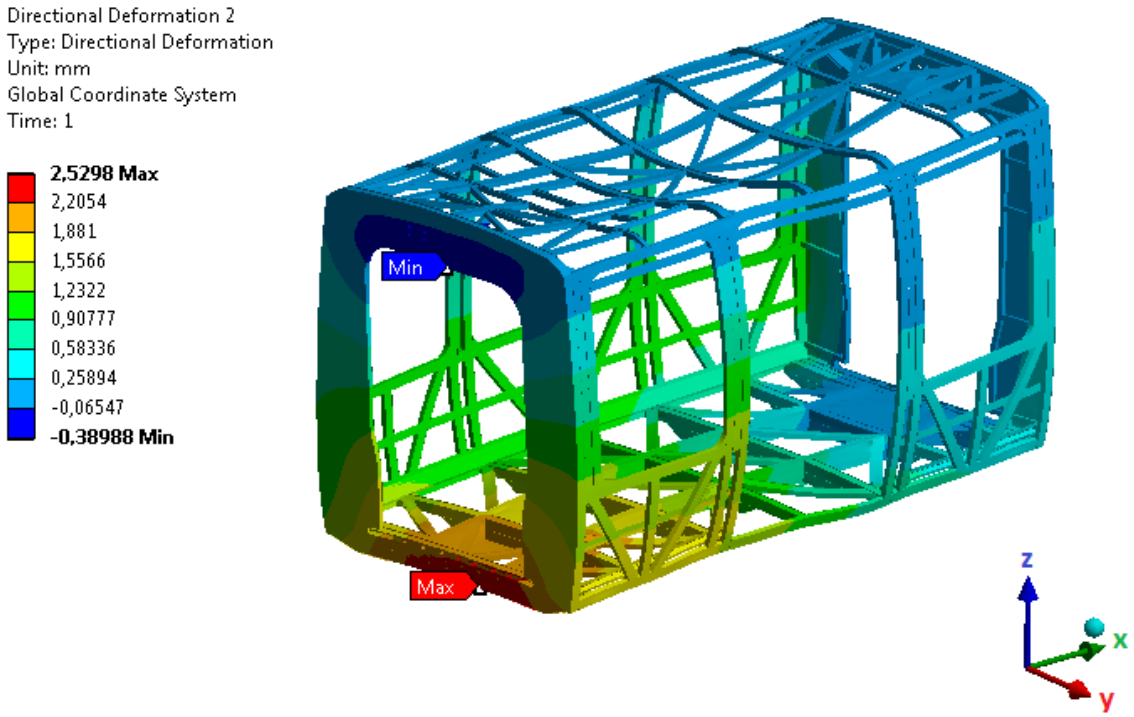
YÖN	KONUM	YER DEĞİŞTİRME [mm]
X	Taban	2,36
Y	Kapı Kirişi	-0,85
Z	Tavan	-3,96

Çizelge 5.2: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme

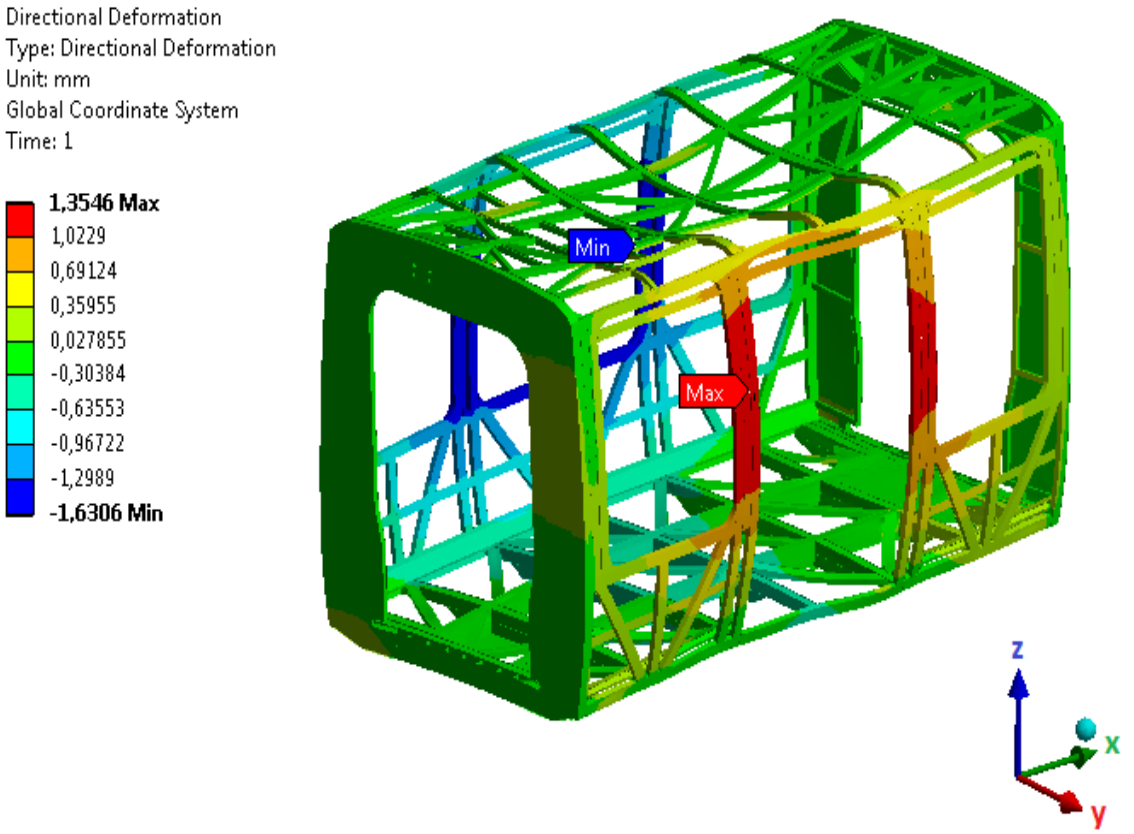
KONUM	HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
Taban	236	355	1,50

5.2 Basma Kuvveti Ve En Düşük Düşey Yük

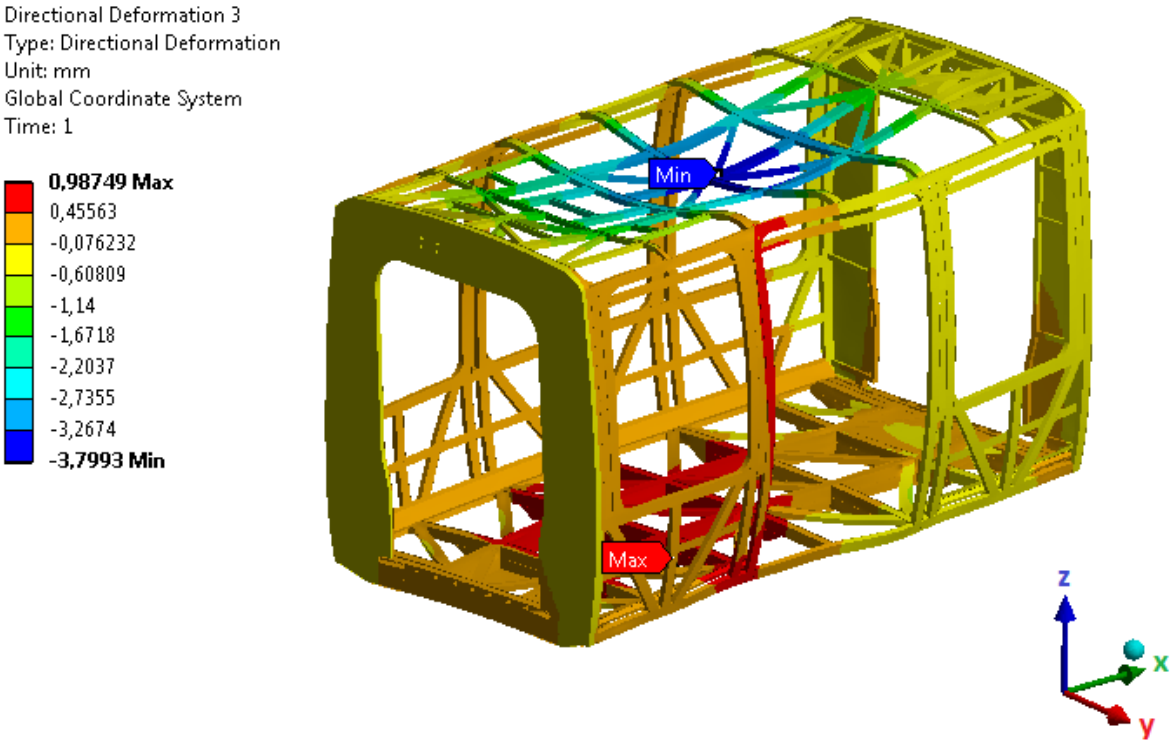
Gövdenin kuplaj bölgesinden basma ve en düşük düşey yükleme durumu için x, y ve z yönlerindeki yer değiştirmeleri ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.5, Şekil 5.6, Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de gösterilmiştir. En büyük yer değiştirme ve Von Misses eşdeğer gerilme değerleri sırasıyla Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4'te gösterilmiştir.



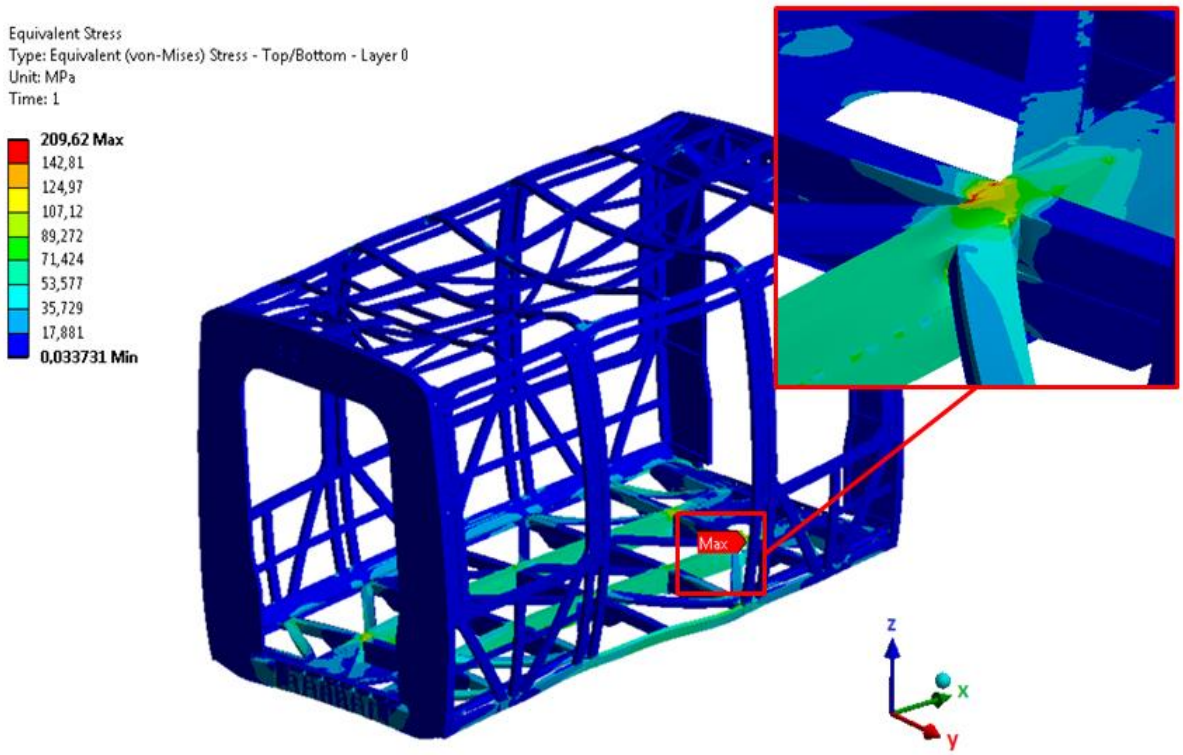
Şekil 5.5: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.6: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.7: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.8: Basma kuvveti ve en büyük düşey yük için Von Mises eşdeğer gerilmesi

Çizelge 5.3: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler

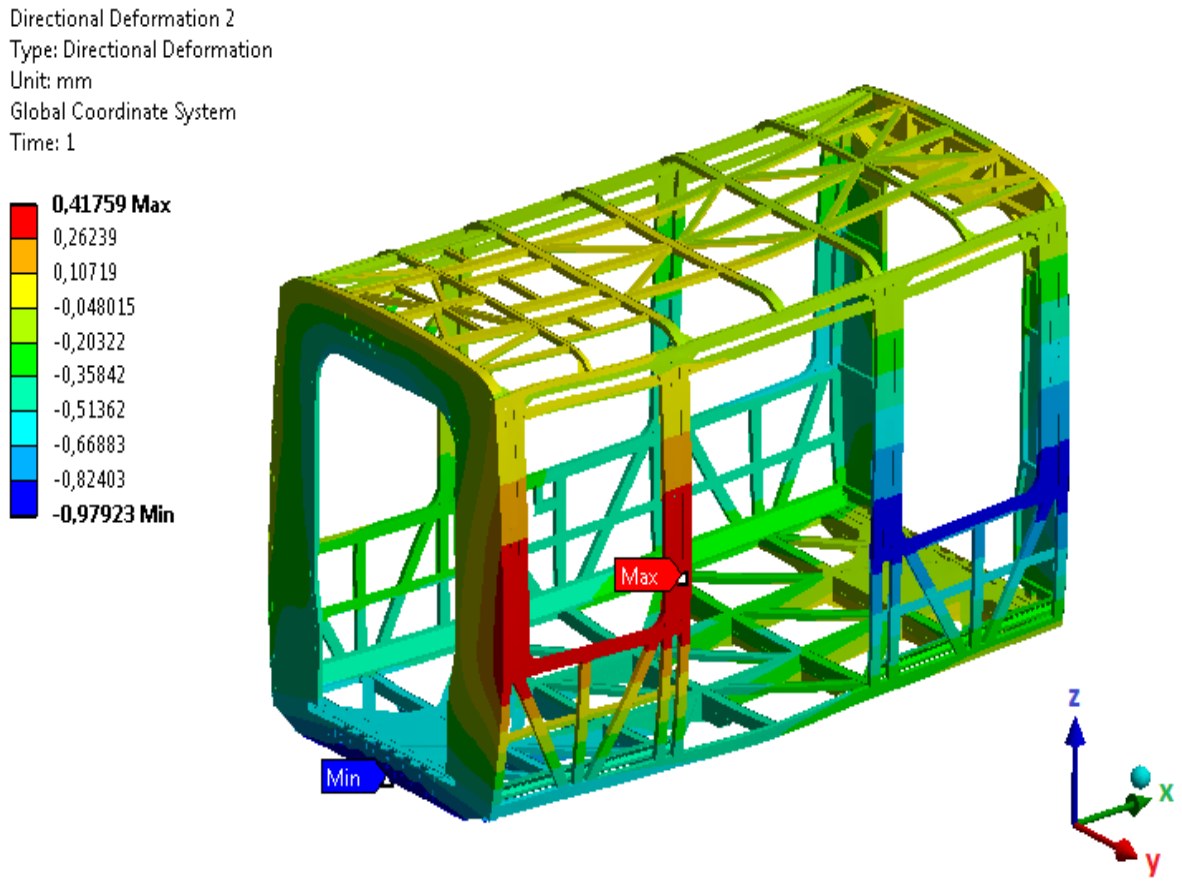
YÖN	KONUM	YER DEĞİŞTİRME [mm]
x	Arka kuplaj	2,53
y	Yan duvar	-1,63
z	Tavan	-3,80

Çizelge 5.4: Basma kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme

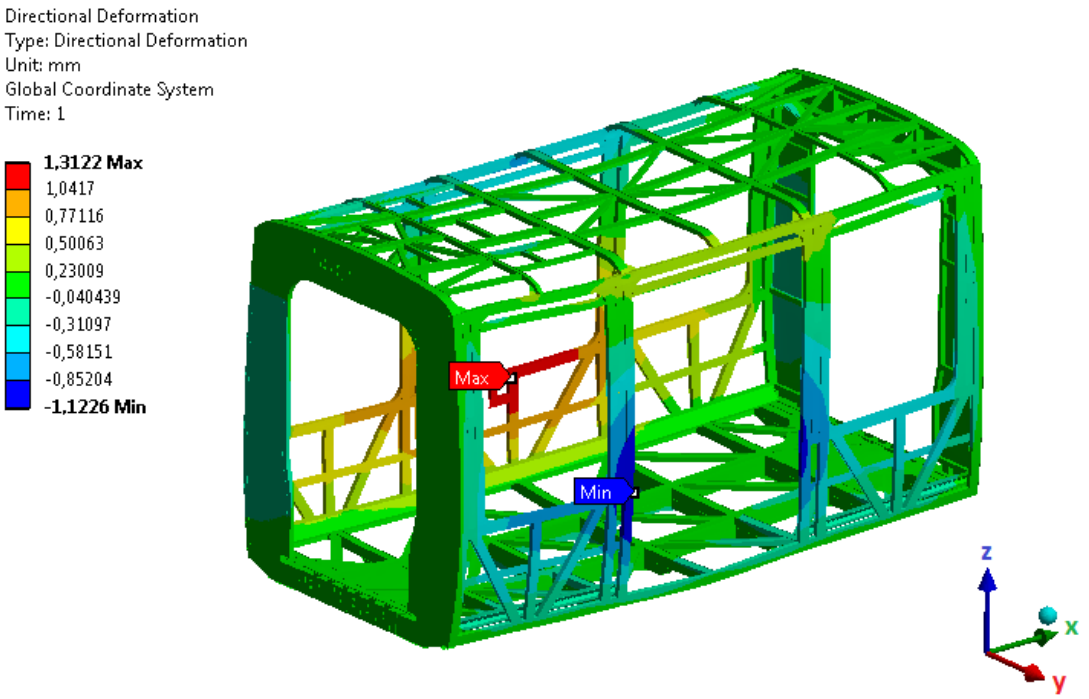
KONUM	HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
Taban	209	355	1,70

5.3 Çekme Kuvveti Ve En Büyük Düşey Yük

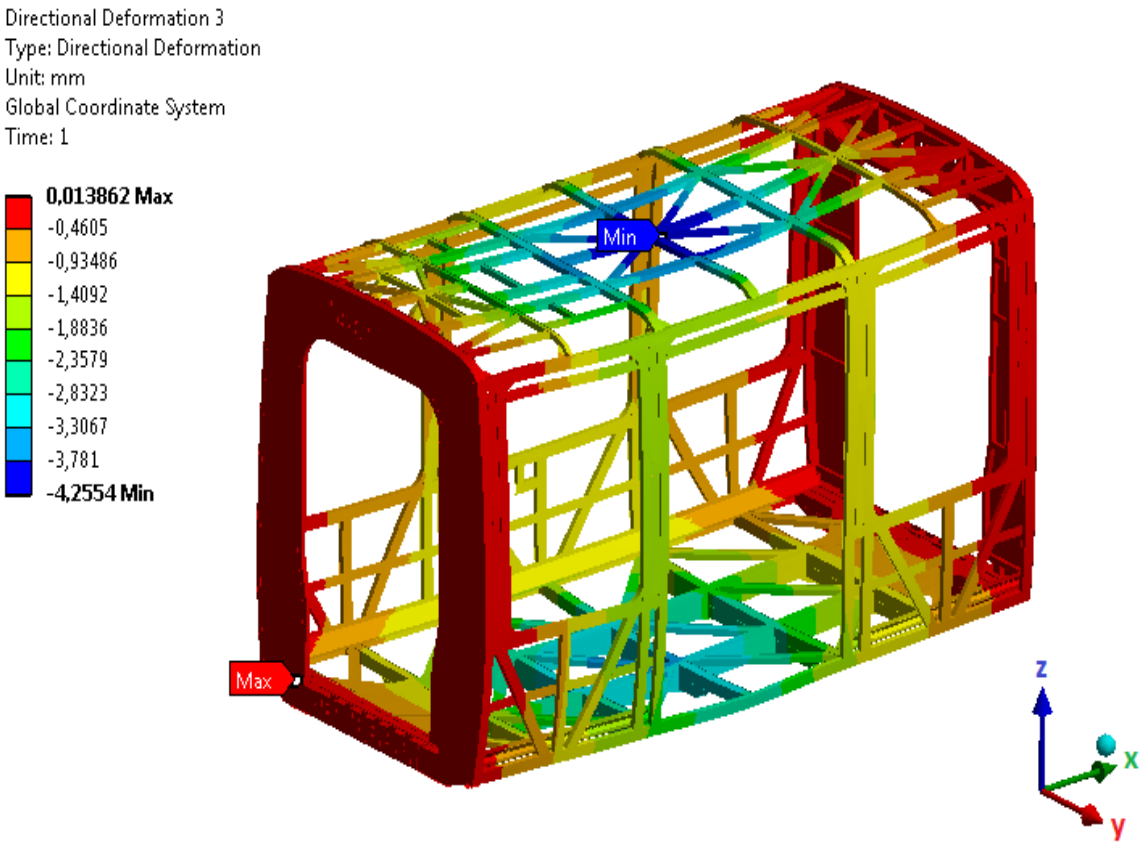
Gövdenin kuplaj bölgesinden çekme ve en büyük düşey yükleme durumu için x, y ve z yönlerindeki yer değiştirmeleri ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.9, Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de gösterilmiştir. En büyük yer değiştirme ve Von Misses eşdeğer gerilme değerleri sırasıyla Çizelge 5.5 ve Çizelge 5.6'da gösterilmiştir.



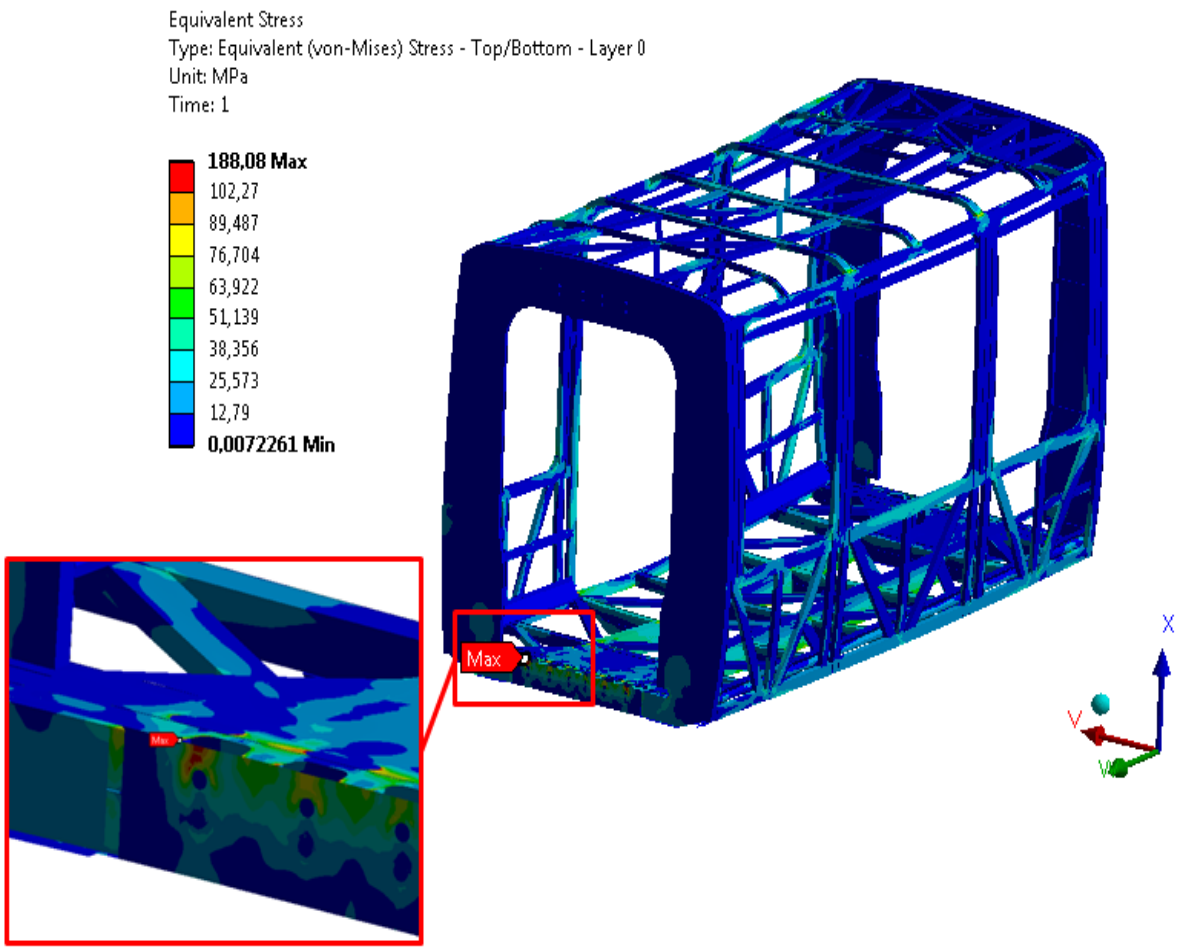
Şekil 5.9: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.10: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.11: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.12: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için VonMises eşdeğer gerilmesi

Çizelge 5.5: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler

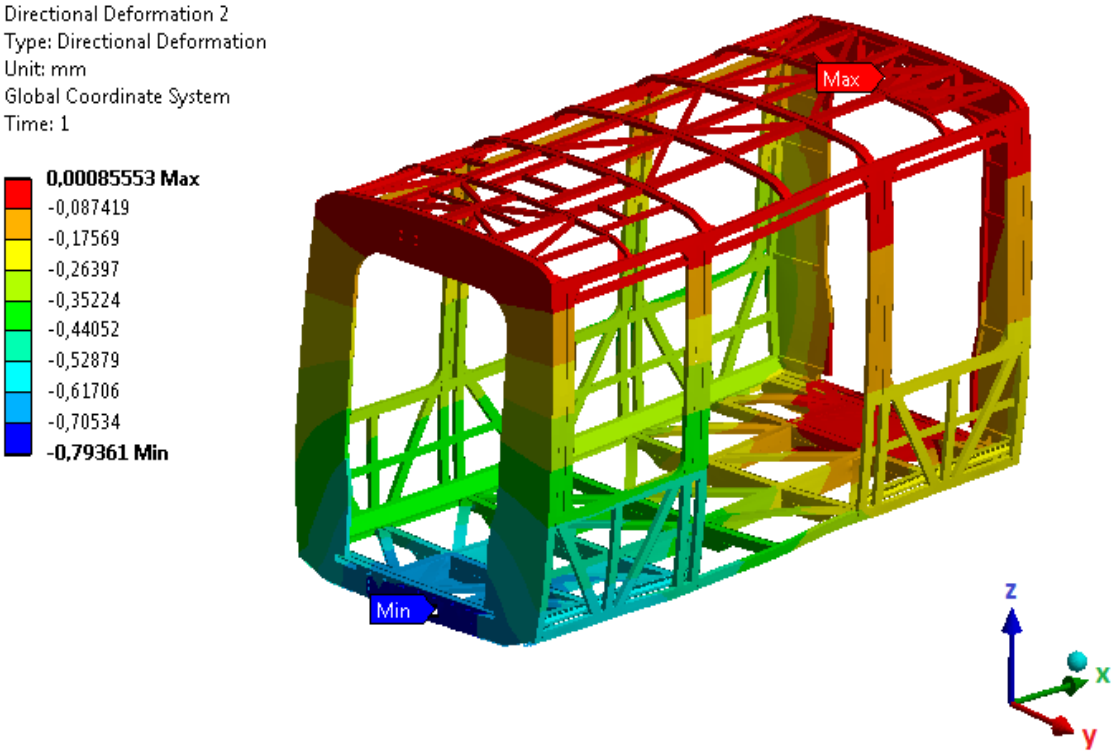
YÖN	KONUM	YER DEĞİŞTİRME [mm]
x	Arka kuplaj	-0,98
y	Yan duvar	1,31
z	Tavan	-4,26

Çizelge 5.6: Çekme kuvveti ve en büyük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme

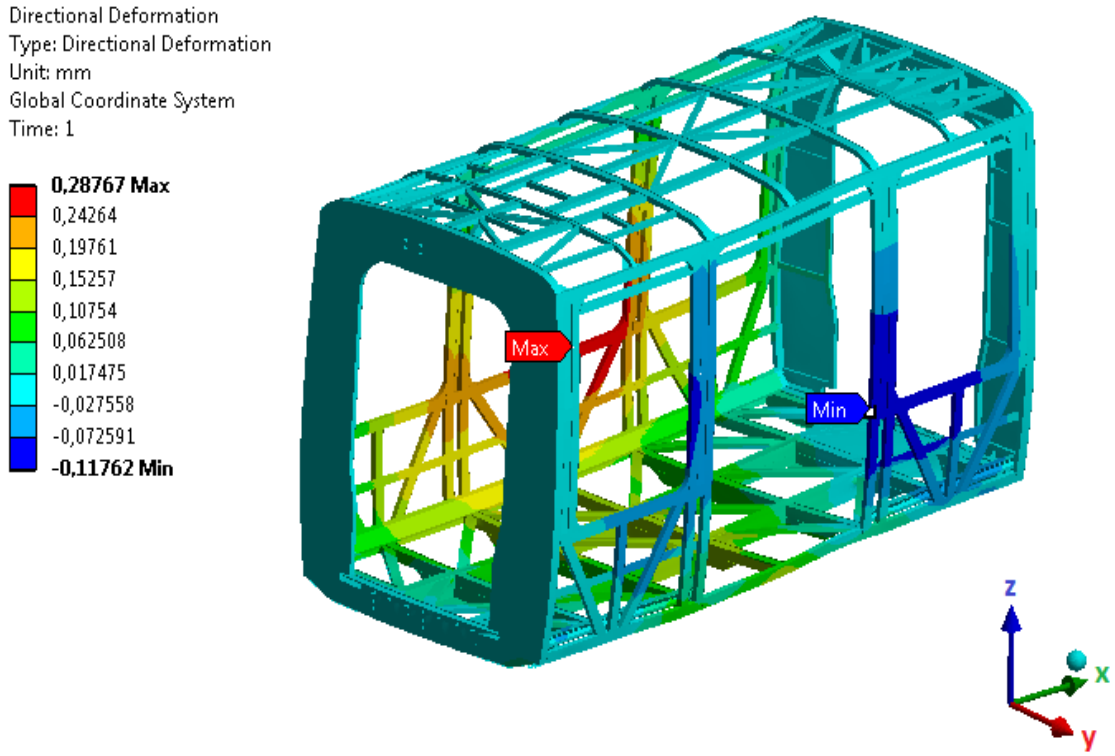
KONUM	HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
Ön kuplaj	180	355	1,97

5.4 Çekme Kuvveti Ve En Düşük Düşey Yük

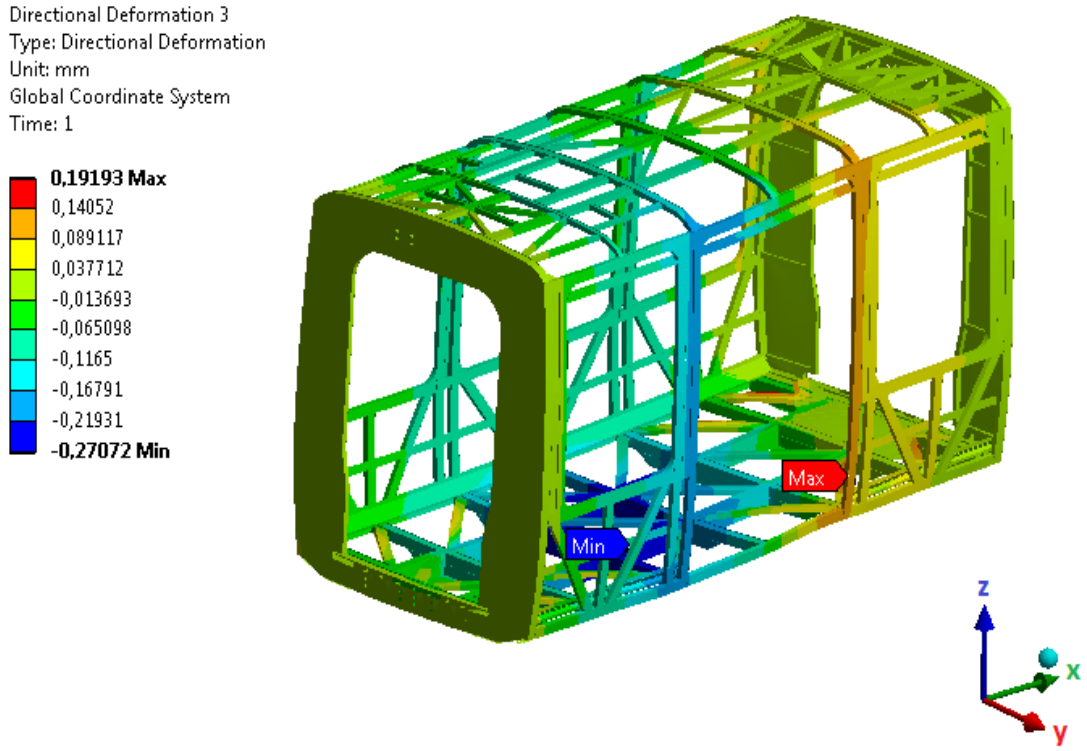
Gövdenin kuplaj bölgesinden çekme ve en düşük düşey yükleme durumu için x, y ve z yönlerindeki yer değiştirmeleri ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.13, Şekil 5.14, Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'da gösterilmiştir. En büyük yer değiştirme ve Von Misses eşdeğer gerilme değerleri sırasıyla Çizelge 5.7 ve Çizelge 5.8'de gösterilmiştir.



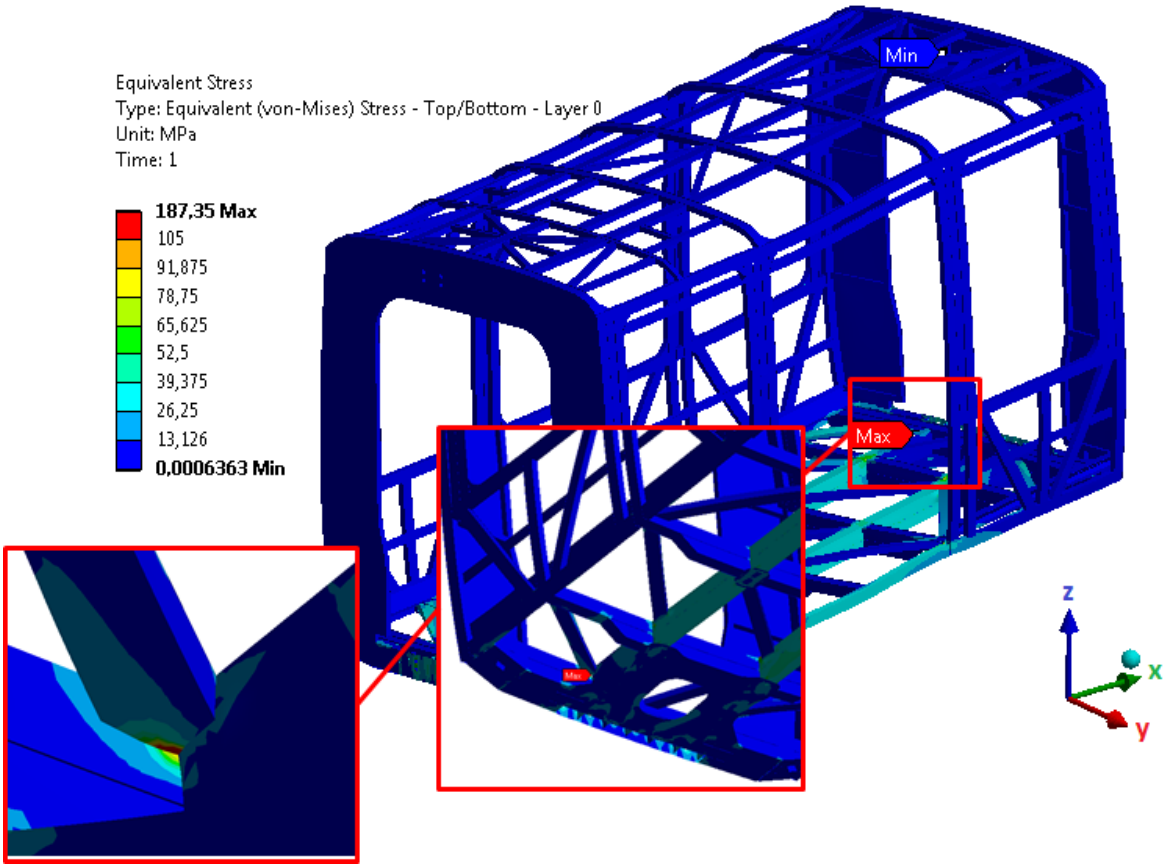
Şekil 5.13: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için x-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.14: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için y-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.15: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için z-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.16: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için Von Mises eşdeğer gerilmesi

Çizelge 5.7: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük yer değiştirmeler

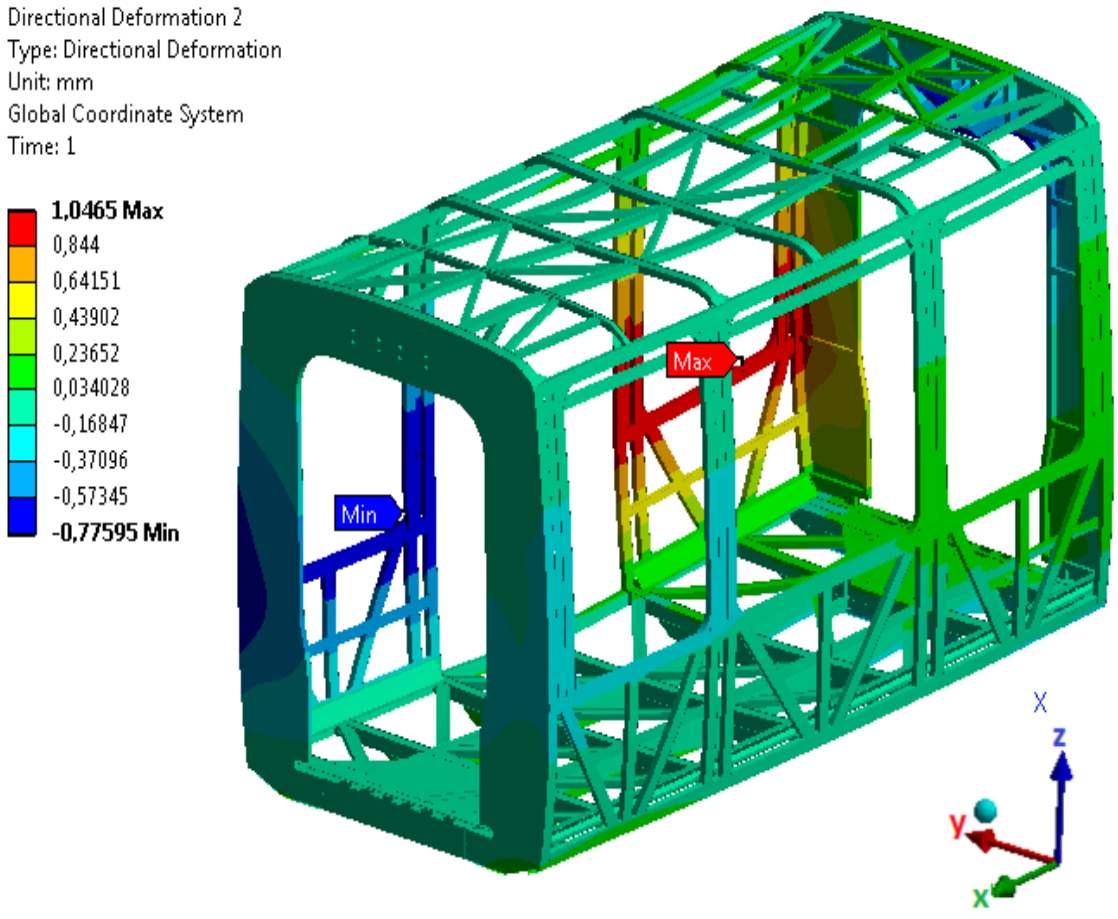
YÖN	KONUM	YER DEĞİŞTİRME [mm]
x	Arka kuplaj	-0,79
y	Yan duvar	0,29
z	Taban	-0,27

Çizelge 5.8: Çekme kuvveti ve en düşük düşey yük için en büyük eşdeğer gerilme

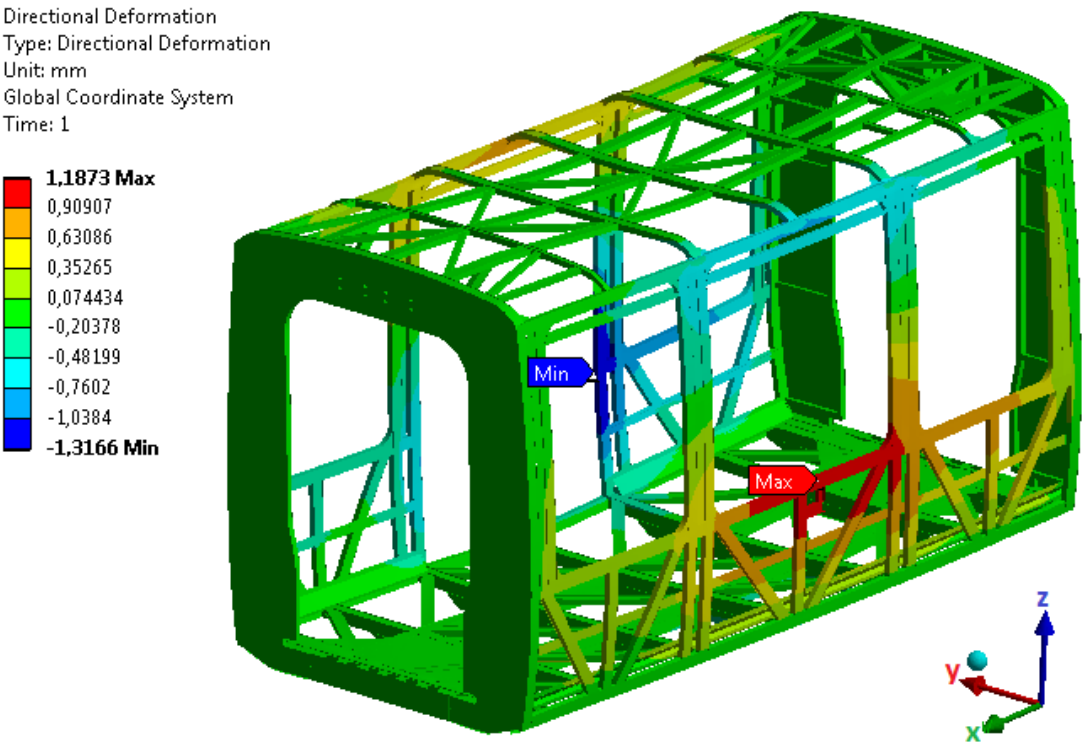
KONUM	HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
Taban	187	355	1,89

5.5 En Büyük İşletme Yükü

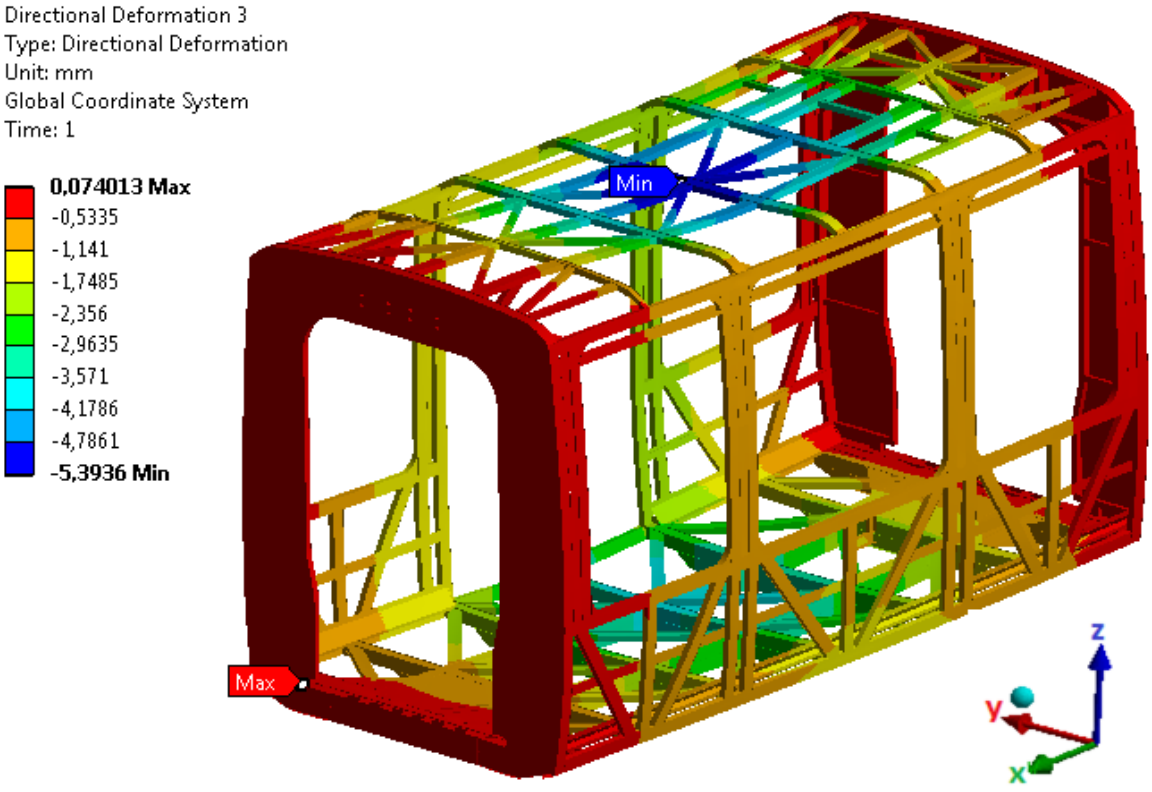
Gövdenin en büyük işletme yükü için x, y ve z yönlerindeki yer değiştirmeleri ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.17, Şekil 5.18, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'de gösterilmiştir. En büyük yer değiştirme ve Von Misses eşdeğer gerilme değerleri sırasıyla Çizelge 5.9 ve Çizelge 5.10'da gösterilmiştir.



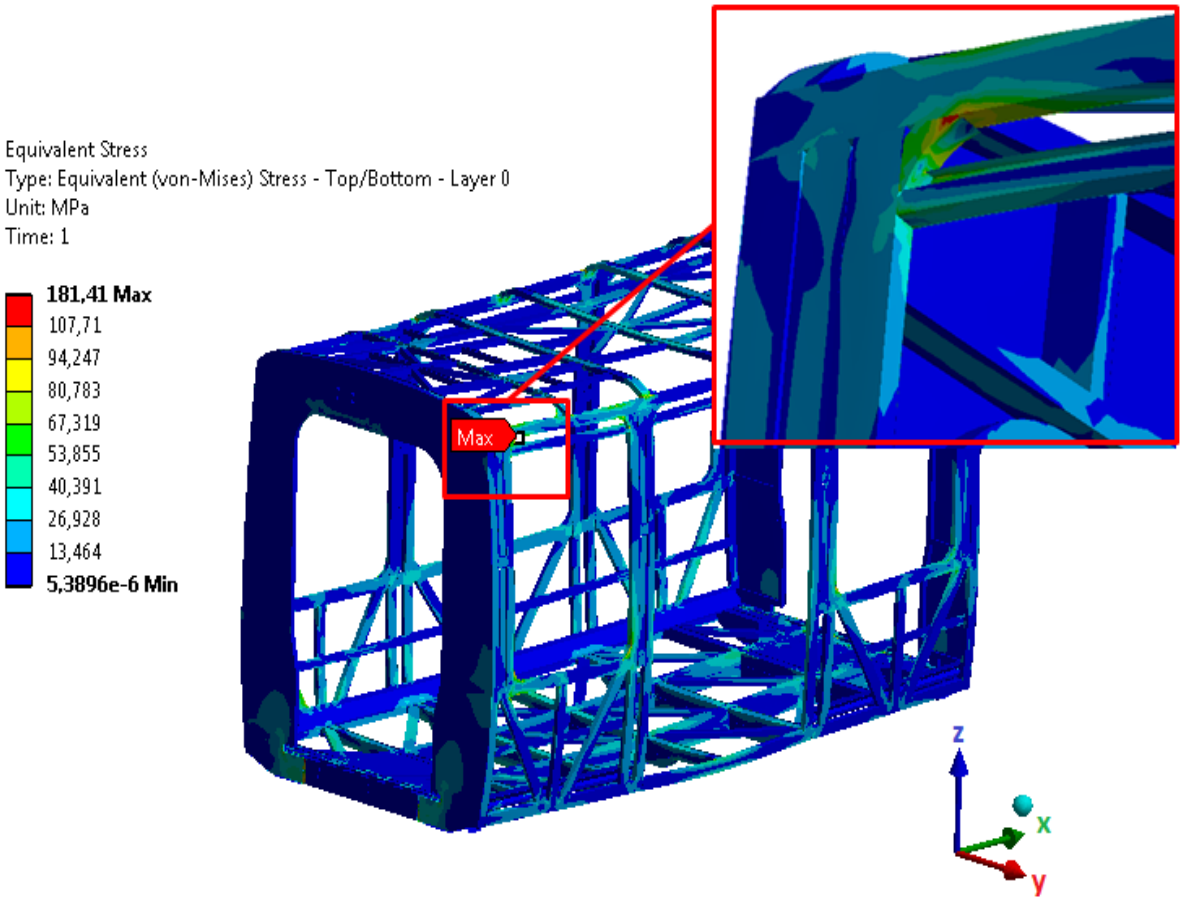
Şekil 5.17: En büyük işletme yükü için x-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.18: En büyük işletme yükü için y-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.19: En büyük işletme yükü için z-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.20: En büyük işletme yükü için Von Mises eşdeğer gerilmesi

Çizelge 5.9: En büyük işletme yükü için en büyük yer değiştirmeler

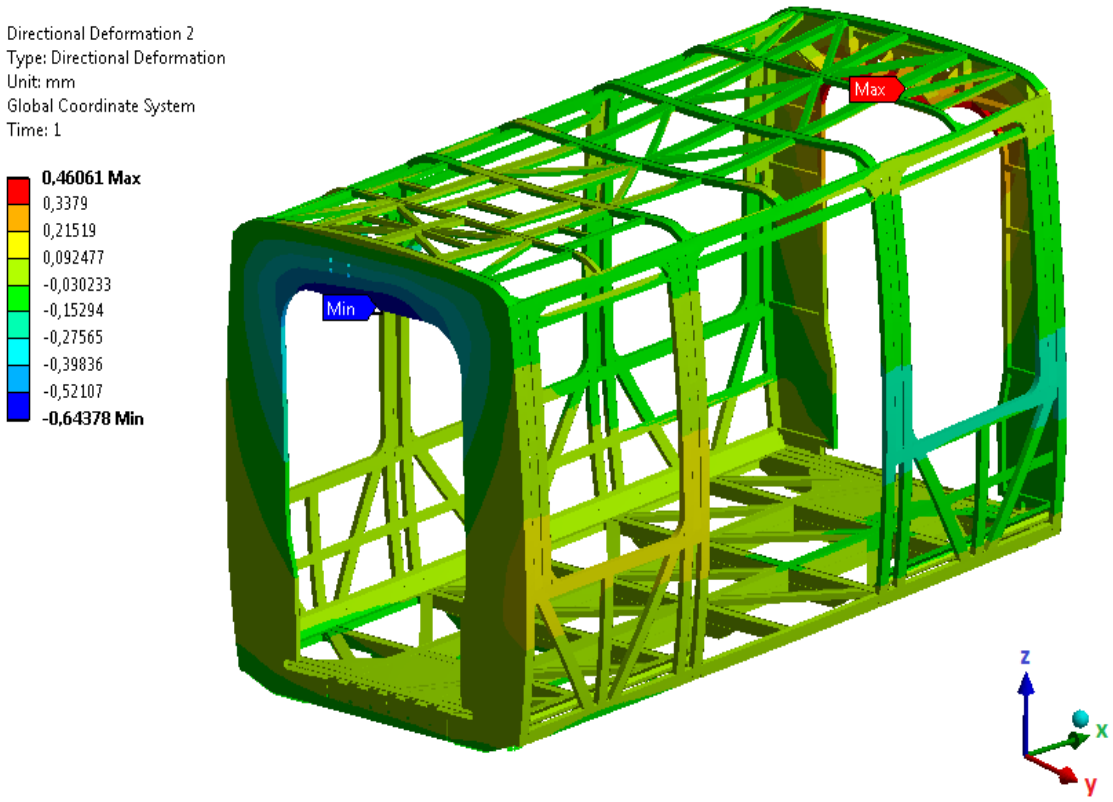
YÖN	KONUM	YER DEĞİŞTİRME [mm]
x	Yan duvar	1,05
y	Yan duvar	-1,32
z	Tavan	-5,39

Çizelge 5.10: En büyük işletme yükü için en büyük eşdeğer gerilme

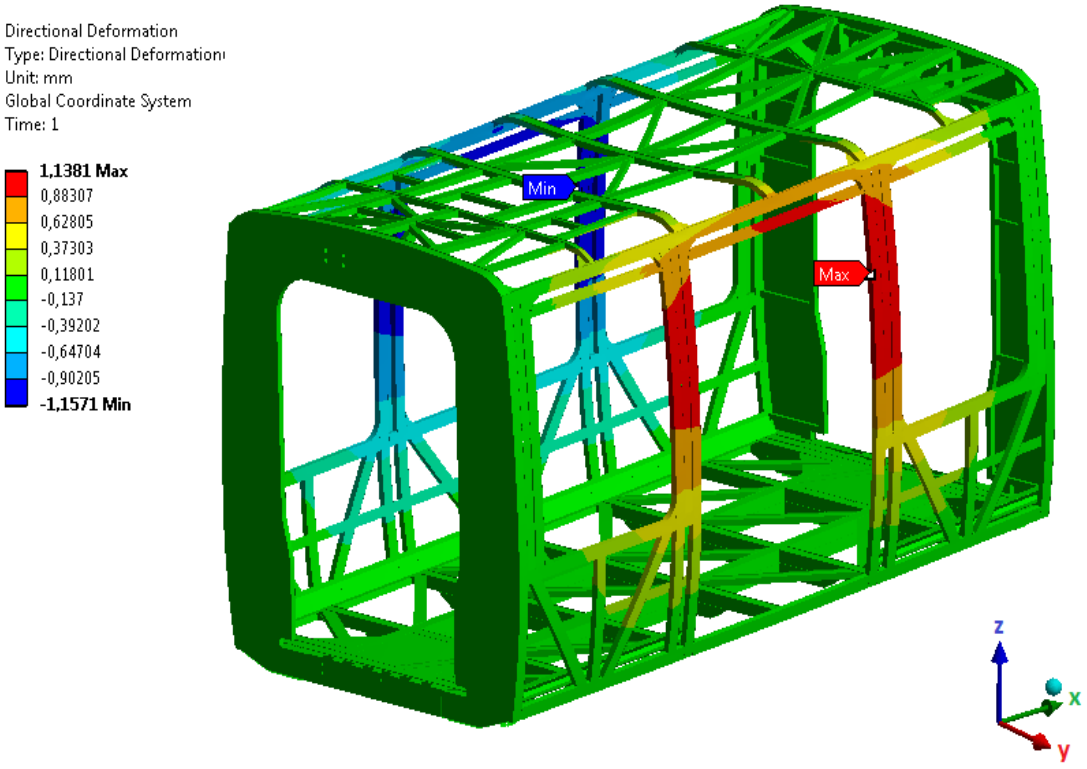
KONUM	HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
Pencere Kirişi	181	355	1,96

5.6 Kaldırma Yükü

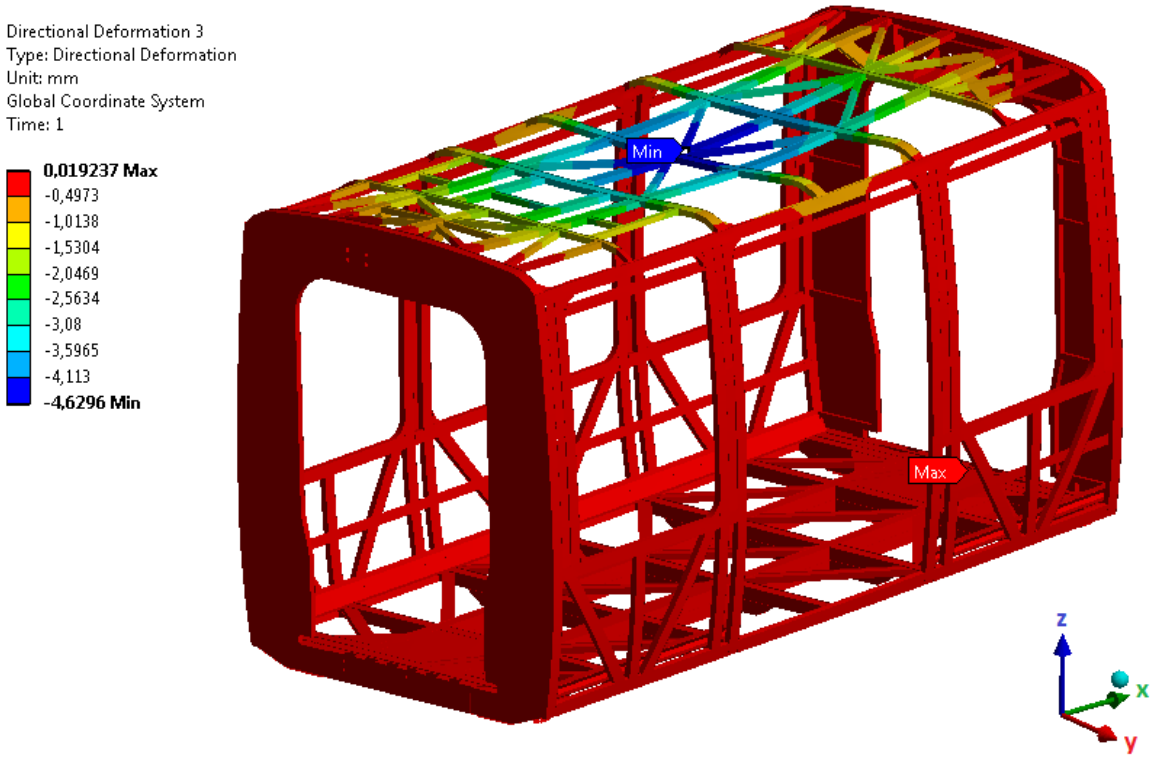
Gövdenin kaldırma yükü için x, y ve z yönlerindeki yer değiştirmeleri ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.21, Şekil 5.22, Şekil 5.23 ve Şekil 5.24'te gösterilmiştir. En büyük yer değiştirme ve Von Misses eşdeğer gerilme değerleri sırasıyla Çizelge 5.11 ve Çizelge 12'de gösterilmiştir.



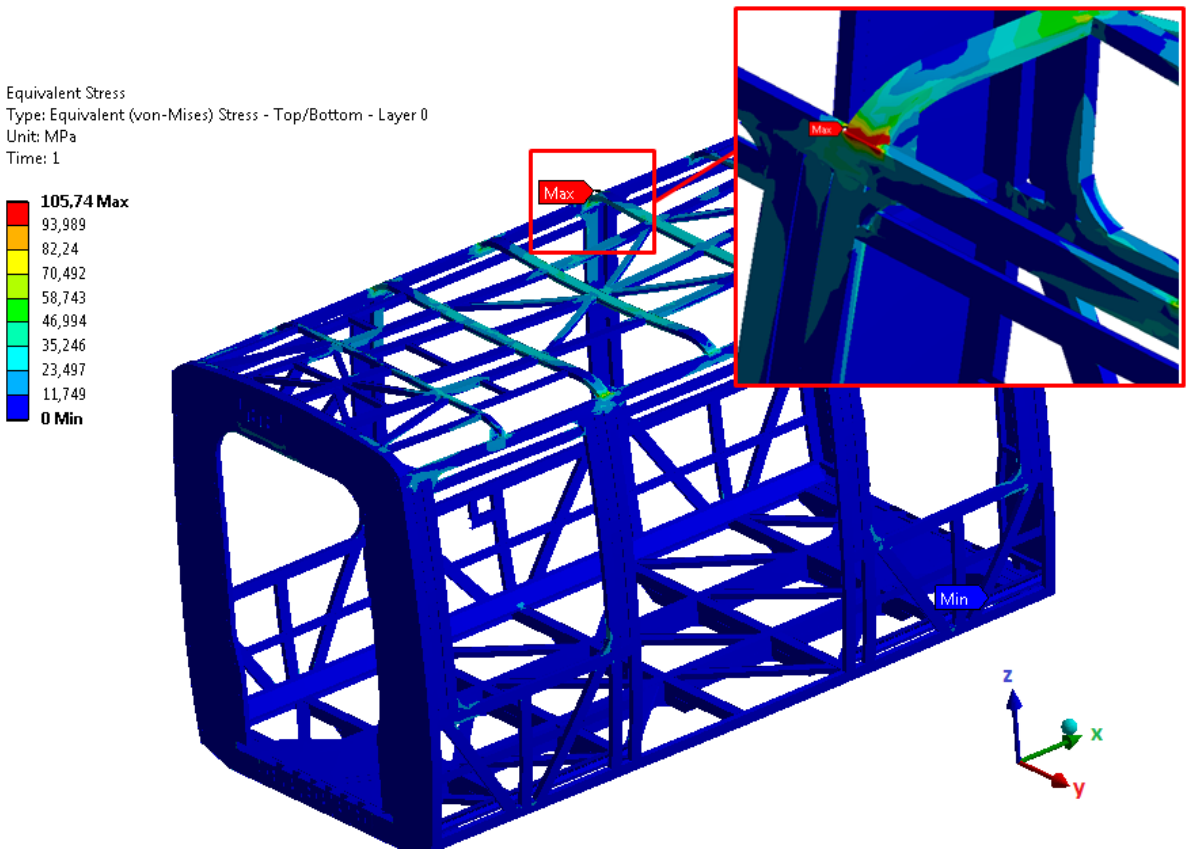
Şekil 5.21: Kaldırma yükü için x-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.22: Kaldırma yükü için y-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.23: Kaldırma yükü için z-yönünde yer değiştirme



Şekil 5.24: Kaldırma yükü için Von Mises Eşdeğer gerilmesi

Çizelge 5.11: Kaldırma yükü için en büyük yer değiştirmeler

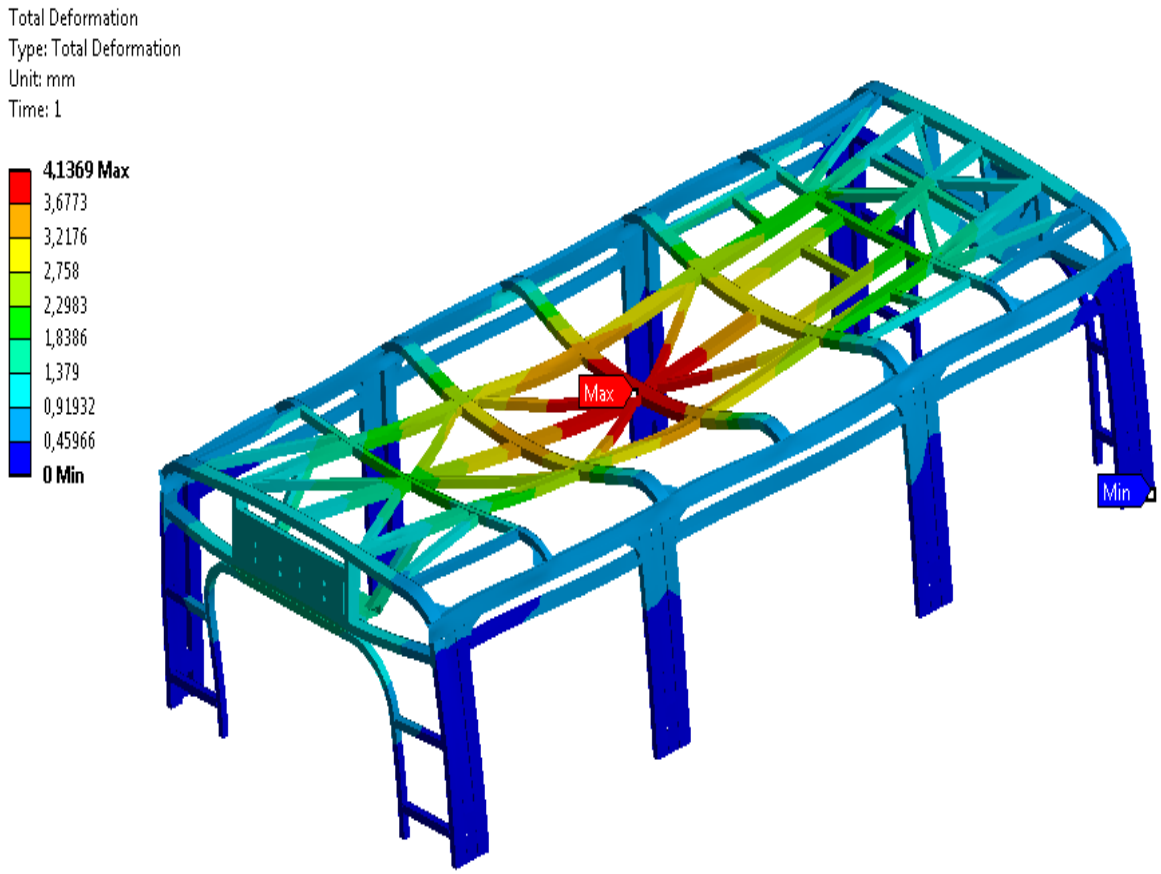
YÖN	KONUM	YER DEĞİŞTİRME [mm]
x	Yan duvar	-0,64
y	Yan duvar	-1,16
z	Tavan	-4,63

Çizelge 5.12: Kaldırma yükü için en büyük eşdeğer gerilme

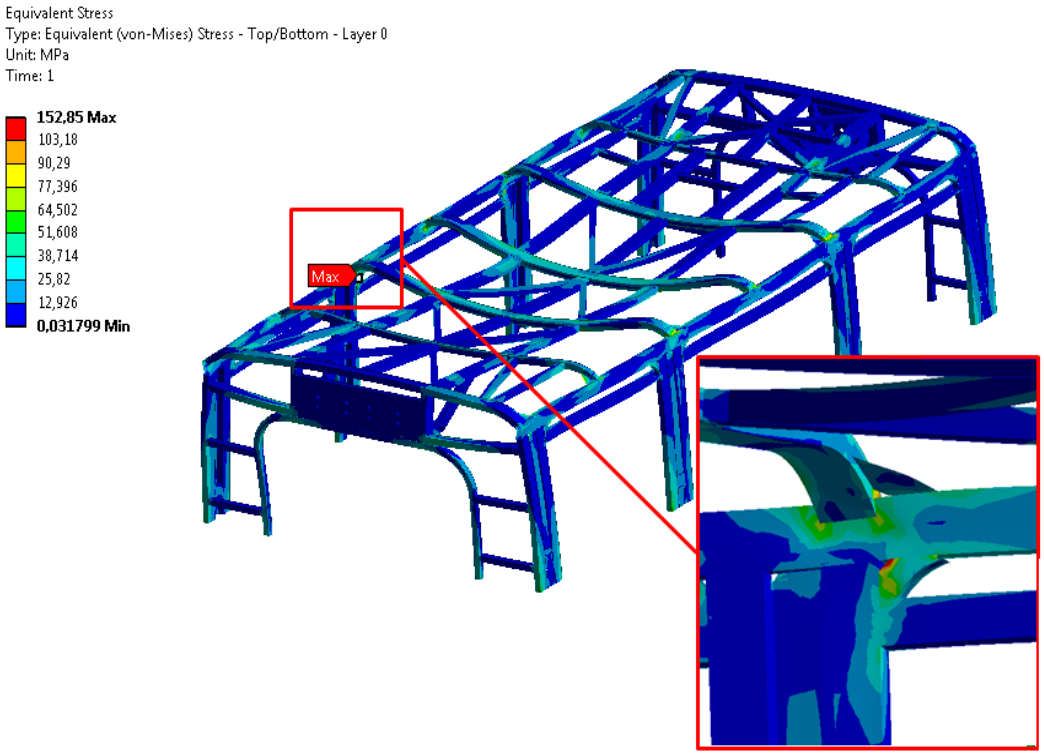
KONUM	HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
Pencere kirişi	185	355	1,91

5.7 Tavan Ekipmanları

Tavan ekipmanları için x yönündeki yükleme durumunda toplam yer değiştirme ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'da gösterilmiştir.

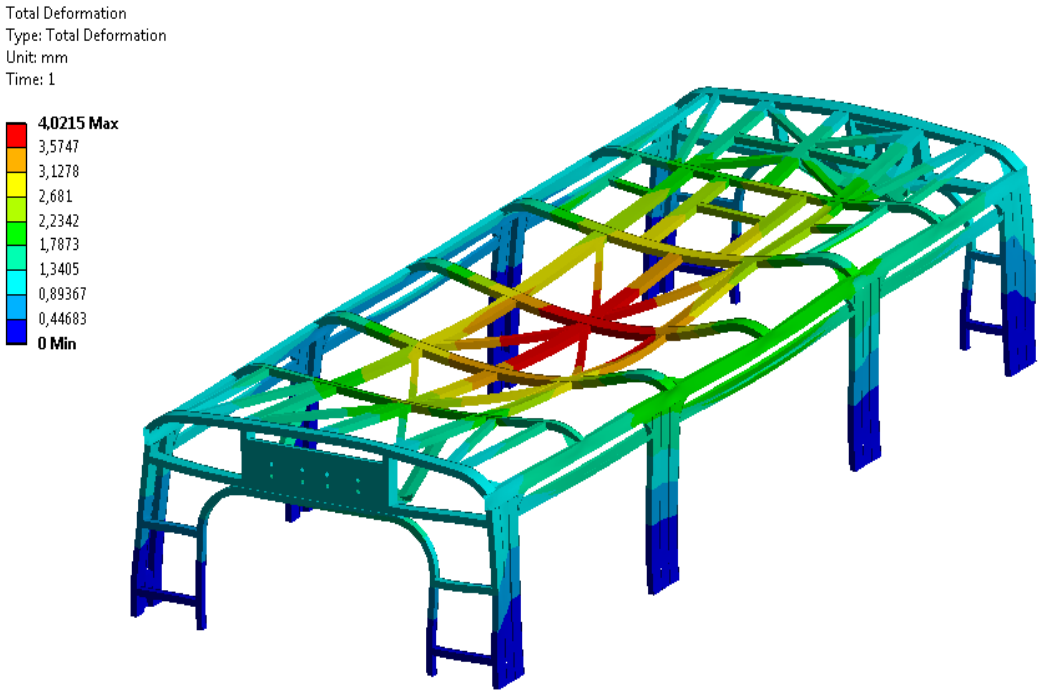


Şekil 5.25: Tavan ekipmanları için x yönündeki yüklemede toplam yer değiştirme

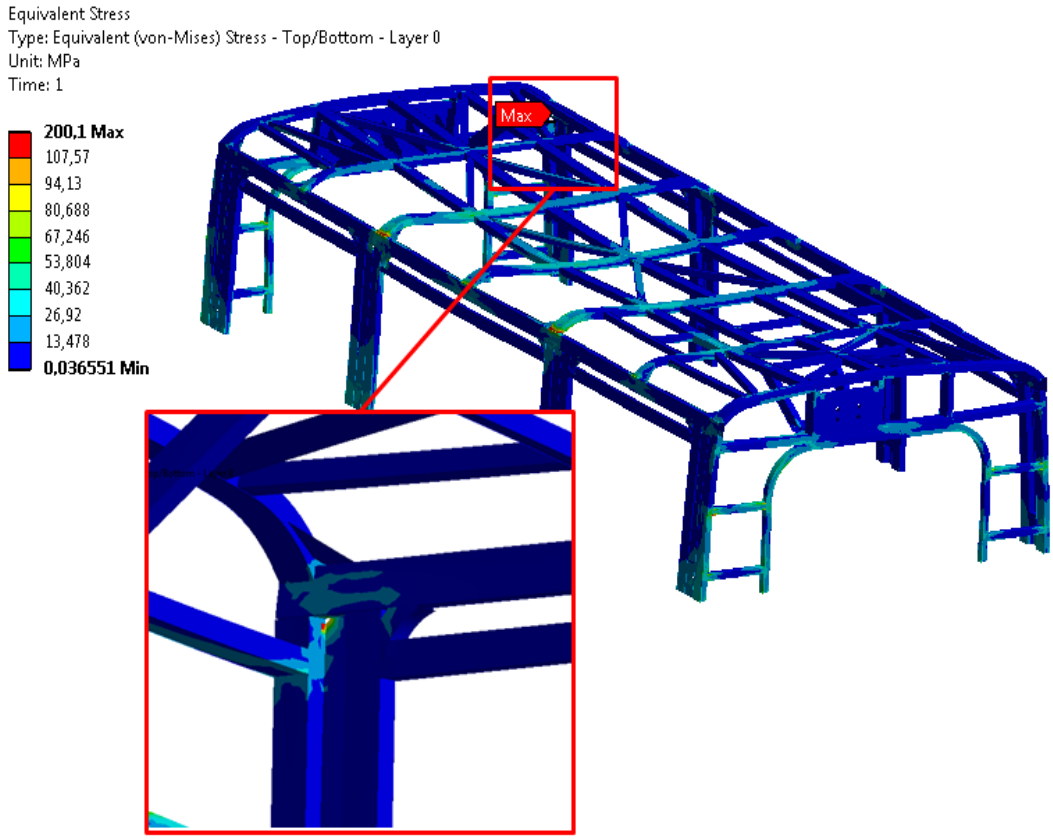


Şekil 5.26: Tavan ekipmanları için x yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme

Tavan ekipmanları için y yönündeki yükleme durumunda toplam yer değiştirme ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.27 ve Şekil 5.28'degösterilmiştir.

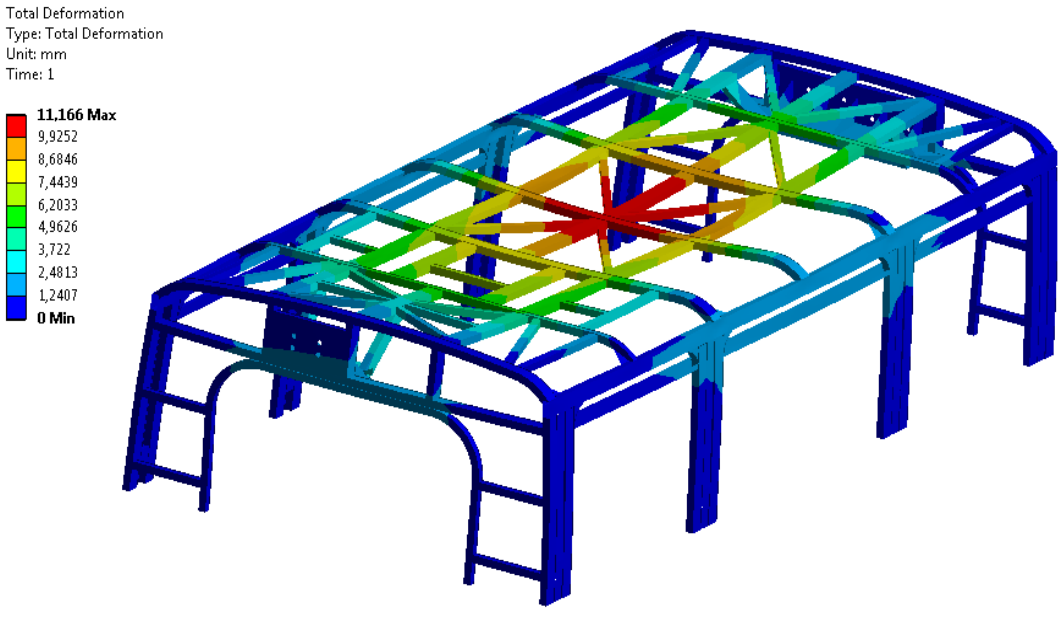


Şekil 5.27: Tavan ekipmanları için y yönündeki yüklemede toplam yer değiştirme

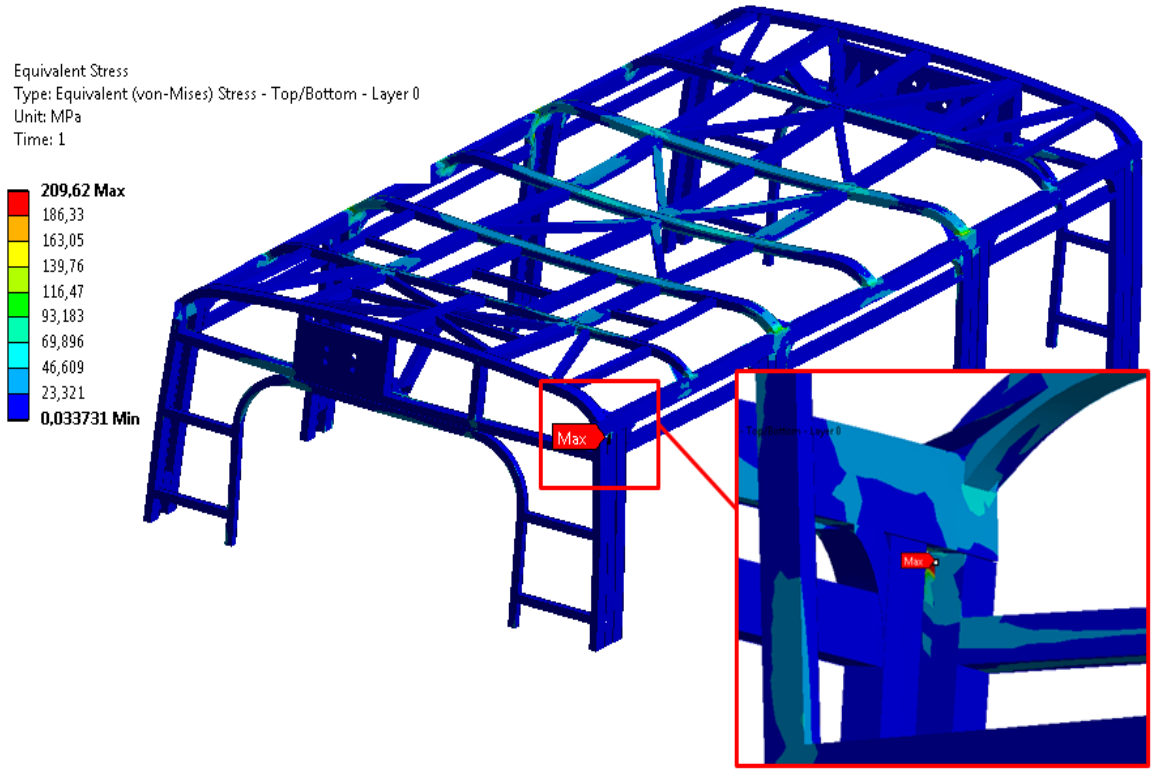


Şekil 5.28: Tavan ekipmanları için y yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme

Tavan ekipmanları için z yönündeki yükleme durumunda toplam yer değiştirme ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.29 ve Şekil 5.30'dagösterilmiştir.



Şekil 5.29: Tavan ekipmanları için z yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme



Şekil 5.30: Tavan ekipmanları için z yönündeki yüklemede toplam yer değiştirme

Tavan ekipmanları için yükleme durumundaen büyük yer değiştirmeler ve eşdeğer gerilmeler sırasıyla Çizelge 5.13ve Çizelge 5.14'te gösterilmiştir.

Çizelge 5.13: Tavan ekipmanları için en büyük yer değiştirmeler

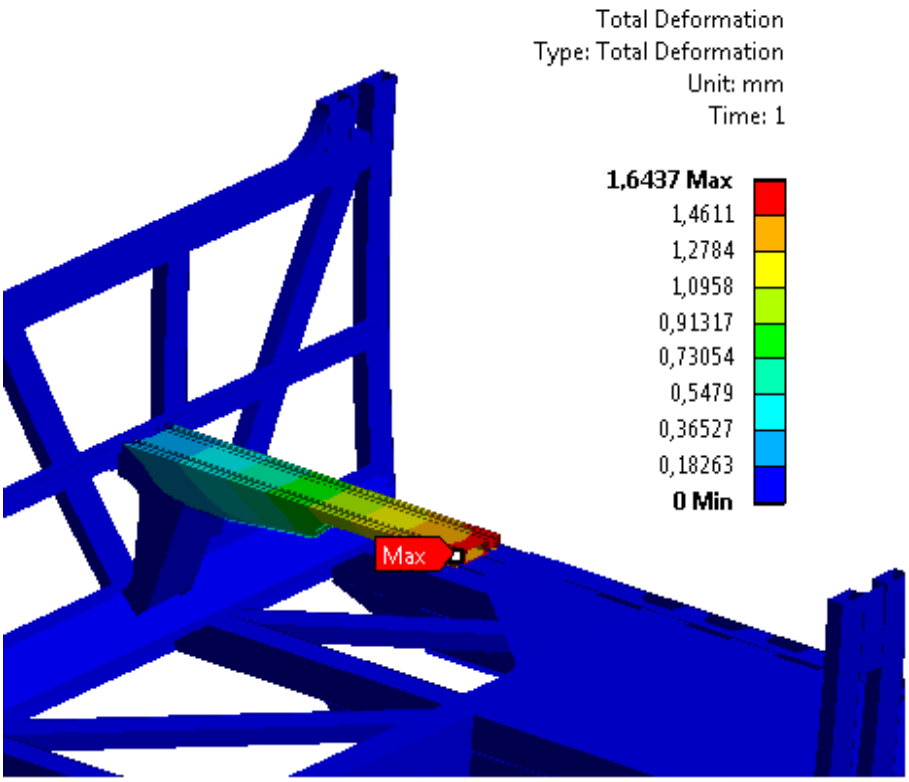
YÖN	YER DEĞİŞTİRME [mm]
x	4,14
y	4,02
z	11,17

Çizelge 5.14: Tavan ekipmanları için en büyük eşdeğer gerilmeler

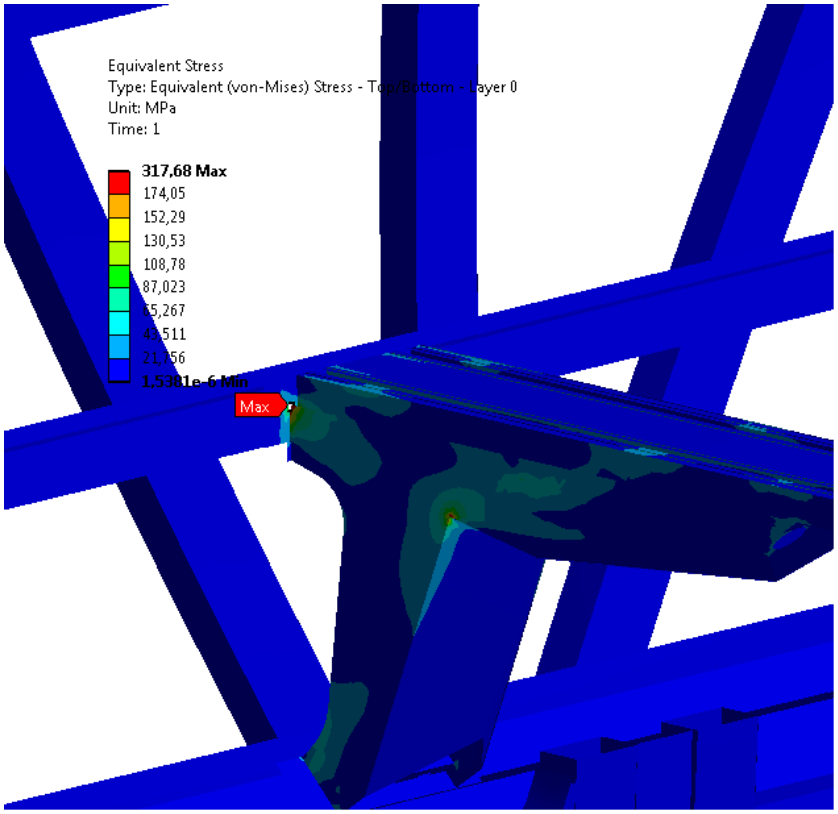
HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
152	355	2,32
200	355	1,77
210	355	1,70

5.8 Koltuklar

Koltuklar için x yönündeki yükleme durumunda toplam yer değiştirme ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.31 ve Şekil 5.32'de gösterilmiştir

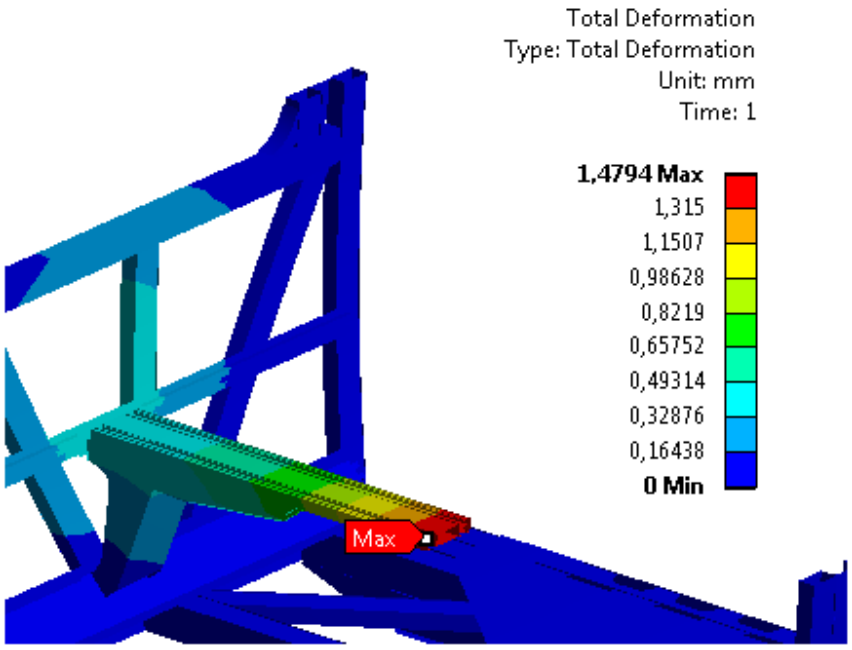


Şekil 5.31: Koltuklar için x yönündeki yüklemede yer değiştirme

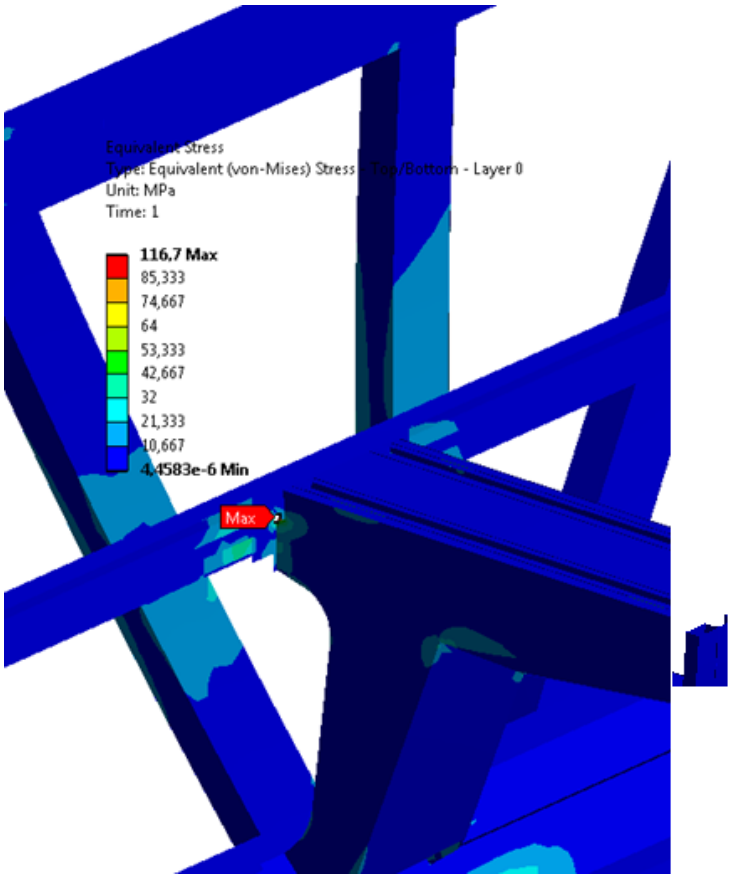


Şekil 5.32: Koltuklar için x yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme

Koltuklar için y yönündeki yükleme durumunda toplam yer değiştirme ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.33 ve Şekil 5.34'te gösterilmiştir.

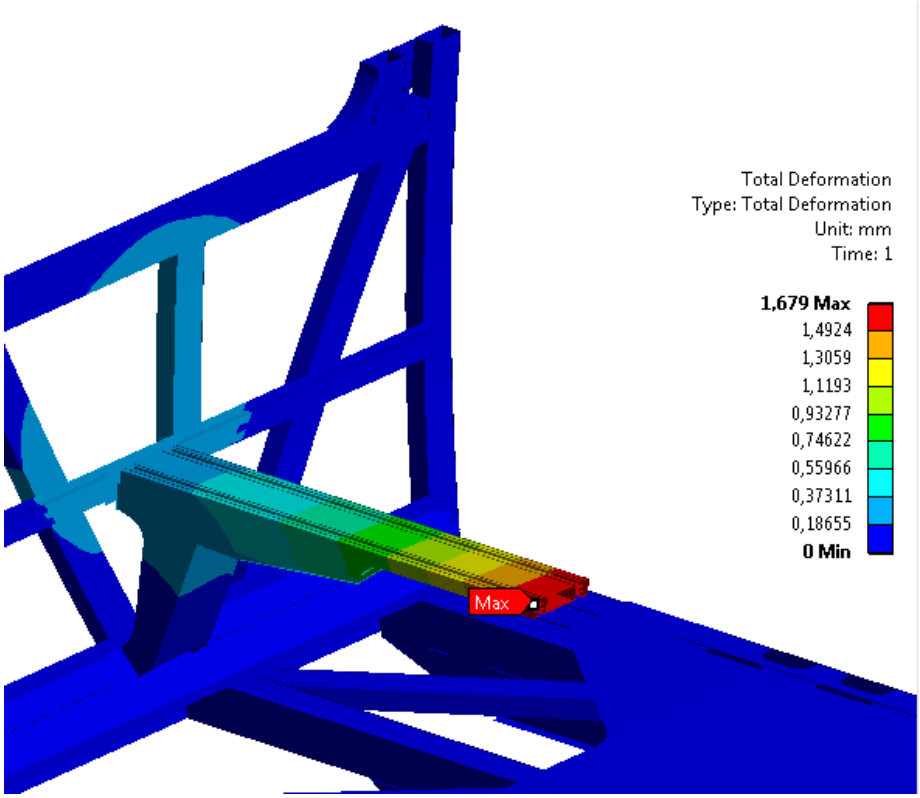


Şekil 5.33: Koltuklar için y yönündeki yüklemede yer değiştirme

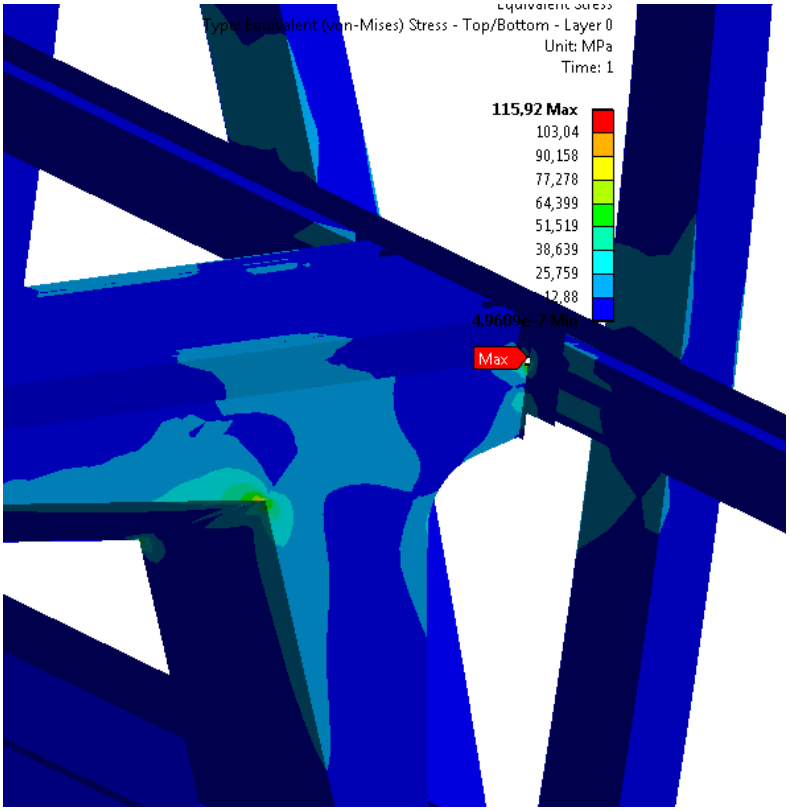


Şekil 5.34: Koltuklar için y yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme

Koltuklar için z yönündeki yükleme durumunda toplam yer değiştirme ve gerilme dağılımı sırasıyla Şekil 5.35 ve Şekil 5.36'dagösterilmiştir.



Şekil 5.35: Koltuklar için z yönündeki yüklemede yer değiştirme



Şekil 5.36: Koltuklar için z yönündeki yüklemede eşdeğer gerilme

Koltuklar için yükleme durumundaen büyük yer değiştirmeler ve eşdeğer gerilmeler sırasıyla Çizelge 5.15ve Çizelge 5.16'da gösterilmiştir.

Çizelge 5.15: Koltuklar için en büyük yer değiştirmeler

YÖN	YER DEĞİŞTİRME [mm]
x	1,64
y	1,48
z	1,68

Çizelge 5.16: Koltuklar için en büyük eşdeğer gerilmeler

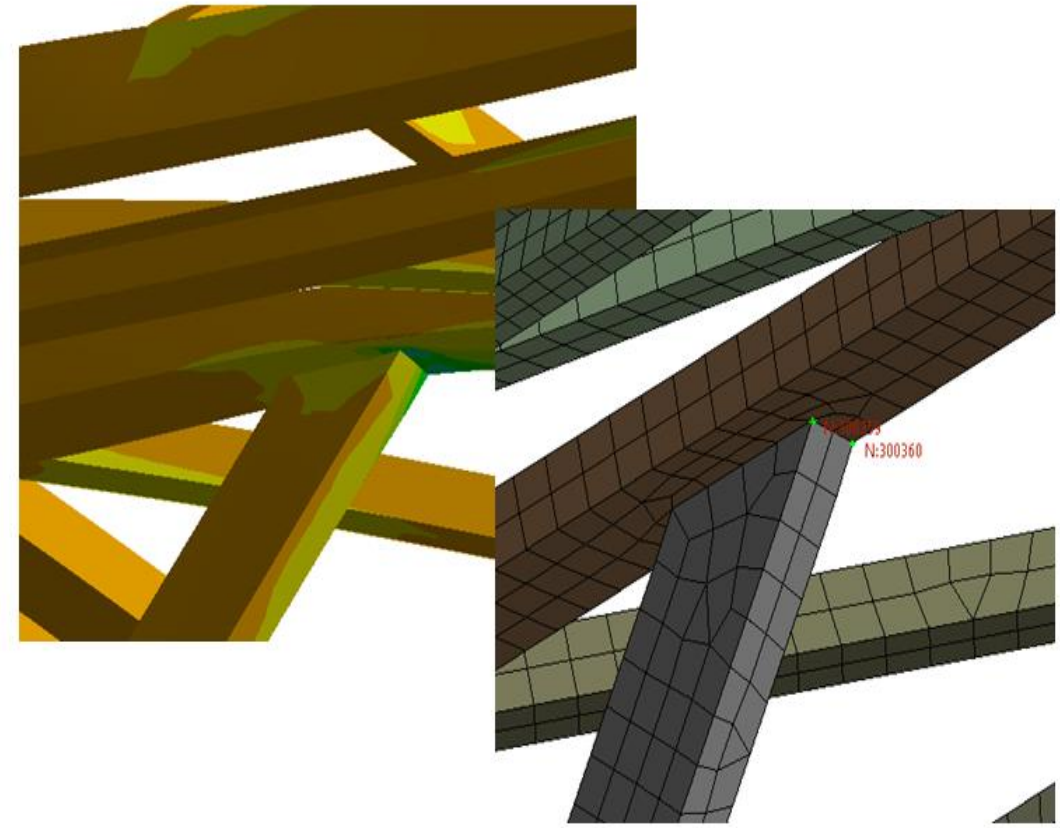
HESAPLANAN GERİLME [MPa]	AKMA GERİLMESİ [MPa]	GÜVENLİK KATSAYISI
317	355	1,12
116	355	3,04
115	355	3,06

5.9 Yorulma Hesabı

Konstrüksiyon parçalarındaki kuvvet akışının yorulma dayanımı değerine etkisi büyüktür.Kuvvet çizgilerinde normal duruma göre meydanagelebilecek olan her sapma gerilme tepelerinin oluşmasına ve buna bağlı olarak aynı zamanda yorulma dayanımının azalmasına neden olur. Kuvvet çizgilerinin sapması bir çentik etkisine eşdeğerdir.

Gövdeye y ve z doğrultularında etkiyen ivmeler sonucu en büyük gerilme dağılımlarının çıktığı bölgeler kaynaklı bağlantılardır. Yorulmanın incelenmesi gereken bölgeler de çentik etkisinden dolayı kaynaklı bölgelerdir. Bu bölgelerde çekme ve basma gerilmeleri meydana gelmiştir. Bu yükleme durumu değişken yükleme olarak adlandırılır. Verilen yüklemeler için çekme ve basma gerilme farkının en büyük olduğu bölgeler sırasıyla üst artikülasyon bölgesi, tavan kirişi ve kapı kirişinde olmuştur.

Üst artikülasyon bölgesindeki 1. asal (çekme) ve 3. asal (basma) gerilme değerleri arasındaki farkın en büyük olduğu 300359 numaralı düğüm noktası ve konumu Şekil 5.37'de gösterilmiştir. Verilen yükleme durumlarında bu düğüm noktasına ait en büyük çekme ve basma gerilme değerleri Çizelge 5.17'de gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre 300359 numaralı düğüm noktasına gelen en büyük çekme gerilmesi 22.3 MPa, en büyük basma gerilmesi ise 40.3 MPa'dır.

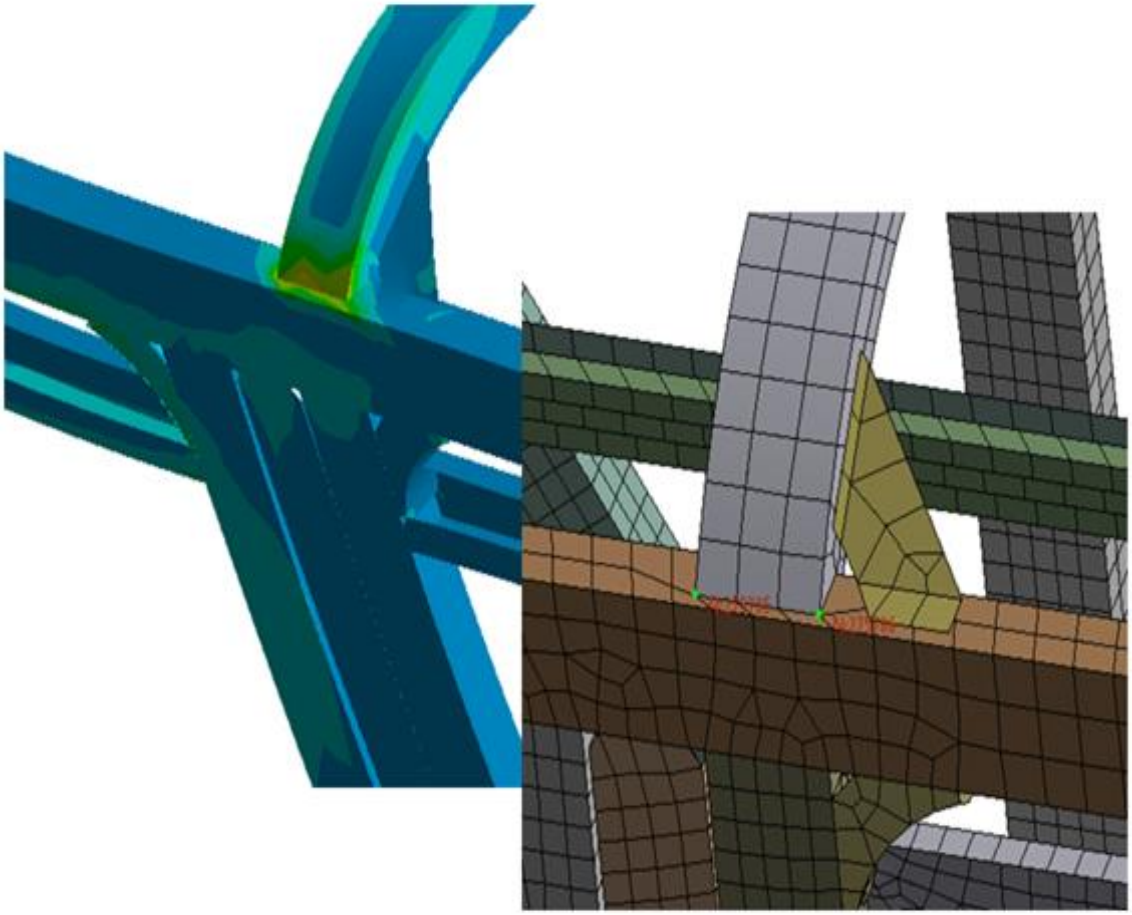


Şekil 5.37: Üst artikülasyon bölgesi

Çizelge 5.17: 300359 numaralı düğüm noktası için en büyük 1. asal ve 3. asal gerilmeler

Yükleme	y [g]	z [g]	1. Asal Gerilme [MPa]	3. Asal Gerilme [MPa]
1	+0.15	+1.15	22.3	-38.3
2	-0.15	+1.15	2.6	-40.3
3	+0.15	+0.85	2.2	-34.2
4	-0.15	+0.85	14.8	-25.8

Tavan kirişinde 1. asal (çekme) ve 3. asal (basma) gerilme değerleri arasındaki farkın en büyük olduğu 275706 numaralı düğüm noktası ve konumu Şekil 5.38'de gösterilmiştir. Verilen yükleme durumlarında bu düğüm noktasına ait en büyük çekme ve basma gerilme değerleri Çizelge 5.18'de gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre 275706 numaralı düğüm noktasına gelen en büyük çekme gerilmesi 35.2 MPa, en büyük basma gerilmesi ise 25.7 MPa'dır.

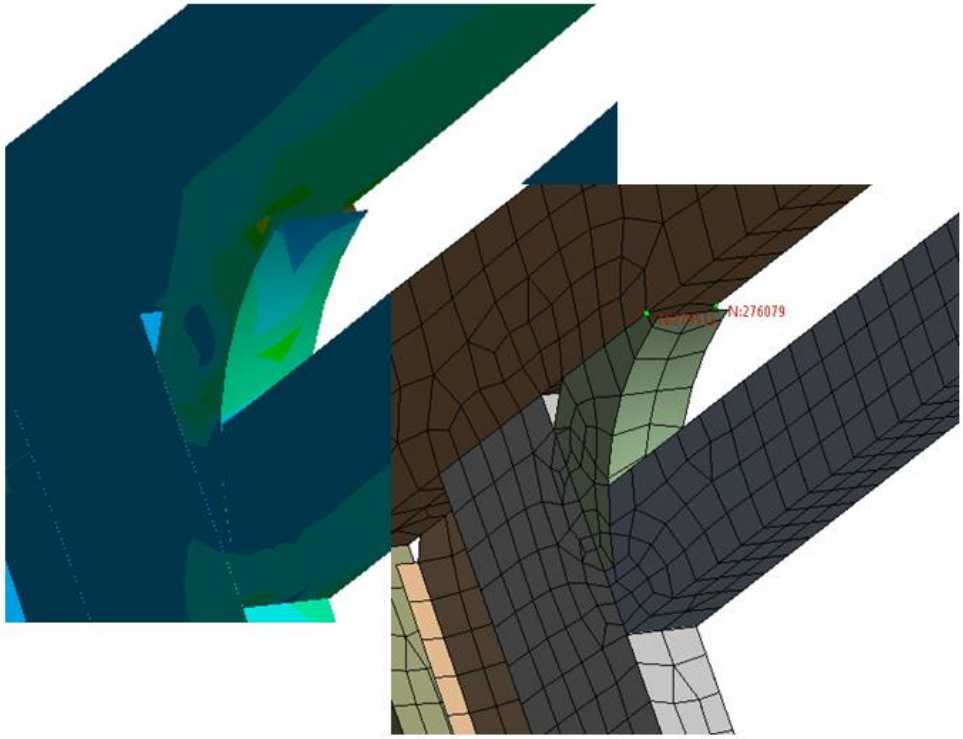


Şekil 5.38: Tavan kirişi

Çizelge 5.18: 275706 numaralı düğüm noktası için en büyük 1. asal ve 3. asal gerilmeler

Yükleme	y [g]	z [g]	1. Asal Gerilme [MPa]	3. Asal Gerilme [MPa]
1	+0.15	+1.15	35.2	-25.7
2	-0.15	+1.15	35.1	-25.5
3	+0.15	+0.85	26.2	-19.1
4	-0.15	+0.85	25.9	-18.8

Pencere kirişinde 1. asal (çekme) ve 3. asal (basma) gerilme değerleri arasındaki farkın en büyük olduğu 275513 numaralı düğüm noktası ve konumu Şekil 5.39'da gösterilmiştir. Verilen yükleme durumlarında bu düğüm noktasına ait en büyük çekme ve basma gerilme değerleri Çizelge 5.19'da gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre 275513 numaralı düğüm noktasına gelen en büyük çekme gerilmesi 61.5 MPa, en büyük basma gerilmesi ise 11.9 MPa'dır.



Şekil 5.39: Pencere kirişi

Çizelge 5.19: 275513 numaralı düğüm noktası için en büyük 1. asal ve 3. asal gerilmeler

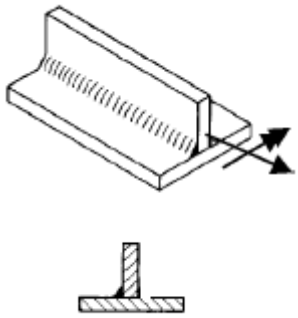
Yükleme	y [g]	z [g]	1. Asal Gerilme [MPa]	3. Asal Gerilme [MPa]
1	+0.15	+1.15	61.5	-11.9
2	-0.15	+1.15	55.1	-2.2
3	+0.15	+0.85	44.2	-8.6
4	-0.15	+0.85	51.2	-12.7

Verilen yükleme durumlarında bu üç bölgede oluşan en büyük çekme ve en büyük basma gerilmeleri ile bu değerlerin birbirine oranı olan kappa değerleri Çizelge 5.20'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.20: Kappa değerleri

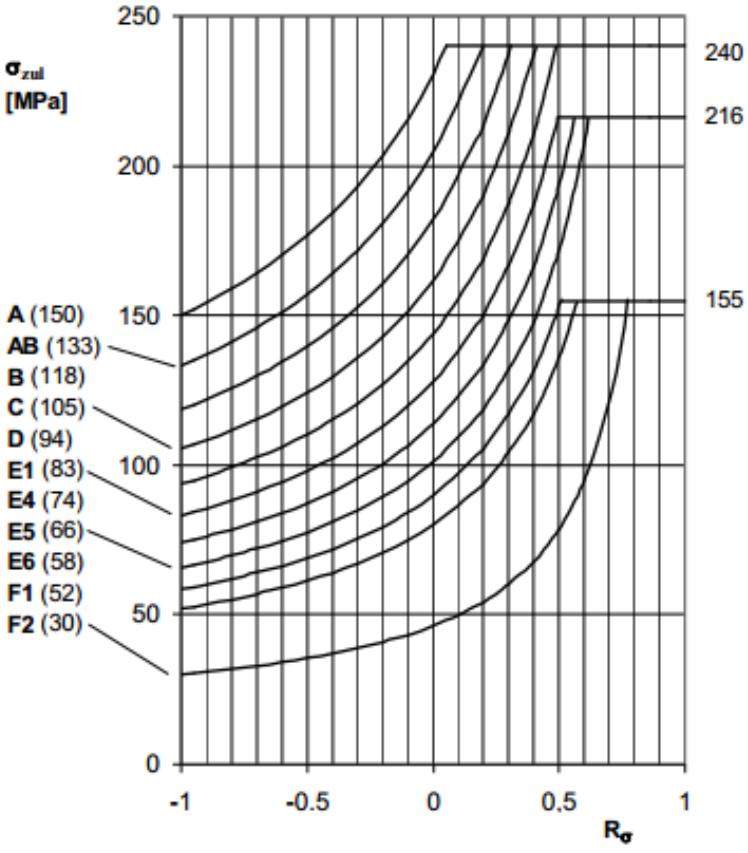
Konum	Düğüm noktası numarası	En büyük çekme gerilesi [MPa]	En büyük basma gerilesi [MPa]	Kappa değeri
Üst artikülasyon	300359	22.3	-40.3	-0.55
Tavan kirişi	275706	35.2	-25.7	-0.73
Pencere kirişi	275513	61.5	-11.9	-0.19

Kritik bölgelerdeki kaynak tipi ise tek taraftan kaynak ağızlı köşe kaynak tipidir. Bu kaynak tipi DVS 1612 standardında E4 sınıfı kaynak olarak tanımlanmıştır.(Şekil 5.40).



Şekil 5.40: Köşe kaynağı [11]

S355 çeliğinin kaynak tipine ve kappa değerine göre izin verilen en büyük gerilme değeri Şekil 5. 41'de gösterilmiştir.



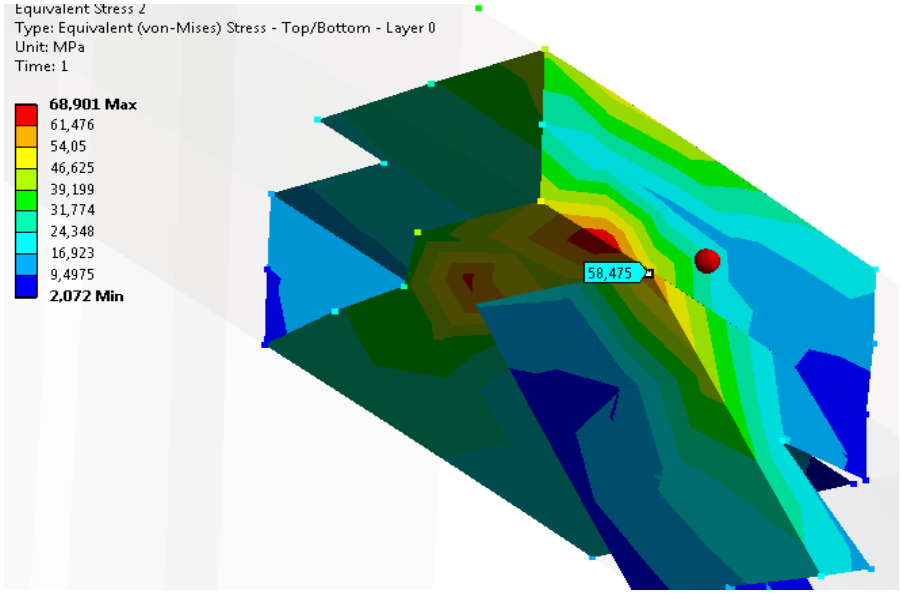
Şekil 5.41: Kaynak tipine göre izin verilen gerilme değerleri [11]

Çizelge 5.20'de gösterilen kappa değerlerinin Şekil 5.41'deki karşılıkları olan izin verilen en büyük gerilme değerleri Çizelge 5.21'de gösterilmiştir.

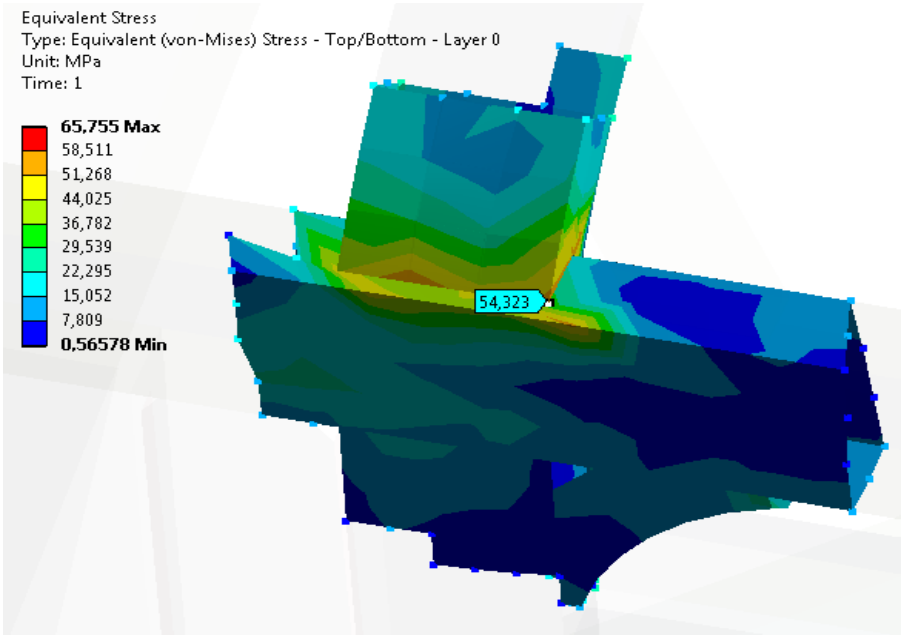
Çizelge 5.21: Kritik bölgeler için izin verilen en büyük gerilme değerleri

Konum	Düğüm noktası numarası	Kappa değeri	İzin verilen gerilme değerleri [MPa]
Üst artikülasyon	300359	-0.55	85
Tavan kirişi	275706	-0.73	80
Pencere kirişi	275513	-0.19	100

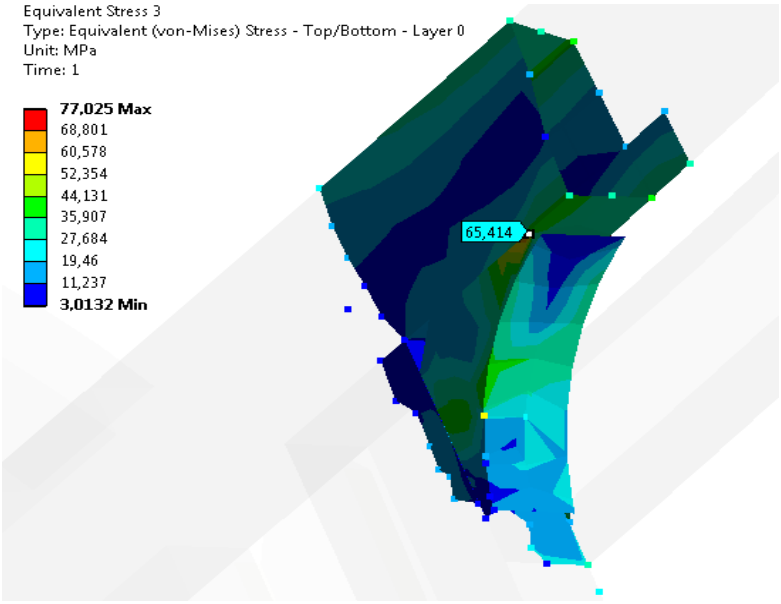
Verilen yüklemeler için kritik bölglerdeki gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 5.42, Şekil 5.43 ve Şekil 5.44'te gösterilmiştir.



Şekil 5.42: Üst artikülasyon bölgesi için gerilme dağılımı



Şekil 5.43: Tavan kirişi için gerilme dağılımı

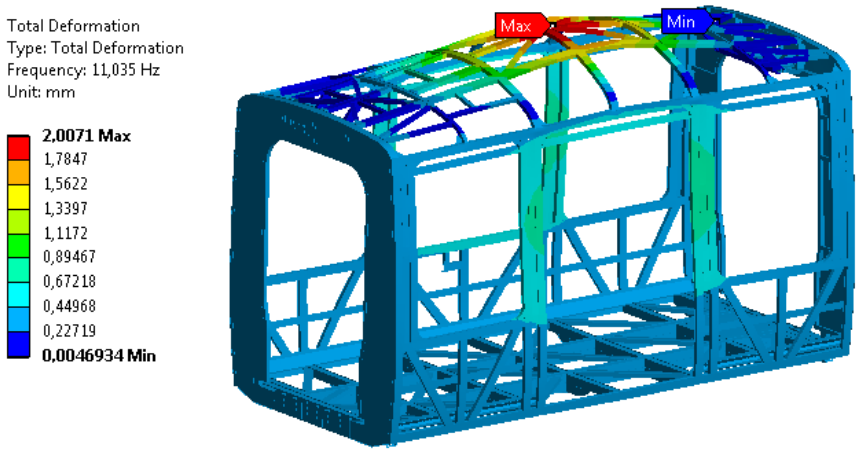


Şekil 5.44: Pencere kirişi için gerilme dağılımı

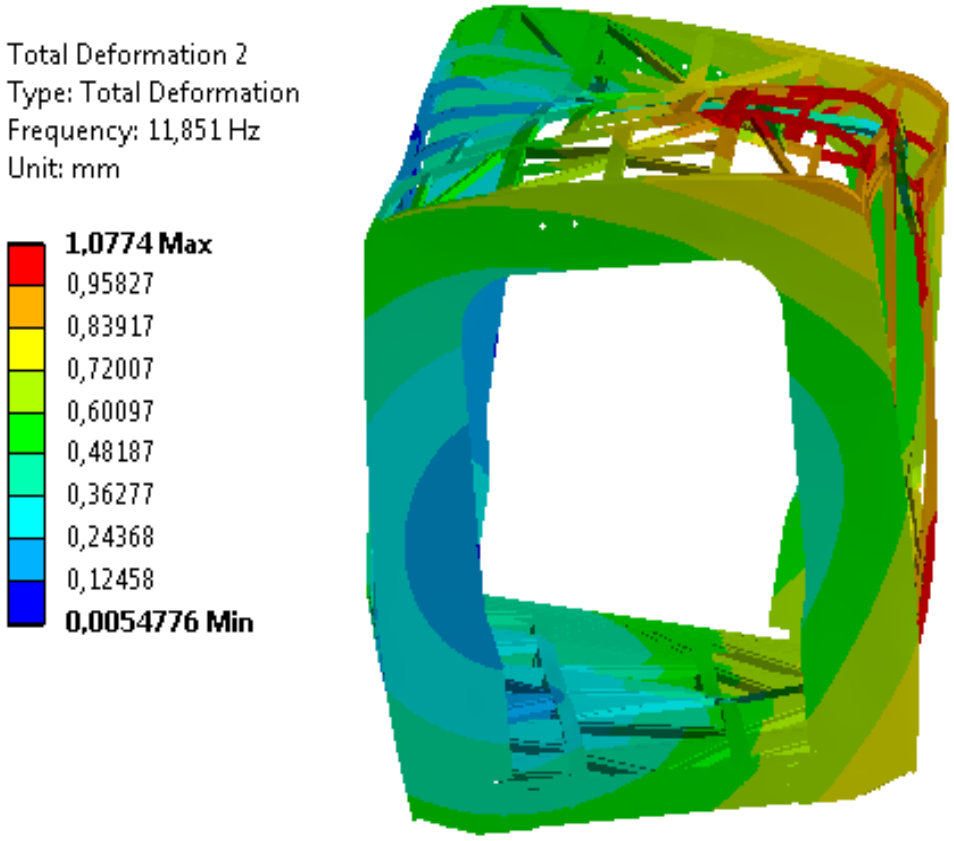
Bu yaklaşım ile yol verisine ihtiyaç olmadan araç üzerine gelen kuvvetleri sadece statik analizde uygulayarak kaynaklı bölgelerin yorulma dayanımı ile ilgili yorum yapılabilmektedir. Kritik olan bu bölgelerde çıkan gerilmeler izin verilen gerilme değerlerinden düşük çıkmıştır ve araç yorulma dayanımı olarak güvenli bölgdedir diyebiliriz.

5.10 Modal Analiz

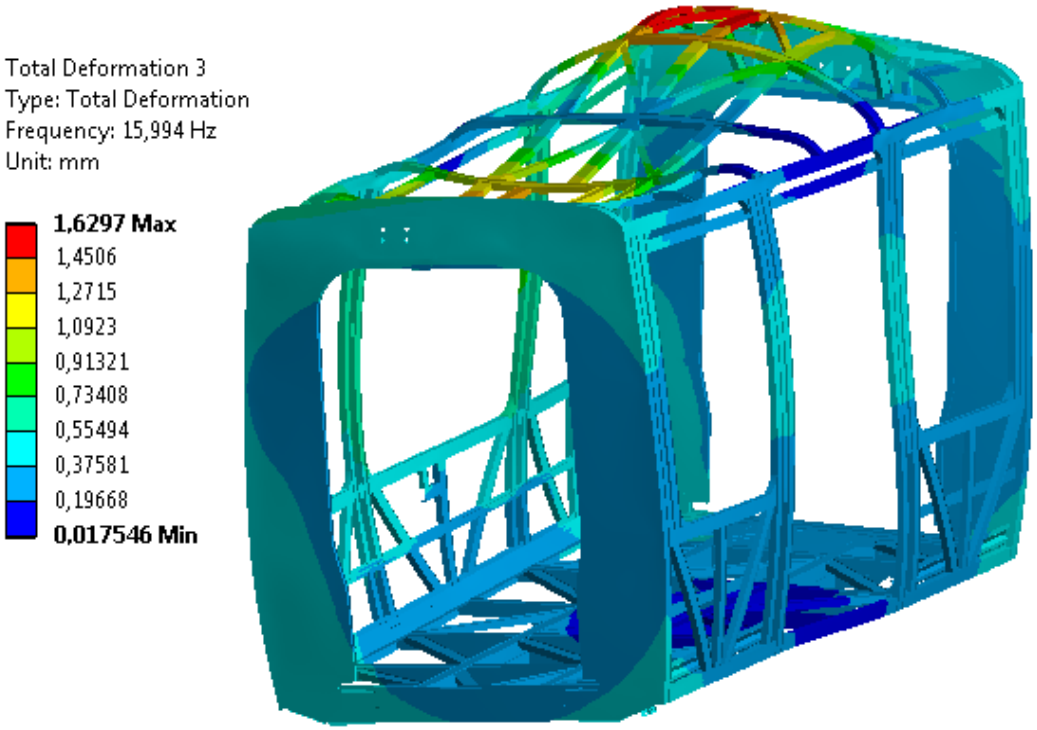
Serbest titreşim sonucu gövdenin ilk 6 doğal frekansı ve bu frekanslardaki mod şekilleri sırasıyla Şekil 5.41, Şekil 5.42, Şekil 5.43, Şekil 5.44, Şekil 5.45 ve Şekil 5.46'da gösterilmiştir.



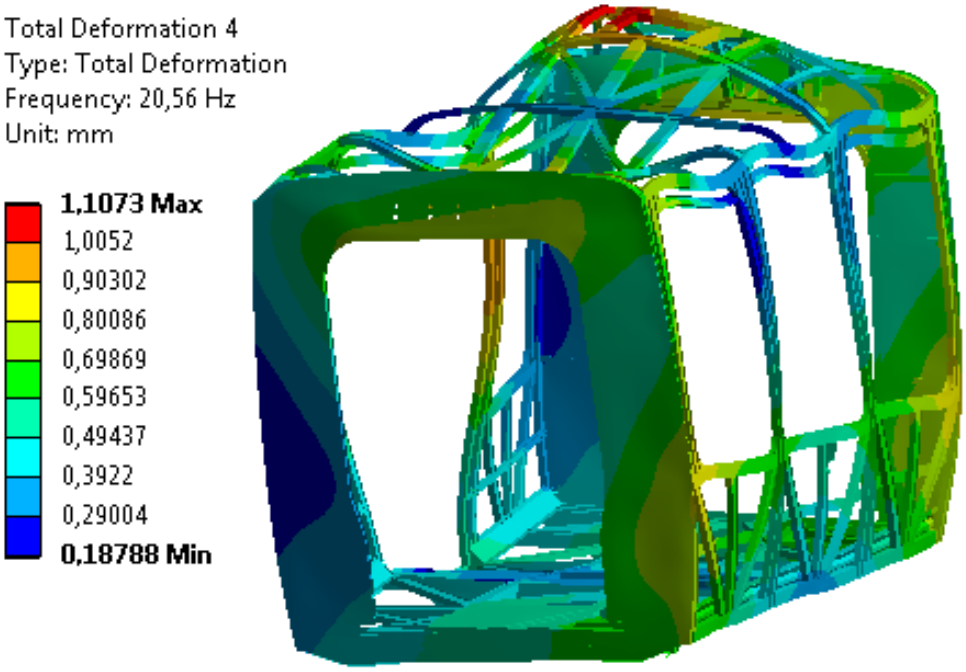
Şekil 5.45: 1. doğal frekans ve mod şekli



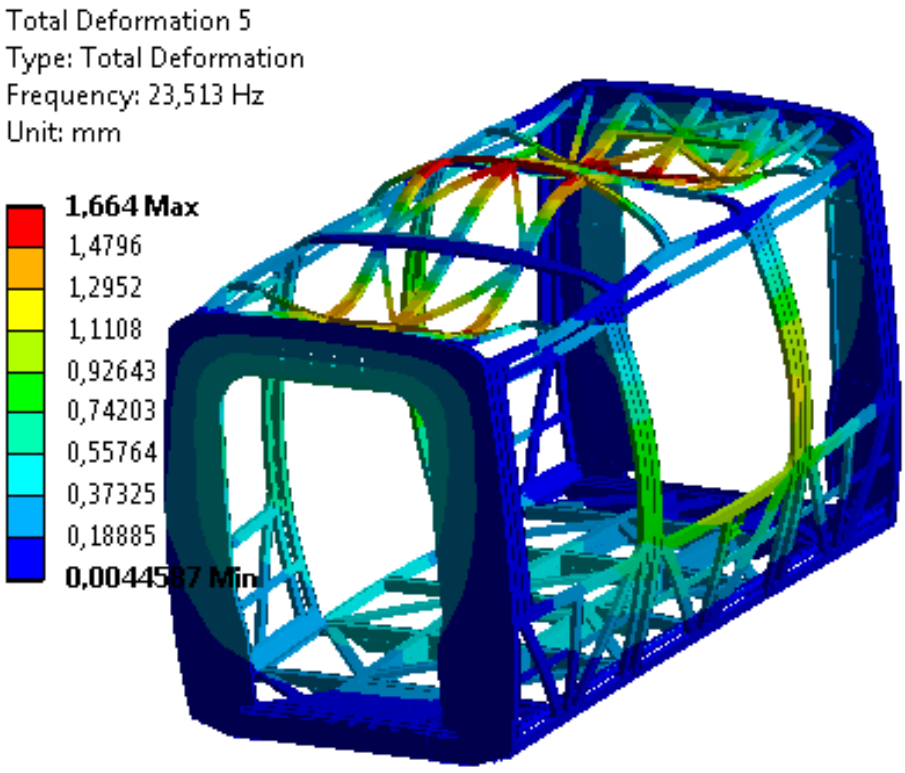
Şekil 5.46: 2. doğal frekans ve mod şekli



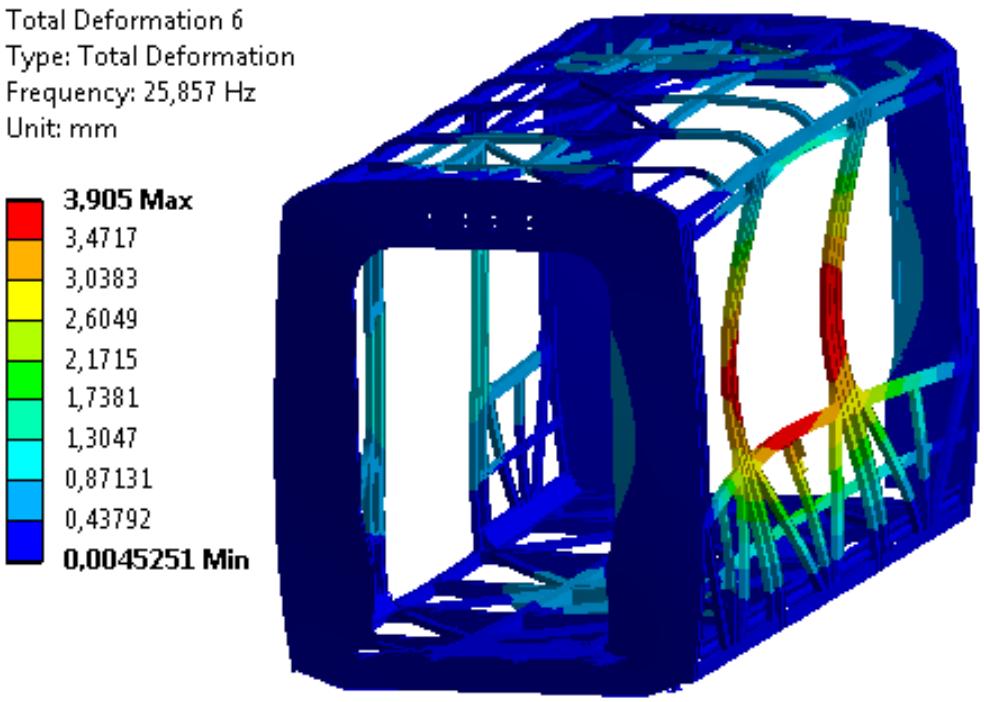
Şekil 5.47: 3. doğal frekans ve mod şekli



Şekil 5.48: 4. doğal frekans ve mod şekli



Şekil 5.49: 5. doğal frekans ve mod şekli



Şekil 5.50: 6. doğal frekans ve mod şekli

6. ÖNERİLEN ÇALIŞMALAR

- Bu çalışmada bilgisayar ortamında yapısal analizleri yapılan gövdenin birebir fiziksel testinin sonuçları ile karşılaştırma yapılarak analizin doğruluğu incelenebilir.
- Tramvay güzergahında ölçüm yapılarak gövdeye gelen yükler elde edilebilir. Yorulma hesabı bu veri üzerinden yapılabilir.
- Bu çalışma farklı kategorilerdeki raylı taşıtlara da uygulanabilir.

KAYNAKLAR

[1] **Kaçer,İ.** (t.y).Üst Yapı Tamiratı Ders Notları, *TCDD Eskişehir Eğitim Merkezi Müdürlüğü,*Eskişehir

[2] **Berke,O.** (1972).Demir Yolu Üstyapı Tekniği, *TCDD Basımevi*

[3] **Kumbasar,F.**(t.y).Üstyapı ve Demir Yolu Tekniği, *TCDD Basımevi*

[4]**Hecth,M.**(2001).Europeanfreightvehiclerunninggear:today'spossitionandfuturede mands. *Journal of Rail and Rapid Transit, 68,* 843-856.

[5] **Matej,J.,Piotrowski,J.**(1999). *An Application of The Adams/Rail Module To Modelling and Examination the Biomodal Train,* International ADAMS Users' Conference, Berlin

[6] **Doğan,S.**(2010). *Yük Vagon Dingillerinde Gerilme ve Ömür Analizi,* (yüksek lisans tezi)

[7] **TS EN 12663-1**(2012).Demiryolu uygulamaları Demiryolu Taşıt Gövdelerinin Yapısı ile İlgili Kurallar, *Türk Standartları Enstitüsü,* Ankara.

[8] **Moaveni, S.**(1999).Finite Elemet Analaysis Theory and Application with ANSYS, Prentice Hall, New Jersey

[9] **Murthy C. S.,** ve dğr. (1997). Stress distribution in chemical mechanical polishing,

Thin Solid Films, Vol. 308-309, pp 533-537.

[10] **Chandrupatla, T.R., Belegundu,A.D.**(2001)Introduction to Finite Elemets In Engineering, Prentice Hall, New Jersey

[11] **DVS 1612** (2009).Design and endurance strength assessment of welded jointswith steels in rail vehicle construction, Germany.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad **:** Oktay Ersoy

Doğum Yeri ve Tarihi **:** Burgaz / 19.12.1986

E-posta **:** oktayersoy86@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans: 2010, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği