

**T.C.
BİNGÖL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DAMPERLİ KAMYONLARIN ÜSTYAPI ŞAŞI TASARIMI VE
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DİLAN CAN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

**TEZ DANIŞMANI
Dr. Öğr. Üyesi Usame DEMİR**

BİNGÖL-2021



T.C.
BİNGÖL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**DAMPERLİ KAMYONLARIN ÜSTYAPI ŞAŞI TASARIMI VE SONLU
ELEMENLAR ANALİZİ**

.....danışmanlığında, tarafından hazırlanan bu çalışma/...../..... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak **oybirliği/oy çokluğu (.../...)** ile kabul edilmiştir.

Başkan :

İmza :

Üye :

İmza :

Üye :

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulunun.....// tarih ve/
noluk kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Zafer ŞİAR
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖNSÖZ

Tez çalışmaları süresince yardımlarını ve bilgi birikimini esirgemeyen, çalışmaların tamamlanabilmesi için gerekli desteği veren değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Usame Demir'e ve tez çalışmasına desteklerinden dolayı Bingöl Üniversitesi Rektörlüğüne, teşekkür ederim.

Son olarak bende büyük emekleri olan, benim için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan ve dualarını esirgemeyen canım aileme tezin hazırlanması sırasında gösterdikleri sabır, fedakârlık ve desteklerinden dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Dilan CAN
Bingöl 2021

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Treyler Sektörünün Tarihsel Gelişimi	2
1.1.1. Yarı Römorklar	2
1.1.2. Yarı Römork Çeşitleri	3
1.1.2.1. Alçak Tabana Sahip Lowbed Treylerler	3
1.1.2.2. Uzatılabilen Alçak Tabana Sahip Lowbed Treylerler	4
1.1.2.3. Düz Tabana Sahip Römork Treylerler	6
1.1.3. Yarı Römorkun Çekici Araç ile Birleştirilmesi	6
1.1.4. Lowbed Treylerler	9
1.1.5. Lowbed Treylerin Elemanları	10
1.2. Şasi Çeşitleri	11
1.2.1. Dikdörtgen Şasi	11
1.2.2. Çatal Şasi	12
1.2.3. Trapez Şasi	13
1.2.4. Ana Kiriş Şasisi	13
1.2.5. X şasi	14
1.2.6. Platform şasi	15
1.2.7. Kademeli şasi	15
1.3. Damper Kamyonları	16

1.3.1. Arkaya Doğru Devrilmeli Damper Kamyonları	18
1.3.2. Üç Yöne Devrilebilen Damper Kamyonları	18
1.4. Damper Kasa Donanımı	19
1.4.1. Pivot Mafsalı.....	20
1.4.2. Pivot Mili	20
1.4.3. Bronz Burç.....	20
1.4.4. Damper Stabilizatörü	20
1.4.5. Teleskopik Damper Silindiri	20
1.4.6. Hidrolik Yağ Tankı.....	21
1.4.7. Damper Gövdesi	21
1.5. Damper Çeşitleri.....	21
1.5.1. Araç Üstü Damper	21
1.5.2. Küvet Tipi Damper	23
1.5.3. Kaya Tipi Damper	25
1.5.4. Kaya Tipi Dev Damper.....	26
1.6. Üst Yapı Şasisi Planlama ve Tasarımı	27
1.6.1. Üstyapı Şasi Planlama	27
1.6.1.1. Üstyapı Şasinin Montajı	29
1.6.2. Şasi Tasarımı İçin Uygun Malzeme Özelliğinin Belirlenmesi	32
1.6.3. Kullanılan Bağlantı Elemanları ve Özellikleri	33
1.6.4. Elemanların Kaynaklanması.....	34
2. KAYNAK ÖZETLERİ	36
3. MATERYAL VE YÖNTEM	47
3.1. Analizleri Yapılan Şasiye Ait Teknik Detaylar.....	47
3.1.1. Şasi Özellikleri	47
3.1.2. Motor Özellikleri	48
3.1.3. İmal-Tadil Montaj'da Hesaplanan-Proje Değerleri	48
3.2. Materyal.....	48
3.3. Materyallere Ait Teknik Özellikler	61
3.3.1. St52 ve St37 Çeliğinin Mekanik ve Kimyasal Özellikleri	61
3.4. Nümerik Çalışma.....	61

3.4.1. Statik Analiz	62
3.4.1.1. Ansys Workbench Çalışma Sayfası.....	63
3.4.1.2. Ansys Workbench Static Structural Eklmeleri	63
3.4.1.3. Engineering Data Ansys Workbench	64
3.4.1.4. Ansys Workbench Model Sekmesi	65
3.4.1.5. Mesh Bağımsızlığı.....	66
3.4.1.6. Malzeme Atama.....	68
3.4.1.7. Mesh İşlemi	70
3.4.1.8. Sabit Mesnet ve Yük Uygulanması	72
3.4.2. Burulma Analizi	73
3.5. Nümerik Analiz Sonuçları.....	73
3.5.1. Statik Analiz ve Sonuçları	73
3.5.2. Burulma Analizi ve Sonuçları	76
3.6. Revize Edilmiş Şasi Nümerik Analiz Sonuçları.....	79
3.6.1. Birinci Revize	79
3.6.1.1. Statik Analiz Sonuçları.....	80
3.6.1.2. Burulma Analizi Sonuçları	81
3.6.2. İkinci Revize.....	83
3.6.3. Üçüncü Revize.....	85
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	88
KAYNAKLAR	96
ÖZGEÇMİŞ	99

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

CAD	: Computer aided design (Bilgisayar destekli tasarım)
CAE	: Computer aided analysis
DIN	: Deutch industrie normen (Alman endüstri normları)
EKS	: Emniyet katsayısı
EN	: Avrupa normu
EU	: European union
FEA	: Sonlu elemanlar analizi
GL	: Deve boynu uzunluğu
HS	: Rampa ile tekerlek arasındaki uzunluk
ISO 1726	: Çekici ve yarı römorkların birleştirilmesi ile ilgili standart
KN	: Kilo newton
Kw	: Kilowatt
L	: Rampa uzunluğu
Max	: Maksimum
MIG	: Metal inert gas (Metal atık gazı)
Min	: Minumum
MPa	: Megapaskal
PL	: Gövde uzunluğu
SEM	: Sonlu elemanlar metodu
TIG	: Tungsten inert gas (tungsten atık gazı)
TSE	: Türk standartları enstitüsü
W	: Tekil rampa genişliği
WB	: King pimi ile ağırlık merkezi arasındaki uzunluk

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Lowbed Römork	4
Şekil 1.2. Lowbed Römork'a ait teknik çizim	4
Şekil 1.3. Uzayabilen Lowbed Römork	5
Şekil 1.4. Uzayabilen Lowbed Römork'a ait teknik çizim	5
Şekil 1.5. Düz tabanlı Lowbed Römork.....	6
Şekil 1.6. Düz tabanlı Lowbed Römork'a ait teknik çizim.....	6
Şekil 1.7. Üç dingile sahip çekici ile yarı römork bağlantısına ait teknik çizimler	7
Şekil 1.8. Üç dingile sahip çekici ile yarı römork bağlantısına ait teknik çizimler	8
Şekil 1.9. Yarı römork ile çekicisinin birleştirme tekerinin montajına ait görsel	8
Şekil 1.10. Beşinci tekerleğin yerden yüksekliğini gösterir görsel	9
Şekil 1.11. Dikdörtgen platforma ait örnek görsel-1.....	11
Şekil 1.12. Dikdörtgen platforma ait örnek görsel-2.....	12
Şekil 1.13. Çatal şasiye ait örnek görsel	12
Şekil 1.14. Bir trapez şasinin kesit görüntüsü	13
Şekil 1.15. Örnek bir ana giriş şasi görseli.....	13
Şekil 1.16. Örnek bir X şasi görseli-1	14
Şekil 1.17. Örnek bir X şasi görseli-2	14
Şekil 1.18. Örnek bir platform şasi görseli	15
Şekil 1.19. Örnek bir kademeli şasi görseli.....	16
Şekil 1.20. Damper kamyonları	17
Şekil 1.21. Damper kamyonları	17
Şekil 1.22. Arkaya doğru devrilmeli damper kamyonları.....	18
Şekil 1.23. Üç yöne devrilebilen damper kamyonları.....	19
Şekil 1.24. Damper kasa donanımı	19
Şekil 1.25.Araç üstü damper kasa donanımı teknik resim örneği.....	22
Şekil 1.26.Araç üstü damper kasa donanımı örneği.....	23
Şekil 1.27.Küvet tipi damper donanımı teknik resim örneği	23

Şekil 1.28. Küvet tipi damper kasa donanımı örneği	24
Şekil 1.29. Araç üstü damper kasa donanımı teknik resim örneği.....	25
Şekil 1.30. Kaya tipi damper kasa donanımı örneği	26
Şekil 1.31. Kaya tipi dev damper kasa donanımı örneği.....	27
Şekil 1.32. Ana şasi-üstyapı şasi arası boşluk uygulama hatası.....	28
Şekil 1.33. Üstyapı şasi yaklaşma mesafesi	28
Şekil 1.34. Üstyapı şasi bitim açısı uygulaması.....	29
Şekil 1.35. Esnek bağlantı.....	30
Şekil 1.36. Rijit bağlantı.....	30
Şekil 1.37. Bağlantı plakası malzemesi.....	31
Şekil 1.38. Esnek bağlantı plakası boşluk ölçüleri.....	31
Şekil 1.39. Bağlantı plakaları arası mesafe	32
Şekil 1.40. Bağlantı plakaları yerleşimi	33
Şekil 1.41. Cıvata torklama işlemi önerileri.....	34
Şekil 3.1. Dayama kolu mili.....	49
Şekil 3.2. Travers muskası	49
Şekil 3.3. Piston alt braketi	50
Şekil 3.4. Devirme mili	50
Şekil 3.5. Devirme burcu	51
Şekil 3.6. Dayama kolu yan sacı	51
Şekil 3.7. Dayama kolu arka destek	52
Şekil 3.8. Stabilizatör burcu	52
Şekil 3.9. Piston ön braketi dış destek.....	53
Şekil 3.10. Devirme burcu	53
Şekil 3.11. Ara traves	54
Şekil 3.12. Piston braketi alt destek	54
Şekil 3.13. Alt braket destek	55
Şekil 3.14. Ara traves	55
Şekil 3.15. Şasi rijit braketi	56
Şekil 3.16. Dayama kolu desteği.....	56
Şekil 3.17. Şasi yan U arka kapatma.....	57
Şekil 3.18. Şasi yan U iç destek B-1	57
Şekil 3.19. Şasi arka ara destek.....	58

Şekil 3.20. Şasi iç giydirme.....	58
Şekil 3.21. Ara traves	59
Şekil 3.22. Destek pulu	59
Şekil 3.23. Dayama kolu burcu	60
Şekil 3.24. Modellenen şasinin montajlanmış haline ait bir görsel.....	60
Şekil 3.25. Ansys Workbench ana sayfası	63
Şekil 3.26. Ansys Workbench static structural eklemeleri.....	63
Şekil 3.27. Engineering data Ansys Workbench.....	64
Şekil 3.28. Ansys Workbench click here to add a new library	65
Şekil 3.29. Model sekmesi	65
Şekil 3.30. Body sizing elemanının eklenmesi	66
Şekil 3.31. Mesh özelliklerinin ve elemanlarının seçimi	67
Şekil 3.32. Mesh'in uygulanması.....	68
Şekil 3.33. Ansys Workbench model sekmesi model elemanlarına malzeme tanımlama işlemi	69
Şekil 3.34. Ansys Workbench üzerinde mesh işleminin görünüşü-1.....	71
Şekil 3.35. Ansys Workbench üzerinde mesh işleminin görünüşü-2.....	71
Şekil 3.36. Sabitlenmiş bölgelerin görüntüsü	72
Şekil 3.37. Basınç uygulanan bölgelerin görüntüsü.....	72
Şekil 3.38. Basınç uygulanan bölgenin görüntüsü	73
Şekil 3.39. Statik analizi yapılan şasinin yük altında max deformasyonu gösterir örnek görsel	74
Şekil 3.40. Statik analizi yapılan şasinin farklı yükler altında max stres'i gösterir örnek.....	74
Şekil 3.41. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	75
Şekil 3.42. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik	75
Şekil 3.43. Burulma analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max deformasyonu gösterir örnek görsel.....	77
Şekil 3.44. Burulma analizi yapılan şasinin farklı yükler altında max stres'i gösterir örnek.....	77

Şekil 3.45. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	78
Şekil 3.46. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik	78
Şekil 3.47. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındaki max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	80
Şekil 3.48. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik	81
Şekil 3.49. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındaki max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	82
Şekil 3.50. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik	82
Şekil 3.51. Mesh işleminin ve eklenen dik parçanın görünümü	83
Şekil 3.52. İkinci revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	84
Şekil 3.53. İkinci revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max stres miktarlarını gösterir grafik	84
Şekil 3.54. Çapraz olarak eklenen elemana ait teknik çizimler	85
Şekil 3.55. Mesh işleminin ve eklenen dik parçanın görünümü	86
Şekil 3.56. İkinci revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	86
Şekil 3.57. İkinci revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max stres miktarlarını gösterir grafik	87
Şekil 3.58. Şasinin iki durumu için yapılan statik analizlere ait max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	88
Şekil 3.59. Şasinin iki durumu için yapılan statik analizlere ait max stres miktarlarını gösterir grafik	89
Şekil 3.60. 0,396 MPa'lık yüke maruz kalan iki şasinin deformasyonunu gösterir örnek görsel	89
Şekil 3.61. Şasinin iki durumu için yapılan burulma analizlerine ait max deformasyon miktarlarını gösterir grafik	90
Şekil 3.62. Şasinin iki durumu için yapılan burulma analizlerine ait max stres miktarlarını gösterir grafik	90

Şekil 3.63. Normal durumda, düz parça ekleme durumu ve çapraz olarak eklenen parça durumunda yapılan statik analizler sonucunda elde edilen max deformasyon sonuçlarının karşılaştırmalı grafiği.....	91
Şekil 3.64. Normal durumda, düz parça ekleme durumu ve çapraz olarak eklenen parça durumunda yapılan statik analizler sonucunda elde edilen max stres sonuçlarının karşılaştırmalı grafiği	92
Şekil 3.65. Revize edilmemiş ve revize edilen tüm şasilere yapılan statik analizlere ait karşılaştırmalı max deformasyon grafiği.....	95
Şekil 3.66. Revize edilmemiş ve revize edilen tüm şasilere yapılan statik analizlere ait karşılaştırmalı max stres grafiği	93

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1. Çekicilerde bulunan ve beşinci tekerlek olarak isimlendirilen elemanın ISO 1726 standartlarına göre yerden yüksekleri	9
Tablo 1.2. Örnek olarak verilen araç üstü damper kasasına ait teknik özellikler	22
Tablo 1.3. Örnek olarak verilen küvet tipi damper kasasına ait teknik özellikler.....	24
Tablo 1.4. Örnek olarak verilen kaya tipi damper kasasına ait teknik özellikler.....	25
Tablo 1.5. Kullanılan bağlantı elemanı özellikleri.....	34
Tablo 3.1. St52 çeliğinin mekanik özellikleri	61
Tablo 3.2. St37 çeliğinin mekanik özellikleri	61
Tablo 3.3. Uygun mesh belirleme amacı ile yapılan analizlere ait sonuçlar.....	68
Tablo 3.4. Statik analiz sonuçları	74
Tablo 3.5. Burulma analizi sonuçları	76
Tablo 3.6. Mesh işlemi sonunda toplam düğüm noktaları, eleman sayıları ve değişim yüzdeleri	80
Tablo 3.7. Hafifletilmiş şasinin statik analiz sonuçları	80
Tablo 3.8. Revize edilmiş şasinin burulma analizi sonuçları.....	81
Tablo 3.9. İkinci revize edilmiş şasinin mesh işlemi sonucunda elde edilen eleman ve düğüm noktaları sayıları	83
Tablo 3.10. İkinci revizenin statik analiz sonuçları	83
Tablo 3.11. İkinci revize edilmiş şasinin mesh işlemi sonucunda elde edilen eleman ve düğüm noktaları sayıları	85
Tablo 3.12. İkinci revizenin statik analiz sonuçları	86

DAMPERLİ KAMYONLARIN ÜSTYAPI ŞASI TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

ÖZET

Şasi, üzerinde tüm ekipmanın yapılandırıldığı bir arka damperli kamyonun yük taşıma elemanının önemli bir parçasıdır. Şasi, güç aktarma sistemi elemanlarına yapısal olarak bir destekleme görevini üstlenir ve ayrıca boşaltma gövdesinin tam yük taşımalarını sağlar. Şasi ne bakım yapılabilir ne de değiştirilebilir bir bileşendir.

Şasi çerçevesi, kamyonun omurgasını oluşturur ve ana işlevi, maksimum yükü operasyonun gerektirdiği her yerde güvenli bir şekilde taşımaktır. Temel olarak motor ve aks torkunu emmeli ve araç yol boyunca hareket ederken bükülme, çarpma ve düz olmayan yol yatakları üzerindeki şok yüklerini emmelidir. Modern bir araçta, süspansiyon sistemleri, direksiyon mekanizması, motor ve şanzıman, son tahrik, yakıt deposu ve yolcular için oturma yerleri için montaj noktaları sağlamak olan hayati işlevi de yerine getirmesi bekleniyor. Bu işlevleri yerine getirirken şasi ataleti azaltacak ve tatmin edici performans sunacak kadar hafif olmalıdır. Ayrıca sürücü, motor ve güç aktarımı ile yol arasındaki etkileşim nedeniyle oluşan yorgunluk yüklerine dayanacak kadar sağlam olmalıdır.

Çalışma kapsamında literatürde benzer konular analiz edilmiş olup, yapılan bu çalışmaların eksik yönleri düşünülerek bir şasi Solidworks paket programı üzerinde bir şasi tasarımı yapılmıştır. Daha sonra yapılan bu tasarım Ansys paket programı üzerinde farklı yükler altında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilmiş olup elde edilen sonuçlar yardımı ile şasinin revizyon işlemleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar derlenerek bir bütün halinde resim, tablo ve grafik olarak tez içerisinde sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Ansys, damper, sonlu elemanlar, statik, şasi, tasarım.

SUPERSTRUCTURE CHASSIS DESIGN AND FINITE ELEMENT ANALYSIS OF DUMP TRUCKS

ABSTRACT

The chassis is an important part of the load carrying element of a rear dump truck on which all the equipment is configured. The chassis serves as a structural support to the powertrain elements and also ensures full load bearing of the unloader. The chassis is neither a serviceable nor a replaceable component.

The chassis frame forms the backbone of the truck and its main function is to safely carry the maximum load wherever the operation requires. It basically has to absorb engine and axle torque and absorb bending, bumping and shock loads on uneven road bearings as the vehicle moves along the road. In a modern vehicle, it is also expected to perform the vital function of providing mounting points for suspension systems, steering mechanism, engine and transmission, final drive, fuel tank and seating for passengers. While performing these functions, the chassis must be light enough to reduce inertia and provide satisfactory performance. In addition, the drive must be robust enough to withstand the fatigue loads caused by the interaction between the engine and the powertrain and the road.

Within the scope of the study, similar issues in the literature were analyzed, and a chassis design was made on a chassis Solidworks package program, considering the shortcomings of these studies. Later, this design was analyzed using the finite element method under different loads on the Ansys package program, and the revision processes of the chassis were carried out with the help of the results obtained. The results obtained were compiled and presented as a whole as a picture, table and graphic in the thesis.

Keywords: Ansys, chassis, damp, finite elements, static, design.

1. GİRİŞ

Damperli kamyon şasisi, bir araç sistemindeki önemli bir bileşendir. Şasi, bir araçtaki her şeyin bağlı olduğu yapıdır. Çerçevesi, kamyonun omurgasını oluşturur ve ana işlevi, maksimum yükü operasyonun gerektirdiği her yerde güvenli bir şekilde taşımaktır.

Şasi, kamyonun motor, şanzıman, debriyaj, kardan mili, fren parçaları, tekerlekler, süspansiyon parçaları, frenler, yakıt deposu bileşenleri gibi parçaları desteklemek için bir çerçeve görevi görüyor. Bu yüzden şoka, bükülmeye, titreşime ve diğer streslere dayanacak kadar sağlam olmalıdır.

Temel olarak, araç yol boyunca hareket ederken, motor ve aks torkunu emmeli ve bükülme, çarpma ve düz olmayan yol yatakları üzerindeki şok yüklerini emmelidir. Ana şasiye bağlanan alt şasi, tüm yük kuvvetlerini şasiye dağıttığı için ana şasinin mukavemeti ve sertliği yüksek olmalıdır. Alt çerçeve, ana çerçevenin kalitesini ve hizmet ömrünü artırmada kritik bileşenlerden biridir. Bu yüzden alt çerçeve tasarımı dikkate alınır.

Damperli kamyon şasisinin geliştirilmesini içeren iki ana hedef vardır. Öncelikle mevcut şasinin uygun statik ve dinamik özelliklerinin belirlenmesi gerekir. İkincisi, yüksek kalitede bir ürün elde etmek için yapısal geliştirme sürecinin başlaması gerekir. Aracın yuvarlanmasını, yol tutuşunu, sürüş stabilitesini vb. etkileyebilecek birçok faktör vardır ve dikkate alınması gerekir.

Şasinin, ataleti azaltacak ve tatmin edici performans sunacak kadar hafif olmalıdır. Ayrıca sürücü, motor, güç aktarımı ve yol koşulları arasındaki etkileşim nedeniyle oluşan yorgunluk yüklerine dayanacak kadar sağlam olmalıdır.

1.1. Treyler Sektörünün Tarihsel Gelişimi

İnsanlar ilk andan itibaren hayatlarını kolaylaştırmak amacı ile yaşamak isterler. M.Ö. 3000 yıllarında insanların tekerleğin icadıyla, kendisini ileriye taşıyan teknik gelişmelerin öncüsüydü. Yardımcı araç olarak kullanılan tekerlek, düz gövdelerin altına kurulduğu dünya tarihinde bir ilktir ve treyler oluşturuldu.

Taşımacılıktaki bu tekerlek tahrikli devrim, 1850’de içten yanmalı motorların cadını takip eden yıllar da kullanılmasıyla başladı. Belçikalı bilim adamı Etienne Lenoir ilk kullanışlı içten yanmalı motor Alman Nikolaus tarafından icat edildi. Otto, ilk geliştirilmiş motoru 1876’da yaptı. "Dört Zamanlı" adı, verilen bu motor pistonun hareketinden oluşur. Gottlier Daimler ve Karl Benz tarafından tasarlanan kitap ilk kez 1885’te yayınlandı ve ilk araba üretildi. Bu motora dayanan Ford, ilk olarak 1908’de Model T’yi piyasaya sürdü. Böylece, araçlar insan hayatına girdiler. Bir aracın arkasına takılıp çekilen karayolu taşıma aracına treyler denir. Trailer, İngilizce fragmandan Türkçe’ye çevrilen Fransızca bir kelimedir. Bu, treylerin yolculuğuna yansır. Bir yarı römork ve bir çekici üniteden oluşan bir araç anlamına gelir. Kara yollarında en çok tercih edilen yük aracıdır. Dünyanın küreselleşmesiyle uluslararası ticaret önem kazanmıştır. Bu durumda kara, hava, demiryolu ve deniz sektörünü daha aktif hale getirdi. Otomobil taşımacılığı diğerlerine kıyasla düşük maliyeti nedeniyle en çok tercih edilen ulaşım şeklidir.

1.1.1. Yarı Römorklar

Dünyanın küresel bir yer haline gelmesi ve teknolojinin gelişmesini takip eden süreç ile birlikte uluslararası ticaret daha da önemli bir hal almıştır. Bu durumda taşımacılık ve ulaşım sektörünün önemi oldukça artmıştır. Özellikle karayolu taşımacılığı bu ulaşım ağının en önemli noktalarından biri olmuştur.

Karayollarında kullanılan araçların yakıt maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle, Uluslararası karayolu taşımacılığında lowbed dorselerin kullanımı ulaşımında arttı. Otoyolların bakım ve yapım maliyetleri çok yüksektir. Yarı römorklar ve çoğu aracın bazı kısıtlamalara tabi olması karayollarında kullanımının artmasına neden olmaktadır. Kara taşımacılığında son zamanlarda yarı römorklar büyük önem kazanmıştır. İşletme ve

personel maliyetlerinde çok fazla fark olmaksızın çok az ek yatırımla Daha fazla yük taşıyabilir. Büyük ve kurumsal nakliye şirketleri filolarındaki kamyon yerine treyler sayısını artırmayı tercih ediyorlar. Bu yöntem nakliye maliyetini düşürdüğü için kamyon, özellikle uzun mesafe taşıma, treyler taşımacılığı ile rekabet edemez. Kendinden tahrikli olmayan bir römork veya traktörün beşinci tekerlek bağlantısına bağlanır bu şekilde tasarlanmış ve üretilmiş; beşinci aksta önemli dikey yük uygulamak üzere tasarlanmış bir araç, yarı römork olarak tanımlanır.

Yarı römorklar farklı farklı tip ve teknik kapasitelere sahip olacak şekillerde üretilmektedirler. En fazla kullanılan römorklar ise şu şekildedir;

- Van tipi
- Damper
- Kuru yük tipi
- Tanker
- Lowbed

1.1.2. Yarı Römork Çeşitleri

Yarı römork, yükün bir kısmı ve kendi ağırlığı motorlu araç tarafından taşınır. Taşınan ve bir kısmı motorlu taşıt veya taşıt üzerinde oturan taşıtlardır. Yarı römorkları genel olarak, üç türe ayırabiliriz.

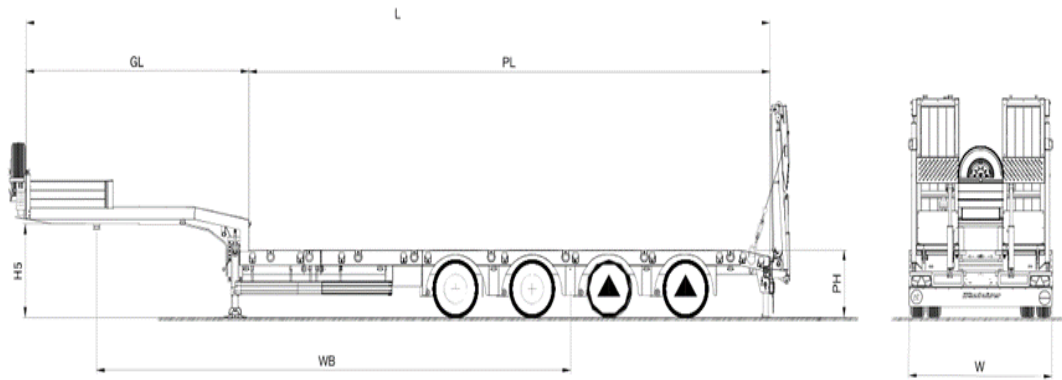
- Alçak tabana sahip lowbed treylerler
- Uzatılabilen alçak tabana sahip lowbed treylerler
- Düz tabana sahip römork treylerler

1.1.2.1. Alçak Tabana Sahip Lowbed Treylerler

Alçak tabanlı yarı römorklar; iş makinaları, tanklar, uçak kanadı vb. gibi ağır nakliyyede belirli yüklerin taşınması amacıyla imal edilen araçlardır. Bu tip araçlar standart dışı araçlar veya özel iş makineleri, otomobiller ve kamyonetleri taşımak için kullanılırlar. Alçak tabanlı treyler farklı özelliklere göre farklı şekilleri bulunmaktadır.



Şekil 1.1. Lowbed Römork (Kütük 2019)



Şekil 1.2. Lowbed Römork'a ait teknik çizim (Kütük 2019)

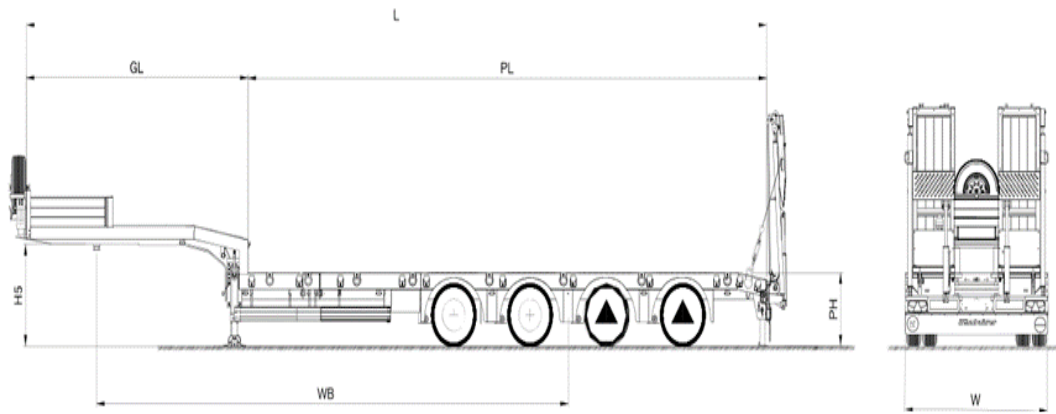
1.1.2.2. Uzatılabilen Alçak Tabana Sahip Lowbed Treylerler

Lowbed treylerlerin alçak tabanlı semi treyler tiplerinden biri de uzayabilen treylerlerdir. Ağır tanklar, ağır makineler, otomobiller ve traktörler, uçak kanatları, köprü sütunları vb.

yük taşırlar. Bu tip araçlar standart dışı araçlar veya özel iş makinaları, araba ve kamyonet taşımak için kullanılırlar.



Şekil 1.3. Uzayabilen Lowbed Römork (Kütük 2019)



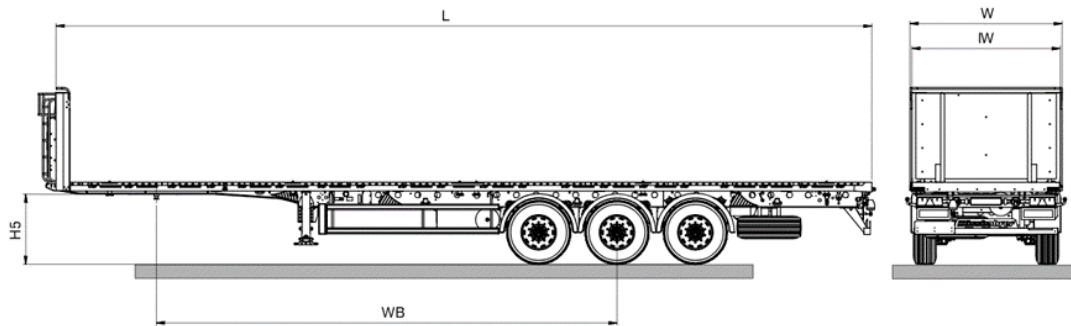
Şekil 1.4. Uzayabilen Lowbed Römork'a ait teknik çizim (Kütük 2019)

1.1.2.3. Düz Tabana Sahip Römork Treylerler

Düz tabanlı yarı römorklar, genişletilebilir veya genişletilemez olabilir. Arkada yükleme için kuyruk açısı yoksa bu tip yarı römorklar düz tabanlıdır. Düşük yarı römork tipleri farklı seçeneklere göre farklılık gösterebilir.



Şekil 1.5. Düz Tabanlı Lowbed Römork (Kütük 2019)

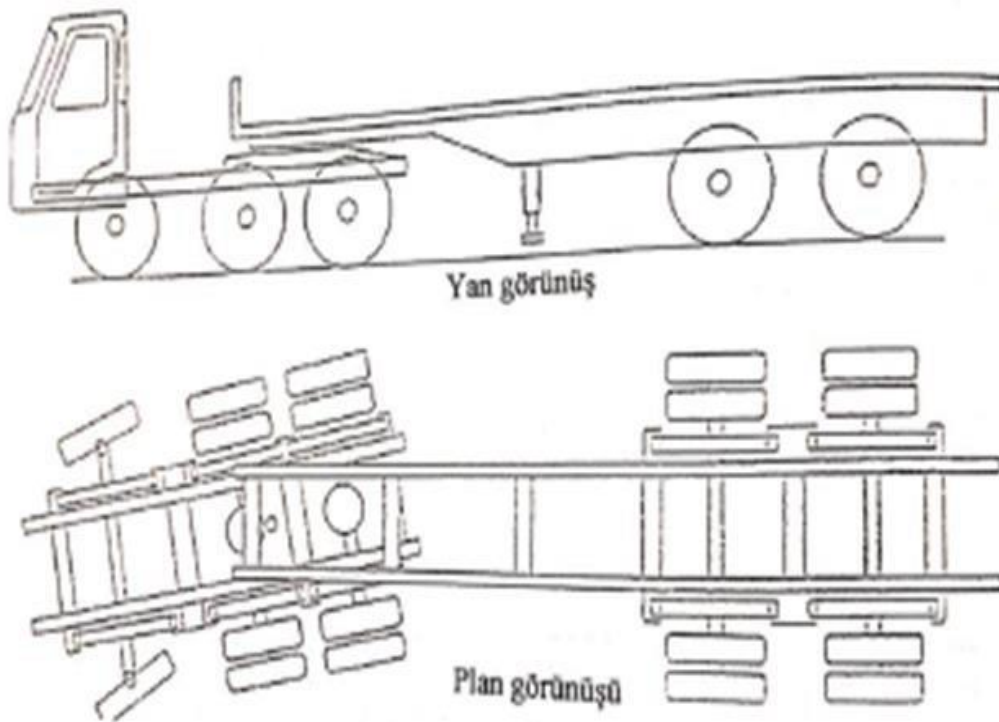


Şekil 1.6. Düz tabanlı Lowbed Römork'a ait teknik çizim (Kütük 2019)

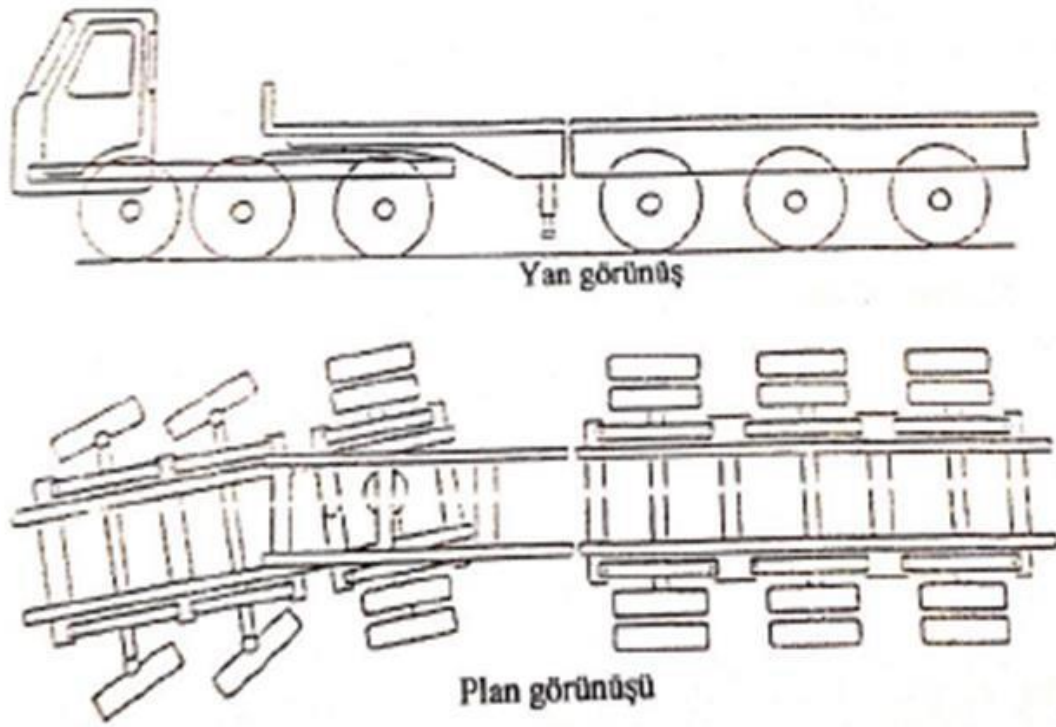
1.1.3. Yarı Römorkun Çekici Araç ile Birleştirilmesi

Yarı römork ve römorkların çekilmesi için üretilmiş çekici ünite yarı römork yükü içeren ve geçici olarak ara güç sağlayan araçlara da denir. Çekici, iki veya üç dingilli sabit bir

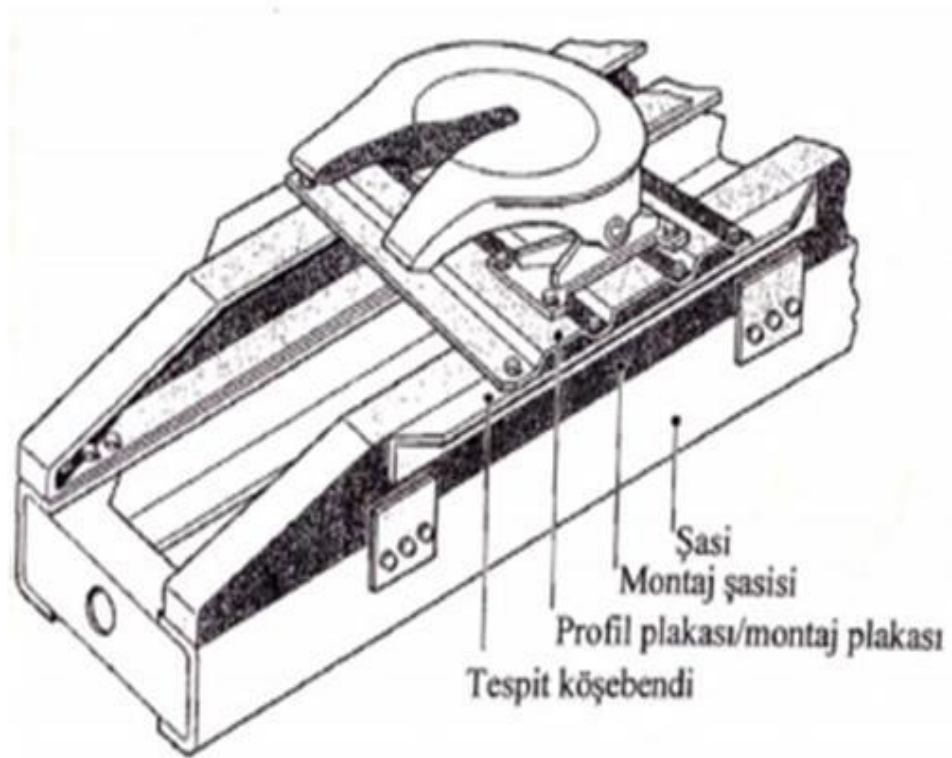
şasiye bağlıdır. Bu ünite arka aks tahrikidir içindir. Direksiyon simidi ile yol, tekerlekleri yönlendirebilir ve destekleyebilir. Uzun sabit şasili ve tek dingilli veya kademeli üçlü dingilli yarı römork grubu vardır. Römork çerçevesinin ön ucu, traktör çerçevesinin arka tarafından desteklenir. Tüm römorkların dingillerinin tahriksiz dingil olduğu görülmektedir. Şekil 1.6’de üç bir dingilli çekiciye bağlı iki dingilli yarı römork ve Şekil 1.7’de üç dingilli yarı römork çekici ile tekerlek bağlantılı üç dingilli yarı römorkun teknik çizimleri ise Şekil 1.8’de görülmektedir.



Şekil 1.7. Üç dingile sahip çekici ile yarı römork bağlantısına ait teknik çizimler (Kütük 2019)

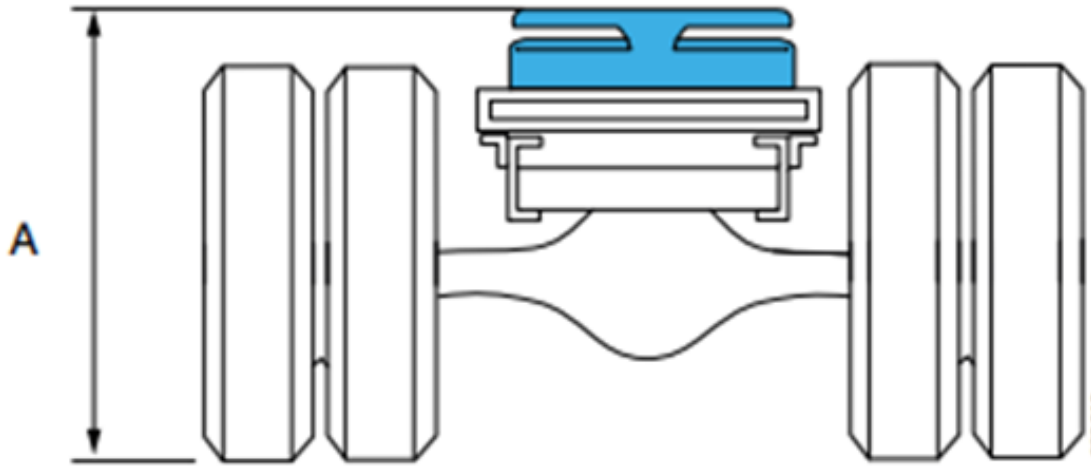


Şekil 1.8. Üç dingile sahip çekici ile yarı römork bağlantısına ait teknik çizimler (Kütük 2019)



Şekil 1.9. Yarı römork ile çekicisinin birleştirme tekerinin montajına ait görsel (Kütük 2019)

ISO 1726, traktörlerin ve yarı römorkların bağlanması için uluslararası bir sözleşmedir. Bu standart dorse için gerekli olan boşluk ve beşinci tekerlek konumlandırmasını ve özelliklerini kapsayan uluslararası bir standarttır. Standartta uygun traktörler ve yarı römorklar tamamen teknik bir bakış açısıyla birbiriyle ilişkilidir. Beşinci tekerleğin zemine göre konumu Şekil 1.10’da gösterilmektedir.



Şekil 1.10. Beşinci tekerleğin yerden yüksekliğini gösterir görsel (Kütük 2019)

Tablo 1.1. Çekicilerde bulunan ve beşinci tekerlek olarak isimlendirilen elemanın ISO 1726 standartlarına göre yerden yüksekleri (URL-1)

Çekici	Minimum Yükseklik (mm)	Maksimum Yükseklik (mm)
Yüklü traktör	1150	1300
Römorksuz çekici		1400
Yüklü çekici	1025	1100
Römorksuz ve yük ayarlı çekici	-	1150
Yüklü ve direk montajlı	900	975
Direk montajlı beşinci tekerleğe sahip römorksuz yük ayarlı traktör	-	1000

1.1.4. Lowbed Treylerler

96/53/EC ve 1230/2012/EU ile Avrupa’daki araçların ve trenlerin kütle ve boyutları düzenlemeler belirtilmiştir. Bu düzenlemeler tüm AB üye ülkeleri için geçerlidir. Türkiye’deki araç ve trenlerin kütle ve boyutları Karayolları Trafik Yönetmeliği ile belirlenir ve EU/1230/2012 yönetmelikleri belirtilmiştir. Karayolları Trafik

Yönetmeliğinde Araç ve trenlerin kütle ve boyutlarının belirtildiği bölüm 96/53/EC'nin çevirisidir.

1.1.5. Lowbed Treylerin Elemanları

Yarı römork Lowbed treyleri oluşturan ana parçalar aşağıdaki gibidir. Bu ana elemanlar (Durutürk 1999);

- Rampa
- Deveboynu ve KingPin
- Dingil grubu ve Araç Lastikler

Bu ana elemanlar dışında üretici işletmeler tarafından aşağıda verilen elemanlarda zaman zaman sunulmaktadır (Kütük 2019);

- Dış
- Üst Panel
- Tampon
- Çamurluk
- Çamurluk
- Üst Panel
- Stepne ve Taşıyıcı Vinç
- Hava Boruları
- Bisiklet Korumaları
- Ön ve Arka Mekanik-Hidrolik Ayaklar
- Taban ve Genişleme Ahşapları
- Alet Dolabı, Çalışma Dolabı
- Genişleme Ahşap Dolabı Vb.

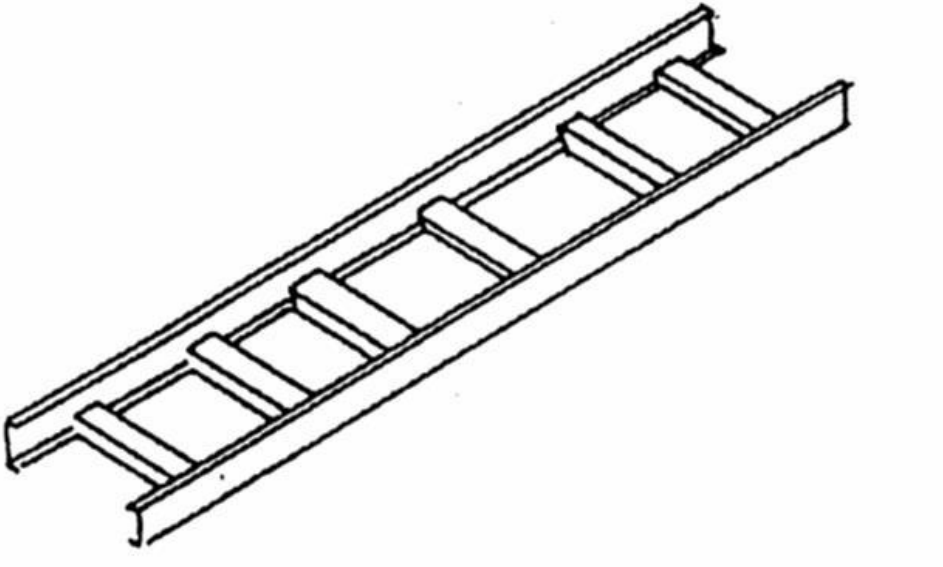
1.2. Şasi Çeşitleri

Platform yani diğer bir isimle şasi araçlarda farklı amaçlar için farklı çeşitlerde tasarlanıp, üretilmektedirler. Genel olarak yarı römork ve tam römork olarak ISO 1726 standardına uygun olarak yüksek mekanik özelliklere sahip St 52 ve St 37 çelikleri kullanılmaktadır. Genel anlamda en çok üretilen şasi tipleri ise şu şekildedir (Poyraz 2004);

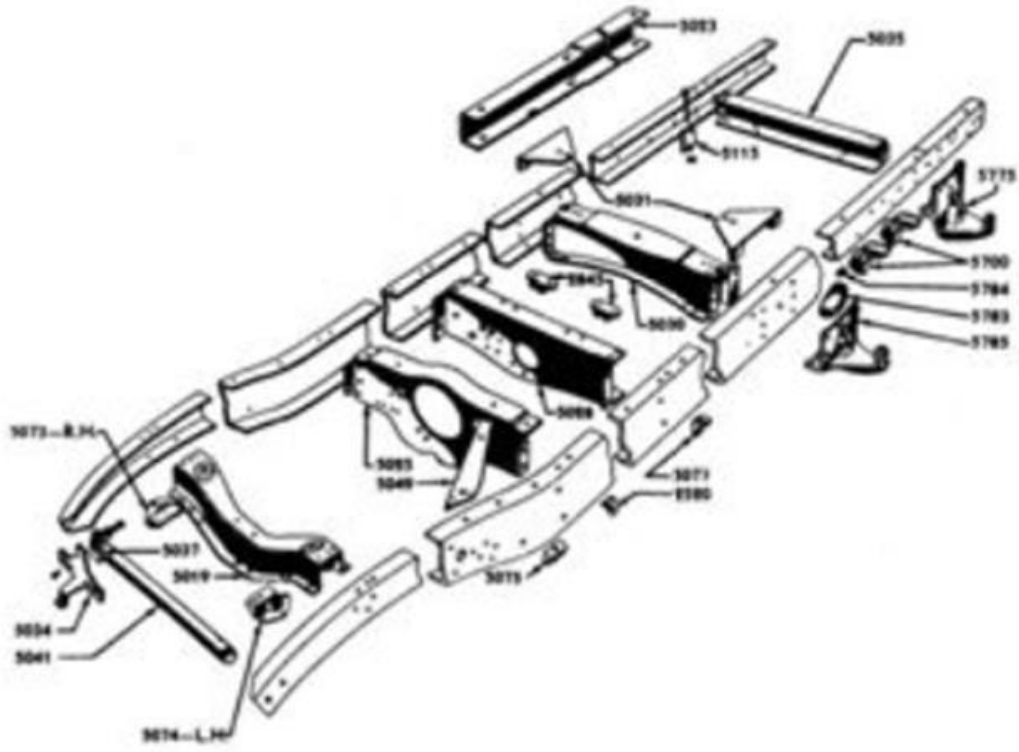
- Dikdörtgen şasi
- Çatal şasi
- Trapez şasi
- Ana kiriş şasi
- X şasi
- Platform şasi
- Kademeli şasi

1.2.1. Dikdörtgen Şasi

Bağlantı genellikle cıvatalı ya da perçinlidir. Birleştirme çok az kaynakla yapılmaktadır. Üretimi ve kurulumu basit oldukça basittir (Poyraz 2004).



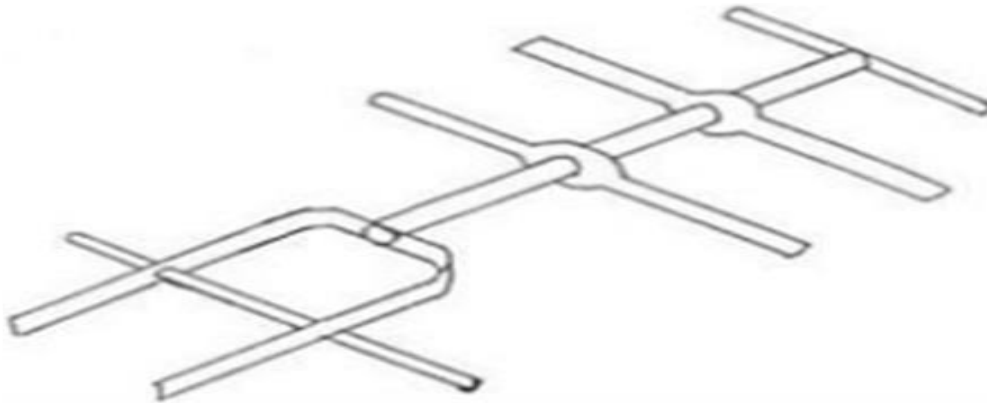
Şekil 1.11. Dikdörtgen platforma ait örnek görsel-1 (Poyraz 2004)



Şekil 1.12. Dikdörtgen platforma ait örnek görsel-2 (Poyraz 2004)

1.2.2. Çatal Şasi

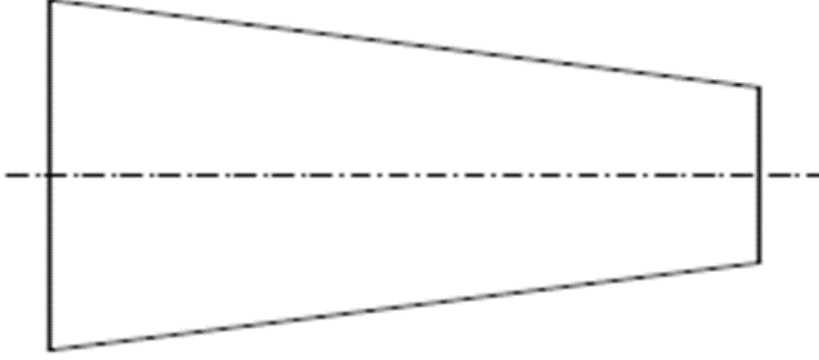
Kapalı profille sahip kesitli olarak üretilmektedirler. Dairesel ve kutu kesitleri en bilindik türlerindendir. Orta bölümde bir uçtan diğer uca uzanan bir kiriş bulunmaktadır. Bunun karşısında uzatma kirişi üzerine monte edilmiş diğer yan kirişlerden oluşmaktadır. Daha çok yolcu arabalarının şasilerinin üretiminde uygun bir şasidir (Poyraz 2004).



Şekil 1.13. Çatal şasiye ait örnek görsel (Poyraz 2004)

1.2.3. Trapez Şasi

Geometrik olarak trapez formuna benzetilmesinden dolayı bu isimle anılmaktadır. Genel olarak kamyon ve otobüslerde kullanılan şasilerdir.



Şekil 1.14. Bir trapez şasinin kesit görüntüsü (Poyraz 2004)

1.2.4. Ana Kiriş Şasisi

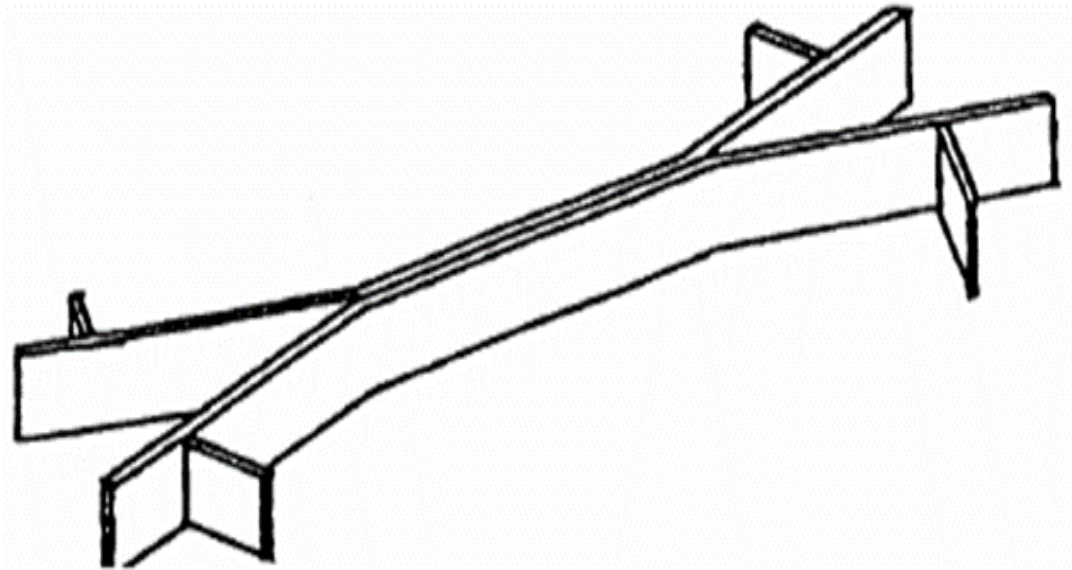
Bu şasi tipi genel olarak yarı römork bağlantılarında kullanılmaktadır. Kullanılan bölgeye göre bu şasilerde dayanım oldukça yüksek olmak zorundadır. Bundan dolayı yüksek tonajlı yükleri kaldırabilecek özellikte olmalıdır.



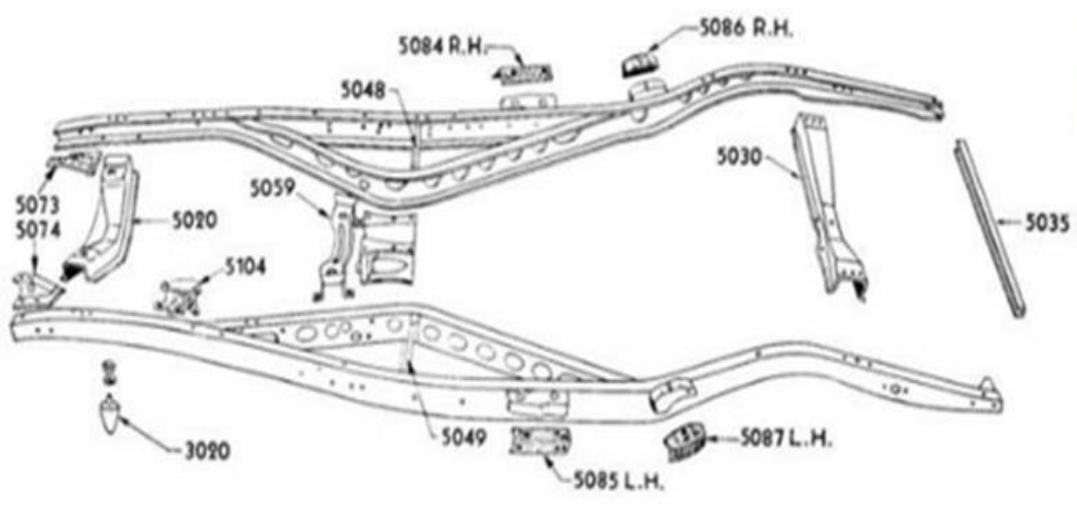
Şekil 1.15. Örnek bir ana kiriş şasi görseli (URL-2)

1.2.5. X Şasi

X şeklindeki çerçeve, birbiriyle örtüşen iki açık veya kutu şeklindeki bölüme sahiptir. Benzer uzunlukta iki taşıyıcıdan oluşur. Tekerleklerin ve taşıyıcı konumların birbirlerine yakın olması, hem boyuna Hemde enine bağlantı noktalarının katılığına bağlı şasinin burulmaya karşı olan direnci de artmaktadır. Genel olarak bu tür şasiler otomobil ve otomobil benzeri taşıtlarda kullanılırlar (Poyraz 2004).



Şekil 1.16. Örnek bir X şasi görseli-1 (Poyraz 2004)



Şekil 1.17. Örnek bir X şasi görseli-2 (Poyraz 2004)

1.2.6. Platform Şasi

Bu şaside; enine ve boyuna profiller, destekler vb. bağlantılar zemin sacı ile kaynatılır olarak birleştirilir. Dayanıklı bir yapıya sahip olması, gövdenin cıvatalı veya kaynaklı bağlantılar ile şasiye bağlanmasından kaynaklanmaktadır. Bu şasi örneği genel olarak binek otomobillerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca ağırlık avantajıda bulunmaktadır (Poyraz 2004).



Şekil 1.18. Örnek bir platform şasi görseli (Poyraz 2004)

1.2.7. Kademeli Şasi

Genellikle bu şasi, treylerin taşıyabileceği hacmi artırmak için kullanılır. Ana kirişlerde kullanılan çapraz tip I tipidir. Tasarımcıya göre C veya Z krosda kullanılmaktadırlar.



Şekil 1.19. Örnek bir kademeli şasi görseli (URL-2)

1.3. Damper Kamyonları

Damper kamyonları, şasi üzerine kapasitelerine göre çeşitli şekillerde imal edilmiş kasa konstrüksiyonları yardımı ile yük taşımada kullanılan ve büyük çoğunlukla inşaat sektörüne hitap eden ağır koşullarda çalışan araçlardır.

Ağır hizmet kamyonları, toplam ve göreceli mal hacimleri tehlikeli bir şekilde artmaktadır. Lojistik, fabrikalar, tarım ve diğer endüstriler, malzemeyi bir yerden başka bir yere taşımak için bu tür ağır hizmet araçlarını kullanmaktadır.

Damperli araçları diğer yol kamyonlarından ayıran en önemli özellik, damperli kasanın kaldırılması işlemi esnasında şasi üzerinde üç noktada gerilim yoğunlaşması oluşmasıdır.

Bu yüzden damper kamyonu olarak kullanılacak araçların şasileri özel takviyeler ile güçlendirilmiştir. Damperli kamyon ana şasi, alt şasi, Kabin, süspansiyon sistemi, hidrolik kaldırma mekanizması, motor ve dişlilerden oluşur.



Şekil 1.20. Damper kamyonları (Ford 2007)

Damperli kasa tipleri taşınan yüke ve kullanım alanına bağlı olarak kasayı üç yönde veya sadece arkaya doğru kaldırabilme özelliğine sahiptirler (Ford 2007).



Şekil 1.21. Damper kamyonları (Ford 2007)

1.3.1. Arkaya Doğru Devrilmeli Damper Kamyonları

Arkaya doğru devrilmeli tip damperli kamyon destek platformunun damper silindiri ile sağlanan destek haricinde herhangi bir destek noktası mevcut değildir. Bu sebeple şasi önünden destek atılması tavsiye edilmektedir. Buna ilave olarak ön destek ve pivot mili arasındaki mesafenin ortasına yakın bir yerden bir destek daha konulmalıdır. Bu destek, yükün eşit dağılımını sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır. Damper silindirinin çalışmadığı durumlarda, damper platformu bu destek ile dengeli bir şekilde durabilir.



Şekil 1.22. Arkaya doğru devrilmeli damper kamyonları (Ford 2007)

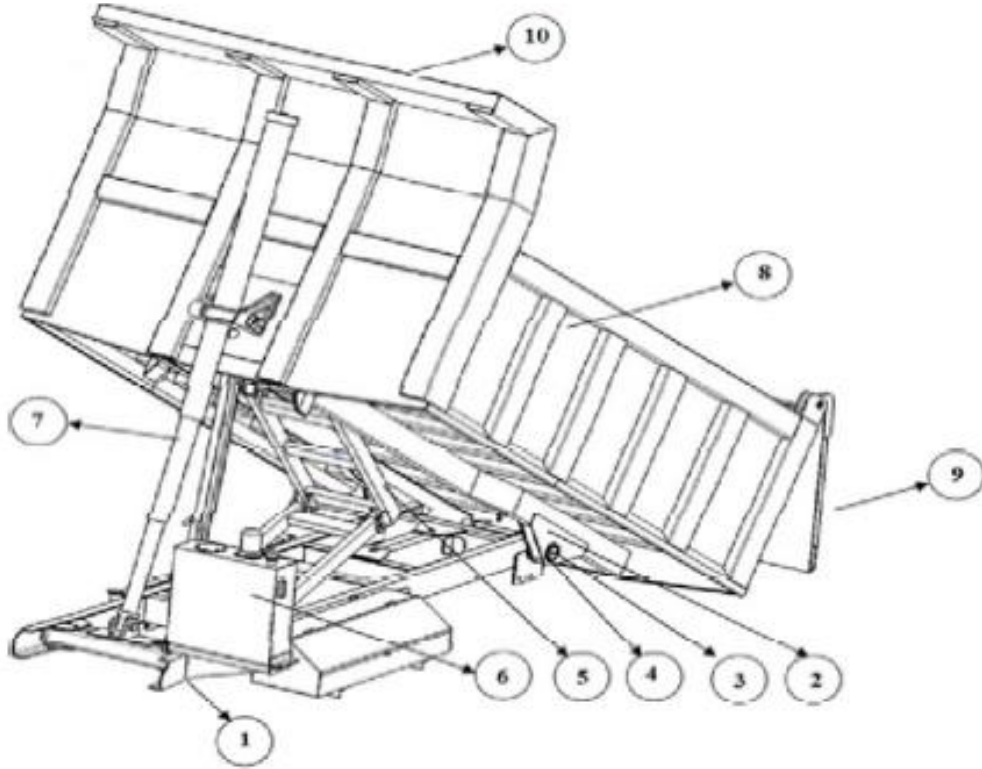
1.3.2. Üç Yöne Devrilebilen Damper Kamyonları

Üç yöne devrilebilen damper kamyonlarında pivot millerinde uygulanan desteğe ilave olarak, kamyon kasasında her şasi kolu için en az bir üstyapı desteği konulmalıdır. Bu destek ön ve arka pivot millerinin ortasına konumlanmalıdır.



Şekil 1.23. Üç Yöne Devrilebilen Damper Kamyonları (FordCargoÜrünGeliştirmeEkibi, 2007)

1.4. Damper Kasa Donanımı



Şekil 1.24. Damper kasa donanımı (Ford 2007)

1. Üstyapı / Muavin Şasi
2. Pivot Mafsalı
3. Pivot Mili
4. Bronz Burç

5. Damper Stabilizatörü
6. Hidrolik Yağ Tankı
7. Teleskopik Silindir
8. Damper Gövdesi
9. Arka Kapak
10. Siperlik

1.4.1. Pivot Mafsalı

Damper platformunun etrafında döndüğü yatağın üstyapı şasisine bağlanmasını sağlayan mafsalıdır. Genel olarak damperin gövdesinin şasi üzerinde dönme hareketini sağlayan eleman olarak bilinmektedir (Ford 2007).

1.4.2. Pivot Mili

Damper platformunun etrafında dönme hareketi yapan mildir (Ford 2007).

1.4.3. Bronz Burç

Pivot milinin iki ucundan bağlı olduğu burçlardır (Ford 2007).

1.4.4. Damper Stabilizatörü

Damperli araçlarda damperin indirilmesi ve kaldırılması esnasında dengeyi koruyan ekipmandır (Ford 2007).

1.4.5. Teleskopik Damper Silindiri

İç içe geçmiş faturalı miller aracılığı ile teleskop prensibi ile çalışan, damper gövdesini dengeli bir şekilde kaldırma ve indirme işlevini gerçekleştiren silindir (Ford 2007).

1.4.6. Hidrolik Yağ Tankı

Damper silindirini kaldırmak için kullanılan yağın depolandığı tanka verilen isimdir(Ford 2007).

1.4.7. Damper Gövdesi

Damperli araçlarda, esas yükü taşıyan, arka kapağı kendi ağırlığı ile veya bir hidrolik silindir aracılığı ile açılabilen, dört tarafı istenen forma göre dizayn ve imal edilmiş sac duvarlar ile kaplı yapıdır(Ford 2007).

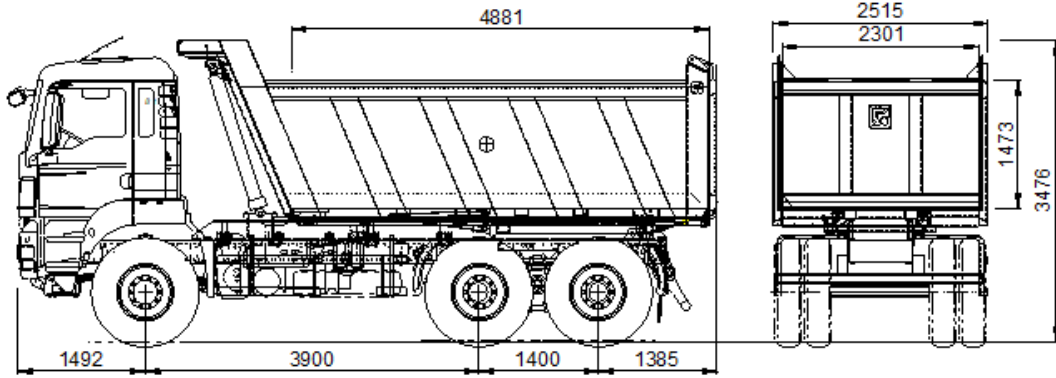
1.5. Damper Çeşitleri

Taşınacak malzemeye göre farklı damper seçenekleri mevcuttur. Damperli kamyon seçimi, örneğin malzemenin düşük veya hafif olması, yüklenmesi ve boşaltılması kolay bir malzeme olması gibi koşullar dikkate alınarak yapılmalıdır. Aynı zamanda damper çeşitlerini incelerken kamyonun manevra yapmak için girmesini istediğiniz alanın uygunluğunu da göz önünde bulundurmak gerekir. Genel olarak damper çeşitleri şu şekilde sıralanabilir;

- Araç üstü damper
- Küvet tipi damper
- Kaya tipi damper
- Kaya tipi dev damper

1.5.1. Araç Üstü Damper

Ağırlıklı olarak inşaat, yol yapım ve hafriyat çalışmalarında kullanılan en temel damper çeşidi olarak bilinmektedir.



Şekil 1.25.Araç üstü damper kasa donanımı teknik resim örneği (URL-2)

Şekil 1.25’de teknik çizimi verilen araç üstü damper kasanın özellikleri *Makinsan* firmasının ürettiği ürünlerden biri olmakla birlikte çeşitli özellikleri ise şu şekildedir (URL-2);

Tablo 1.2. Örnek olarak verilen araç üstü damper kasasına ait teknik özellikler (URL-2)

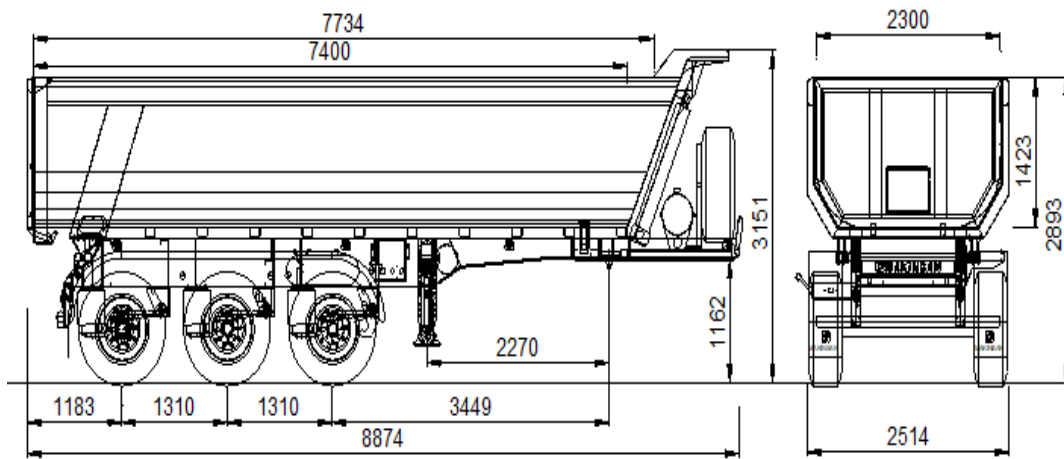
Toplam uzunluk	8177 mm	Araç kapasitesi	40000 kg
Toplam yükseklik	3476 mm	Araç ağırlığı	10035 kg
Kova ölçüleri	4881x1473x2301 mm	Kova ağırlığı	4600 kg
Kova hacmi	18 m ³	Taşıma Kapasitesi	25365 kg
Elektrik Sistemi	Yan işaret lambası, arkada ve Yan aydınlatma reflektörü her bir tarafta en az 3 adet		
Hidrolik Sistem	Önden silindir ve pompa direk PTO a bağlanacak. Ağır hizmet tipi teleskopik silindir, kabin içinden Panomatik kaldırma kontrol valfi/vanası. Pompa kapasitesi 1000(rpm) devirde 78 Lt		
	Filtreli Akaryakıt pompası ve filtre dönüşü. Sürücü kabininde kontrol ünitesi (DÜĞME)		
	Yüksek ve alçak basınç hortumları,nozullar,hortumlar,contalar ve bağlantıları		



Şekil 1.26. Araç üstü damper kasa donanımı örneği (URL-2)

1.5.2. Küvet Tipi Damper

Genel olarak ince ve içine girdiği kabın şeklini alan yanı kum, mıcır ve asfalt gibi malzemelerin taşınması amacı ile üretilen damper çeşididir. Bu amaçla içi derin ve hacmi fazla olan damper tasarımı yani küvet tipi damperler mantık olarak daha uygundur.



Şekil 1.27.Küvet tipi damper donanımı teknik resim örneği (URL-2)

Şekil 1.27’de teknik çizimi verilen araç üstü damper kasanın özellikleri *Makinsan* firmasının ürettiği ürünlerden biri olmakla birlikte çeşitli özellikleri ise şu şekildedir; (URL-2)

Tablo 1.3. Örnek olarak verilen küvet tipi damper kasasına ait teknik özellikler (URL-2)

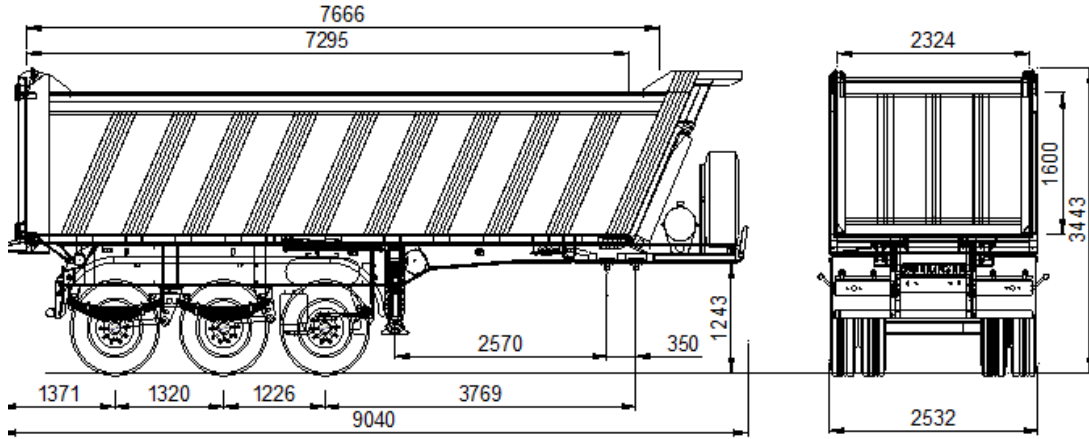
5. Teker Yüksekliği	1162 mm	Dingil Grubu Kapasitesi	27000 kg
Toplam Uzunluk	8874 mm	KingPin Kapasitesi	12000 kg
Toplam Yükseklik	3151 mm	Araç Toplam Kapasitesi	39000 kg
Kova Ölçüleri	7734x2300x1423 mm	Boş Ağırlık	6600 kg
Kova Hacmi	24 m ³	Taşıma Kapasitesi	29.000 kg
Dingiller	Ece R13.11 Regülasyonu Seviyesinde Test Belgeli, Yerli Kampana Frenli, Her Biri 3x9 Ton Kapasiteli Aks Grubu, Ön Dingil Kalkar.		
King Pimi	Ece R55.01 Regülasyonu Seviyesinde 2” King-Pimi		



Şekil 1.28. Küvet tipi damper kasa donanımı örneği (URL-2)

1.5.3. Kaya Tipi Damper

Taş ve büyük taşlar gibi hacimli ve ağır malzemelerin taşınması için damperin hem üretilen malzeme hem de hareketlilik açısından sağlam olması gerekir. Bu amaçla üretilen özel amortisörlere kaya tipi amortisörler denir.



Şekil 1.29. Araç üstü damper kasa donanımı teknik resim örneği (URL-2)

Şekil 1.29’da teknik çizimi verilen kaya tipi damper kasanın özellikleri *Makinsan* firmasının ürettiği ürünlerden biri olmakla birlikte çeşitli özellikleri ise şu şekildedir; (URL-2)

Tablo 1.4. Örnek olarak verilen kaya tipi damper kasasına ait teknik özellikler (URL-2)

5. Teker Yüksekliği	1243 mm	Dingil Grubu Kapasitesi	42000 kg
Toplam Uzunluk	9040 mm	KingPin Kapasitesi	18000 kg
Toplam Yükseklik	3443 mm	Araç Toplam Kapasitesi	60000 kg
Kova Ölçüleri	7666x2324x1600 mm	Boş Ağırlık	11000 kg
Kova Hacmi	28 m ³	Taşıma Kapasitesi	49.000 kg
Dingiller	Ece R13.11 Regülasyonu Seviyesinde Test Belgeli, Yerli Kampana Frenli, Her Biri 3x14 Ton Kapasiteli Aks Grubu, Ön Dingil Kalkar.		
Lastikler+ Jantlar	12+1 Adet 12 R 22,5 Ebatlı Lastik ve 9.00x22,5 Ebatlı Jant 92/23/Eec*2005/11/Ec Standartlarında		
Şasi	S355 Kalite Sacların Kesilip Bükülerek Mukavemet Kazandırılarak Mag Gaz Altı Kaynağı/Tozaltı Kaynağı ile Birleştirilmesiye Oluşturulan Esnek Mukavim I Kesitli Şasi		
Kova	97/27/Ec *2003/19/Ec Direktifine Uygun Kova. Yüksek Dayanımlı Çelikten Profillerle Kaynatılarak Desteklenen Mukavim Kova; Taban Sacı 6 Mm, Yanlar, Ön ve Arka 4 Mm, Mekanik Kilitli Arka Kapak		
King Pimi	Ece R55.01 Regülasyonu Seviyesinde 2” King-Pimi		



Şekil 1.30. Kaya tipi damper kasa donanımı örneği (URL-2)

1.5.4. Kaya Tipi Dev Damper

Kaya ve taş gibi dayanıklılığı ve ağırlığı fazla olan malzemelerin taşınmasında tercih edilen bir damper tipidir. Bu tür malzemelerin dampere yüklenmesi durumunda ortaya çıkabilecek çarpma ve darbelere karşı dayanımı yüksek olarak üretilmiştir. Bu damper çeşidine ait *Özsan Treyler* markasının teknik özellikleri ise şu şekildedir (URL-3);

- Genişlik: 3600 mm
- Uzunluk: 8000 mm-8500 mm
- Kapasite: 45-50 m³
- Şasi: Yüksek mukavemetli “I” kesitli şasi
- Üst Kasa: Aşınmaya ve darbeye dayanıklı sac
- Arka Kapak Sistemi: Hidrolik
- Dingiller: 2 grup Dingil
- Süspansiyon: Tandem Süspansiyon
- Hidrolik Sistem: 5 kademeli ağır tip teleskopik lift



Şekil 1.31. Kaya tipi dev damper kasa donanımı örneği (URL-3)

1.6. Üst Yapı Şasisi Planlama ve Tasarımı

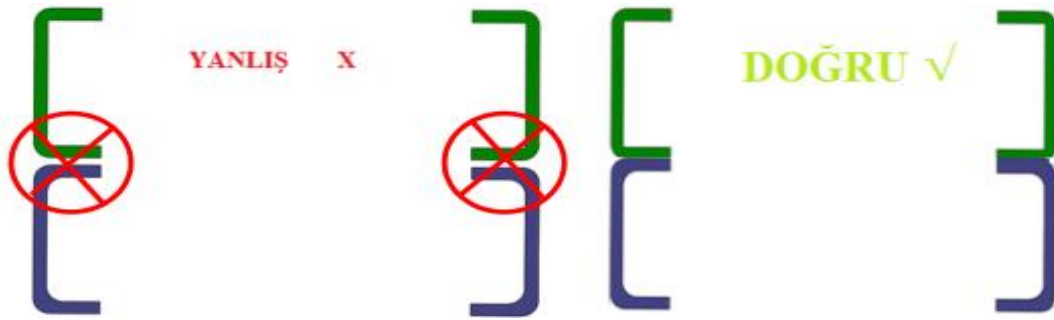
1.6.1. Üstyapı Şasi Planlama

Bu çalışmada, üstyapı şasi kavramı ilave şasi olarak tanımlanmıştır ve taşıyıcı bir fonksiyonu yerine getirir. Aynı zamanda yardımcı şasi, montaj şasisi kavramları da aynı anlamı taşımaktadır. Araç şasisi ile birlikte toplam bükülme mukavemetine katkı yapar. Şasi ile üstyapı arasında kusursuz bir bağlantı için tüm üstyapılar bir yardımcı şasi veya bir yardımcı şasinin görevini üstlenen bir altyapı gereklidir. Bu ifade kendini taşıyabilen üstyapılar ve taban grubu yardımcı şasi olarak kullananlar dışında yer almaktadır.

Bu proje için, kamyon şasisi merdiven çerçeve tipi şasi altında kategorize edilmiştir. Bir merdiven çerçevesi yapısal olarak ızgaralar olarak düşünülebilir. Köprülenen ve ara traverslerden oluşan bir dizi yan elemanlardan oluşmuştur. Yan elemanlar, kesme kuvvetlerine ve bükülme yüklerine direnç olarak işlev görürken, ara traversler çerçeveye burulma sertliği verir. Kullanılan bağlantı elemanları ile araç şasisi ile üstyapı şasi

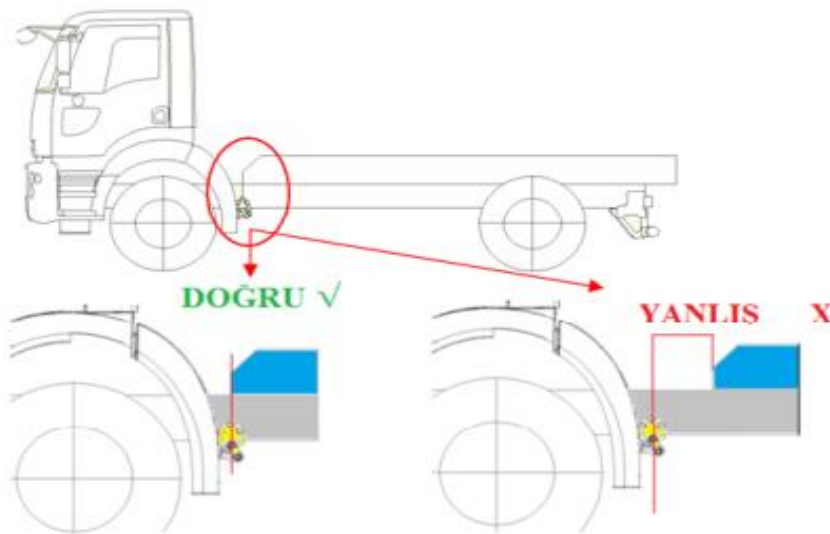
arasında mukavemeti ve burulma gerilimine karşı direnci sağlayan sağlam ve kutu kesitli çelik saclara sahiptir.

Üstyapı şasisi boyuna taşıyıcıları düz bir şekilde olmalıdır ve ana şasinin şekli ile uyumlu bir şekilde şasi üst flanşına oturtulmalıdır. Üstyapı şasi enine taşıyıcıları, ana şasi enine taşıyıcıların üzerine gelecek şekilde yerleştirilmelidir(Ford 2007).



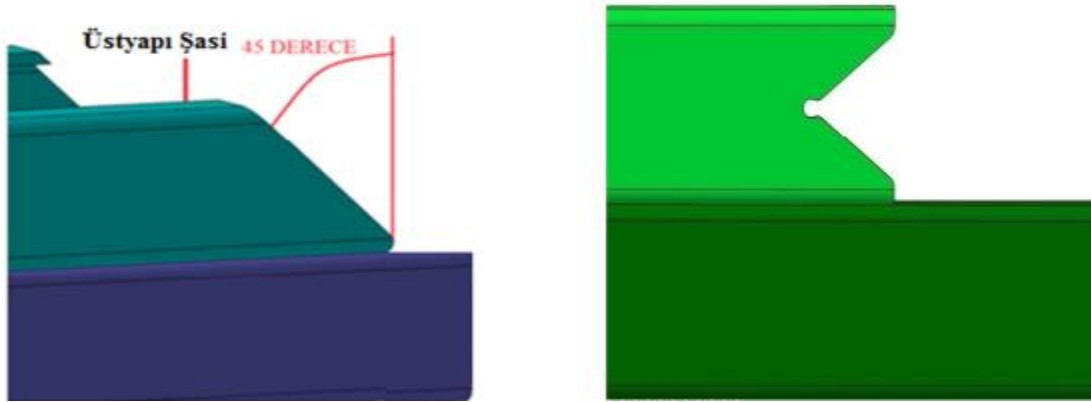
Şekil 1.32. Ana şasi-üstyapı şasi arası boşluk uygulama hatası (Ford 2007)

Üstyapı şasi ön ucu mümkün olduğunca araç ön makas kulağına kadar uzanmalıdır. Üstyapı şasi daha geriden başlarsa, başlayacağı noktada araç şasisine herhangi bir destek olmayacağı için seyir esnasında araca etki edecek dinamik yükler araç şasisinde deformasyona sebep olabilir.



Şekil 1.33. Üstyapı şasi yaklaşma mesafesi (Ford 2007)

Takviye şasinin araç şasisini kesmemesi için ön tarafı aşağıya doğru 45 derece eğimli ve ön uç noktası da en az 5 mm'lik bir radyus ile yuvarlatılmış olmalıdır. Bu sayede seyir esnasında oluşan kuvvetler sonucunda üstyapı şasisinin araç şasisine uygulayacağı kesme kuvvetleri azaltılmış olacaktır. Şasi bitimi genellikle sol tarafta görülen şekilde olduğu gibi, belirtilen açı değerine riayet etmek kaydı ile piyasada kurtağzı şekli olarak bilinen uygulama da yapılabilir.



Şekil 1.34. Üstyapı şasi bitim açısı uygulaması (Akarsu 2012)

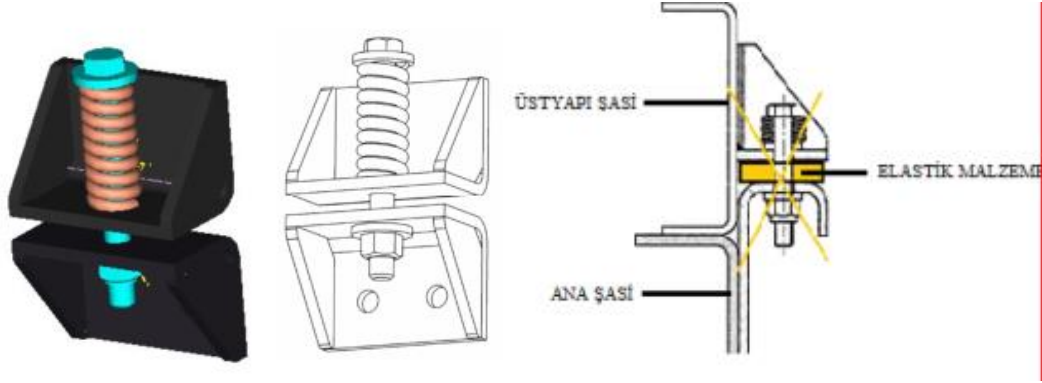
1.6.1.1. Üstyapı Şasinin Montajı

Üstyapının şasi bağlantılarına sabitlenmesi ve ilgili ana şasi bağlantılarının gerçekleştirilmesi üstyapı firmasının sorumluluğundadır. Bu nedenle kullanılacak bağlantıların seçimi üstyapı şasisi için gerekli olan dayanım ve mukavemeti sağlaması açısından önemli rol oynar. Şasi bağlantıları doğru bir şekilde yapılmalıdır ve ana şasinin hareket serbestliğini kısıtlamamalıdır. Hangi bağlantı tipi ile bağlantı yapıldığına bakılmaksızın temel olarak ana şasi ile üstyapı şasi arasında bağlantı yapılması işlemi esnasında arada boşluk kalmamalı ve kauçuk veya benzeri elastik ara malzemeler kullanılmamalıdır.

Esnek bağlantılar

Esnek bağlantılar kuvvet/sürtünme bağlantılarıdır. Üstyapı şasi ile ana şasi arasında sınırlı derecede hareket imkânı mevcuttur. Damper aracı üstyapı şasilerinde esnek bağlantı bölgelerinde, önde tek yaylı kullanılabilir.

Esnek tip bağlantılarda üstyapı ve ana şasi arasına ahşap, lastik veya benzeri türde elastik malzeme konulmamalıdır.



Şekil 1.35. Esnek bağlantı (Akarsu 2012)

Rijit bağlantılar

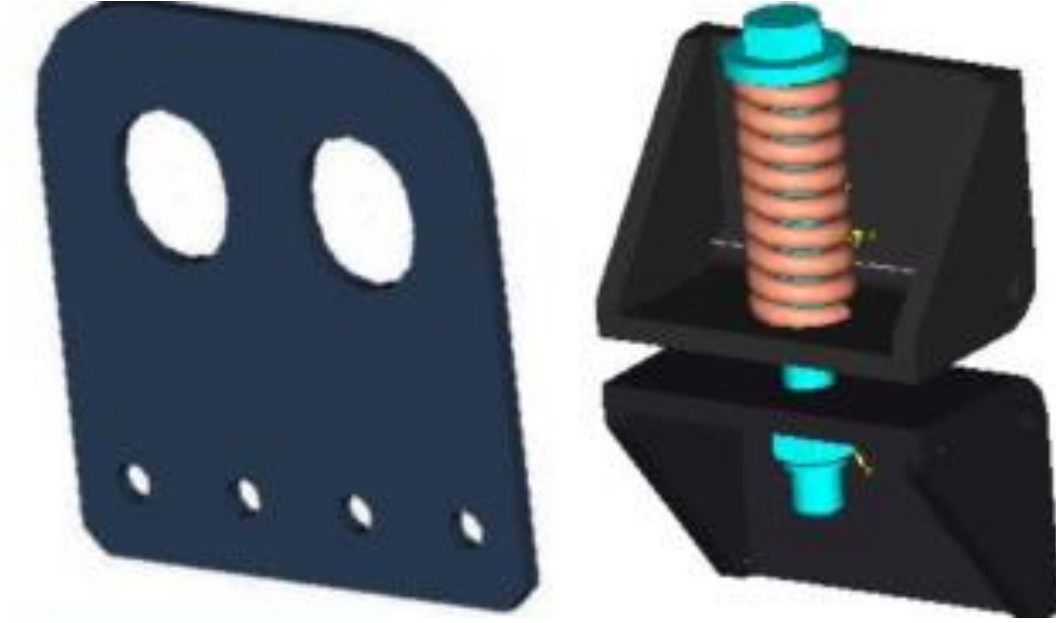
Rijit bağlantılarda ana şasi ile üstyapı şasi arasında bir hareket mümkün değildir. Bu bağlantılarda üstyapı şasisi, araç şasisinin tüm hareketlerini takip eder. Önde bulunan esnekbağlantıların ardından arka uca kadar kullanılır. Üst bölgesi takviye şasiye kaynakılır. Ayrıca plakanın üst tarafında bırakılan deliklerin içinde de üstyapı şasiye kaynakılması plaka kenarlarındaki kaynağın kırılmaya karşı mukavemetini artırır.



Şekil 1.36. Rijit bağlantı (Akarsu 2012)

Bağlantı plakaları ve teknik hususlar

Gerek esnek gerek rijit bağlantıların her ikisinde de malzeme olarak en az 8 mm kalınlığında St 52 çeliği kullanılmalıdır.

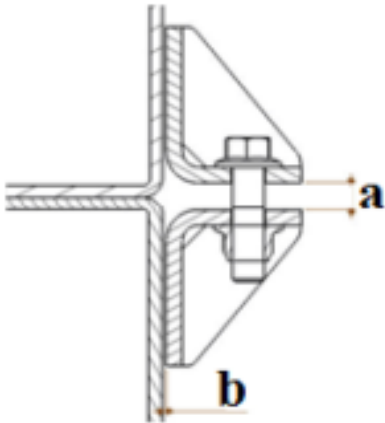


Şekil 1.37. Bağlantı plakası malzemesi (Akarsu 2012)

Bağlantı plakalarının tasarımında aşağıdaki ölçülerin dikkate alınması gerekmektedir.

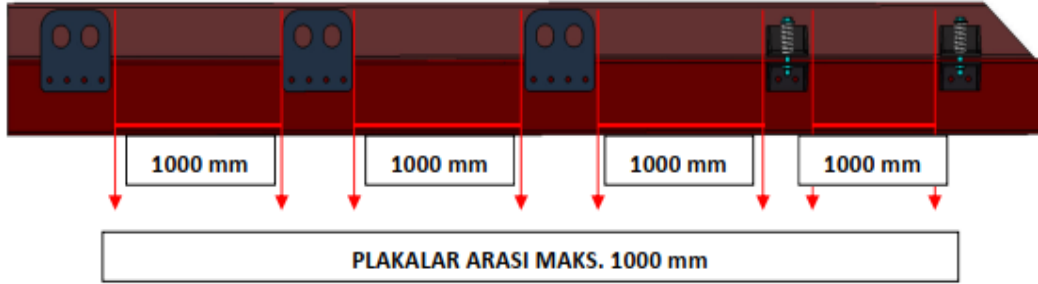
a = min 5 mm-max 15 mm

b = max 2 mm



Şekil 1.38. Esnek bağlantı plakası boşluk ölçüleri (Ford 2007)

Bağlantı plakaları arasındaki mesafe max 1000 mm olacak şekilde yerleşim ayarlanmalıdır.



Şekil 1.39. Bağlantı plakaları arası mesafe (Akarsu 2012)

1.6.2. Şasi Tasarımı İçin Uygun Malzeme Özelliğinin Belirlenmesi

Damperli kamyonlar gibi ağır hizmet tipi araçlar, çok çeşitli yapısal ve kavramsal bir tasarıma sahiptir. Şasi üretiminde kullanılan malzeme seçimi önemli bir faktördür.

Kullanılan malzemenin ağırlığı aracın doğrudan performansını etkilemektedir. Tasarım aşamasında şasinin güvenliğini göz ardı etmeden ağırlık faktörünü de değerlendirmemiz gerekir. Şasi imalat teknolojisinde, çerçeve geometrisinin teması için özellikle çelik ve alaşımları kullanılmaktadır.

Çerçeve modelleri için farklı birçok malzeme, kompozit malzemeler ve farklı alaşım türleri kullanılabilir. Mevcut çalışmada üretici, tedarikçiden dolayı malzeme tipini, üretim yöntemlerini ve malzemelerini değiştirmek istemiyor. Türkiye'deki bütün şasi geometrileri için üretici firmalar yapılan gözlemler sonucunda St 52 (S355JR) ve St 37 (S235JR) çeliklerini kullanmaktadır. Tasarım aşamasında Solidworks paket programı ile modelleme yaptığım çalışmada St37 ve St52 çelikleri kullanıldı.



Şekil 1.40. Bağlantı plakaları yerleşimi (Akarsu 2012)

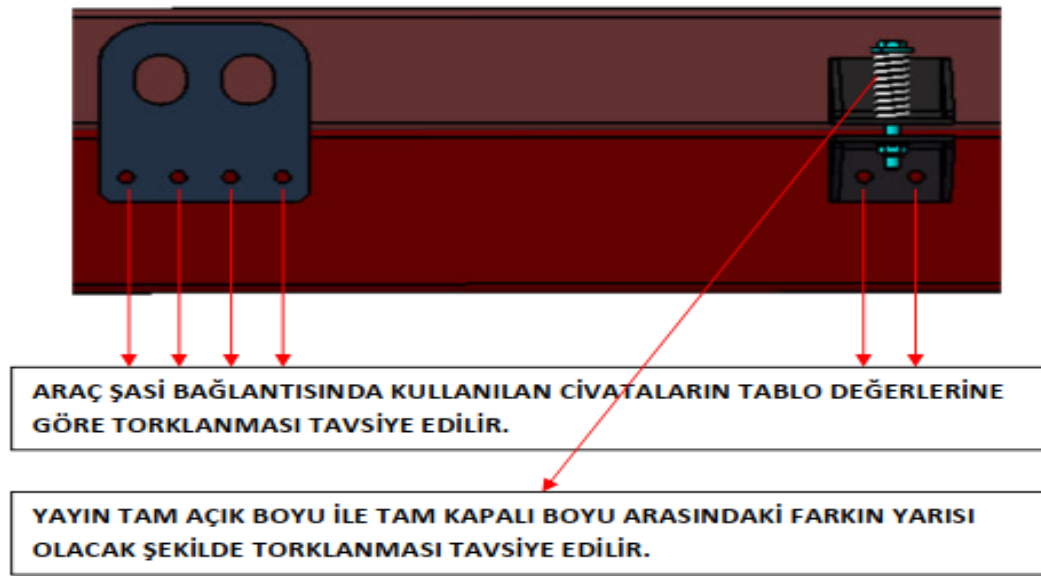
1.6.3. Kullanılan Bağlantı Elemanları ve Özellikleri

Şasi üzerinde ekipman montajında ve bağlantı plakalarında cıvata-somun bağlantısı kullanılmalıdır. 10*9 kalitede şapkalı cıvatalar kullanarak malzemenin yüksek kaliteli oluşu sağlanmış olacaktır. Bağlantı plakalarında sıkma işlemi Torkmetre kullanılarak uygun değerler esas alınarak gerçekleştirilmelidir. Aksi halde gevşeme ve sökölme riski ortaya çıkabilir. Aşağıda vermiş olduğum tabloda istenen özelliklerde değerler mevcuttur.

Tablo 1.5. Kullanılan bağlantı elemanı özellikleri (Akarsu 2012)

Civata Kalitesi	Çekme Mukavemeti (N/mm ²)	Akma Mukavemeti (N/mm ²)	Kopma Gerilmesi A ₅ % Minimum	Sıkma Değerleri(Nm)	Tork
8*8	800 (830)	640 (660)	12	M14-138 M16-210	
10*9	1000 (1040)	900 (940)	9	M14-200 M16-300	
12*9	1200 (1220)	1080 (1100)	8	M14-235 M16-357	

Civata sıkma işlemi yapılması esnasında rijit ve esnek bağlantıyı araç şasisine bağlayan bölgelerde kullanılan civatalar için yukarıdaki tabloda verilen değerlerde torklanması, esnek bağlantı plakasında bulunan yaylı civata bağlantısında ise yayın tam açık boyu ile tam kapalı boyu arasındaki farkın yarısı olacak şekilde sıkma işlemi yapılması tavsiye edilmektedir.



Şekil 1.41. Civata torklama işlemi önerileri (Akarsu 2012)

1.6.4. Elemanların Kaynaklanması

Kaynak, metal malzemeleri birleştirmek için kullanılan bir imalat yöntemidir. Bu imalat yönteminde, kullanılacak parçaların kaynak yapılacak bölgeleri eritilir ve bu alana dolgu malzemesi eklenir. Ek yerleri soğutulurken sertleşmesi sağlanır. Bazı durumlarda ısı ile birleştirme yöntemi yerine basınç ile birleştirme yöntemi de tercih edilebilir.

Kaynak işlemi, birleştirme yöntemlerine göre eritme kaynağı ve basınç kaynağı olarak iki grup altında sınıflandırılabilir. Bu yöntemlerden biri olan eritme kaynağının prensibi; malzemeyi sadece ısı tesiri ile bölgesel olarak eritip, ilave bir metal malzeme kullanılarak veya ilave bir metal malzeme kullanılmadan birleştirmedir. Basınç kaynağının prensibi ise; birleştirilecek malzemenin, ısı tesiri uygulanarak veya uygulanmayarak, ilave bir metal malzeme kullanmadan, basınç altında, bölgesel olarak ısıtılarak birleştirmesidir.

Kaynak işleminin iki ana sınıfı olan, eritme ve basınç kaynağı da kendi aralarında sınıflandırılır. Kullanılan elektrot malzemesi ve koruyucu gazın cinsine göre yapılan sınıflandırma aşağıdaki gibidir.

- Erimeyen elektrotla yapılan gaz altı kaynağı
- Eriyen elektrotla yapılan gaz altı kaynağı

Yapmış olduğumuz şasinin üretiminde de eriyen elektrotla yapılan gaz altı kaynağı kullanılmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Tez konusu kapsamında yapılan literatür araştırması ile elde edilen çalışmaların içeriklerine ait bilgiler bu başlık altında verilmiştir.

Bu çalışma, gelişen teknoloji ile tasarıma esneklik kazandırmayı amaçlamaktadır. Yarı römork şasisinin tasarımına yönelik parametrik tasarımın uygulamasını tartışır. Parametrik tasarım, birbirine benzeyen ancak geometrik boyutları farklı olan parçaları tasarlamanıza ve kısa sürede üretime başlamanıza olanak sağlamaktadır. Bu çalışmada, yarı römork şasisinin bilgisayar ortamında parametrik tasarımı, modellenmesi ve analizi için yazılım geliştirilmiştir. Yazılım geliştirmede Catia V5 tasarım yazılımı kullanılmıştır. Catia V5'te kod yazarken kullanıcı tanımlı modüller kullanılabildiğinden, parametrik tasarım VBA kullanılarak gerçekleştirildi. Kullanıcı, şaseyi oluşturan temel parametreleri sisteme girer, şase boyutlandırılır, ardından şasenın tasarımı, modellenmesi, statik ve dinamik analizi yazılım ortamında otomatik olarak yapılabilmektedir. Çalışma, tasarımın belirli kriterleri karşılayan standart bir tasarım olmasını sağlayarak tasarım incelemesinin daha hızlı ve daha işlevsel olmasını sağlamıştır (Fırtına 2018).

Bu proje, STEELBRO New ZealandLtd'de çatlaklar nedeniyle devam eden bir treyler bileşeni arızası sorununa odaklanmaktadır. Bu araştırmada probleme ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımı kullanılarak sistematik olarak yaklaşılmıştır. Yaklaşım şunları içermektedir; İki tip hizmet koşuluna tabi tutulan treylerin probleminin araştırılması ve yapısal analizi. Servis koşulları, CAD içeren ANSYS'tesimüle edilir ve treylerin sonlu eleman modellenmesi ve ardından sonlu eleman modeli gerinim ölçerlerle deneysel olarak ve ANSYS eleman şekli kontrol yeteneği ile geometrik olarak doğrulanır. Statik yapısal analize tabi tutulan sonlu eleman modeli, çatlak konumlarını doğruladı ve başarısızlığın nedenini gösterdi. Yükleme koşullarından biri üzerinde daha fazla yorulma analizi, çatlak konumlarında arızaya neden olma potansiyeli olduğunu ortaya çıkardı. Son olarak, bu

araştırma, çatlak konumlarındaki arızanın üstesinden gelmek için gözden geçirilmiş bileşen tasarımı önerisi ve treyler üzerinde daha fazla analiz için öneriler ile sona ermektedir (Baadkar 2010).

Dampersiz kamyonları boşaltmanın en verimli yollarından biri Hidrolik Kamyon Boşaltma Platformlarını (HTUP) kullanmaktır. HTUP'ler, platformun güvenilirliği ve malzeme maliyeti göz önünde bulundurularak dikkatlice tasarlanmalıdır. Bu nedenle bu çalışmada, üç farklı HTUP tasarımı, farklı operasyonel pozisyonlardaki stres dağılımı ve maliyetleri dikkate alınarak karşılaştırılmıştır. Platformların üç boyutlu modellerini ve yapısal analizlerini hazırlamak için CATIA V5 ve Ansys Workbench yazılım programları kullanılmıştır. Yapısal analiz, platformların maksimum von-Mises stres dağılımının 93,41 MPa ile 210,29 MPa arasında olduğunu göstermiştir. Çerçevenin malzemeleri gerilim dağılımına göre seçilmiştir. Çerçevelerin malzeme maliyetleri de karşılaştırılmış ve sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca platformun çerçevesi üzerindeki von-Mises gerilmelerinin yatay konumda 45° eğimli konuma göre daha yüksek olduğu bulunmuştur (Uludamar and Tüccar 2017).

Otomotiv şasisi, bir otomobilin önemli bir parçasıdır. Şasi, otomobilin gövdesini ve farklı parçalarını desteklemek için bir çerçeve görevi görür. Ayrıca şok, bükülme, titreşim ve diğer streslere dayanacak kadar sert olmalıdır. Mukavemet ile birlikte, şasi tasarımında önemli bir husus, daha iyi yol tutuş özellikleri için yeterli bükülme sertliğine sahip olmaktır. Bu nedenle, maksimum stres, maksimum eşkenar stres ve sehim, şasi tasarımı için önemli kriterlerdir. Bu rapor, maksimum kayma gerilmesi, eşdeğer gerilme ve şasi sapma kısıtlamaları ile otomotiv şasisinin optimizasyonuna yönelik yapılan çalışmadır. Şasi gibi yapısal sistemler, sonlu elemanlar teknikleri kullanılarak kolaylıkla analiz edilebilir. Ağırlık azaltma için bir duyarlılık analizi yapılır. Bu nedenle, şasinin uygun bir sonlu eleman modeli geliştirilecektir. Şasi PRO-E'de modellenmiştir. FEA, Ansys Workbench kullanılarak modellenen şase üzerinde yapılır (Patel et al. 2013).

Bir maden damperli kamyonu araştırma nesnesi olarak alan bu makale, sonlu elemanın eylemsizliği ilkesine göre CAE'yi analiz eder ve tasarımın ilk problemini bulur, böylece çerçeve yapısını makul bir şekilde optimize eder. Böylece üretim tasarımının maliyetini azaltabilir ve yeni modellerin geliştirme döngüsünü kısaltabilir (Zhang and Deng 2014).

Aracın şasi elemanı, araç için en önemli elemandır. Otomobil ve otomobil sektörleri. Şasi elemanının ömrü, statik ve dinamik koşullarda her zaman bazı sorunlar yaşar. Aracın diğer bileşenlerinin yüklere dayanamaması nedeniyle kırılan şasi arızaları olarak bu sorunları gidermek için arıza nedenlerini bulmak için bir analiz yapıldı. Sertlik kaybından kaynaklanan arızalar ve yüksek deformasyonlar. Bununla ilgili olarak, analiz lotundan iki kilit nokta belirlendi. Biri, diğer bileşenin monte edildiği aracın şasi elemanının kritik noktasındaki maksimum gerilme gelişimidir. İkincisi, doğal aralıktan düşerse doğal frekanstır. Yukarıdaki arıza düzeltilmesi için sonlu elemanlar yöntemi sayısal, geleneksel hesaplamalar ve ANSYS paketi ile kullanılır. Bu makalede çeşitli analiz yöntemleri ve sonuçları tartışılmıştır (Kumar et al. 2017).

Bu makale, ağır hizmet kamyon şasisinin stres analizini sunmaktadır. Stres analizi, en yüksek strese sahip kritik noktayı belirlemek için yorulma etüdü ve bileşenlerin ömür tahmininde önemlidir. Analiz, ticari bir sonlu eleman paketli ABAQUS kullanılarak bir kamyon modeli için yapıldı. Model 12,35 m uzunluğa ve 2,45 m genişliğe sahiptir. Şasi malzemesi, 552 MPa akma dayanımı ve 620 MPa çekme dayanımı ile ASTM Düşük Alaşımlı Çelik A 710 C'dir (Sınıf 3). Sonuç, kritik stres noktasının meydana geldiğini gösteriyor cıvata ile temas halinde olan şasinin açılışında. Kritik noktanın stres büyüklüğü 386.9 MPa'dır. Yorulma arızası en yüksek stres noktasından başladığı için bu kritik nokta, olası arızaya bir başlangıcıdır (Rahman et al. 2008).

Bu çalışmada bir kamyon şasinin burulması incelenmiştir. Şasi kamyonun ana taşıyıcı elemanıdır. Dolayısı ile mukavemeti yüksek olması gerekmektedir. Yol durumunda karşılaşılabilecek her türlü yüke dayanması gerekmektedir. Burulma aracın dinamik hareketi sırasında herhangi bir lastiğin çukur girmesi ya da bir tümseğe çıkması durumunda oluşan anlık statik aşırı yükler sonucunda ortaya çıkar. Şasinin burulmaya karşı dayanımı yeterli değilse şaside kalıcı deformasyonlar ortaya çıkabilir. Burulma analizi iki bölümden oluşmaktadır. İlk olarak basitleştirilmiş elastik model yardımı ile kurulan araç modeli üzerinde analizler gerçekleştirilirken, ikinci bölümde ise örnek bir şasi modeli ele alınarak aracın olağan bir çukura düşmesi durumunda gelen moment değerleri elde edilerek şasi elemanlarına gelen momentler ve çizilen şasinin HYPERMESH paket programında modeli kurularak NASTRAN sonlu elemanlar yazılımı ile çözümü yapılmıştır (Durutürk 1999).

Bu çalışmada amaç, tekerlekli ekskavatörün alt şasisinin şeklini optimize etmektir. MSC. Ticari Marc-Mentat programı kullanılarak yapının parametrik sonlu elemanlar analizini oluşturmak için bir bilgisayar programı tasarlanmıştır. Model parametreleri Microsoft Excel ortamında oluşturulmuştur. Analiz sonucu verileri Python tabanlı koddan alınır. Daha önce geliştirilmiş olan ve ekskavatör kol şeklinin optimizasyonunu genetik bir algoritma ile yapan Smart Designer programı modifiye edilerek tasarlanan program ile kullanıma uygun hale getirilmiştir (Özbayramoğlu 2008)

Bu çalışma, 7. Bakım Merkezi Komutanlığı Tuzla fabrikasında üretilen Typhoon 4x4 zırhlı aracın çeşitli zemin koşullarındaki dinamik davranışını incelemek amacıyla yapılmıştır. İlk olarak, aracın yedi serbestlik dereceli analitik modeli yaratıldı. BT ortamında, her farklı yol koşulunda farklı yük durumları için yedi serbestlik derecesine sahip bir model simüle edilir. Simülasyon için Matlab ve Simulink programları kullanılmıştır. Aracın çeşitli tümseklerden geçtiği durum için şasi ve kaporta üzerinde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak stres ve titreşim analizleri yapılmıştır. Bunun için öncelikle komple aracın sonlu eleman modeli hazırlanır ve doğal frekansları bulunur. Yazılım olarak ABAQUS kullanılmaktadır. Ardından tümsek geçiş senaryoları için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle çeşitli yol koşullarında araç yapısında dayanım açısından kritik bölgeler belirlenmiştir (Edis 2006).

Ağır bir araç için çerçeve yapısı, maksimum faydayı güvenli bir şekilde taşımaktan sorumlu güçlü bir unsurdur. Tasarlanan tüm çalışma durumları göz önünde bulundurularak bu makale, yatay kanala etki eden eğilme, burulma ve kombine eğilme ve burulma yük durumları gibi üç farklı yük unsurunun etkisi altında bir kamyon şasisinin tepkisini belirlemek için ağır hizmet kamyon şasi çerçevesi ile ilgili statik yapısal incelemeyi detaylandırmaktadır. C. Bu makalede, BishoftuAutomobileIndustry'den bir FAW damperli araca ait ağır araç şasisinin boyutları, bir ağır aracın şasisini modellemek ve incelemek için elde edilmiş ve geleneksel malzemeler, E- karbon çifti Epoksi'den oluşan kompozit malzemelerle değiştirilmiştir. Çelik çerçeve ile benzer basınç veya yükte aynı geometriye sahip cam epoksi. Bu çalışmada kullanılan yazılım, modelleme için CATIA V5 R19 ve sonlu elemanlar analizi için ANSYS 14.5'tir. Sonuç, esas olarak karbon epoksi olan kompozit malzemelerin, e-cam epoksi ve yumuşak çelikten daha yüksek bir yük kapasitesine ve daha yüksek bir güvenlik faktörüne sahip olduğunu ve

çerçevenin ağırlığının karbon epoksi için 4,8 kat ve epoksi cam için 3 kat azaldığını göstermektedir. Genellikle çerçeve çerçevesi için kompozit malzemelerin kullanımı güvenlidir. Küresel sorun olan yakıt tüketimini ve atmosfere verilen emisyonları azaltmak için aracın ağırlığını azaltmanın en iyi yolu malzeme değişimidir (Siraj et al. 2019).

Çalışma üç aşamada gerçekleştirilmiştir. Müşteri verilerini ilk adım olarak düşünün Gerekli araştırmaların ardından istenilen kasa ölçüsü belirlenerek geçici tasarım şablonu oluşturulmuştur. İkinci aşamada, mukavemet hesapları dikkate alınarak hidrolik sistemdeki silindirin taşıyıcı elemanlarının seçimi ve hareketleri yapılmıştır. Son aşamada ise prototip uygulamasından elde edilen veriler doğrultusunda ürün üzerinde gerçekleştirilen inceleme süreçlerine yer verilmektedir (Işıklar 2009).

Araç gövdesi ve şasi elemanları oldukça değişken, tekrarlayan ve büyük yüklere maruz kalmaktadır. Bu tür önemli parçaların kullanım ömrü boyunca zarar görmemesi için araç tasarım aşamasında detaylı test ve analizler yaparak ana araç tasarımına karar verilmesi gerekmektedir. Eksik veya yanlış tasarlanmış parçalar gelecekte otomotiv şirketlerine ciddi zararlar verebilir. Araçlarda zamanla oluşan hasar problemlerinin çoğu yorgunluktan kaynaklanmaktadır. Günümüzde birçok otomotiv firması yorulma problemlerini gelişmiş sonlu elemanlar analiz programları ile incelenmektedir. Bu çalışmada, Ford Transit model ticari aracın yol testleri sırasında gövde-çerçeve kavşak bölgesinde tespit edilen bir yorulma kırılması problemi incelenmiş ve çözümü için çeşitli tasarım önerileri sunulmuştur. Kırılma sorunu sadece dayanıklılık testlerinde, müşteri araçlarında veya servisler şu ana kadar bu sorunla karşılaşmadı. Her proje önerisinin sonlu elemanlar analizi yapılmış ve sonuçlar mevcut yapının durumu ile karşılaştırılmıştır. Devreye alınması düşünülen parçaların üretim durumu göz önünde bulundurularak en uygun tasarım önerisi seçilmiştir. Seçilen yeni tasarımın mevcut yapı üzerinden ömür açısından faydalarını ortaya çıkarmak için sonlu elemanlar yorulma analizleri yapılmış ve mevcut yapının yaşam koşulları ile tasarım önerisi karşılaştırılmıştır. Sunulan bu çalışmada, araçlardaki yorulma hasarlarının tespiti ve çözümü için mantıklı bir yaklaşım geliştirmeyi amaçlamaktadır (Küçükay 2009).

Yakıt tüketiminden kaynaklanan çevre sorunları ve yolcu güvenliği gibi nedenlerle alüminyum Uzay Kafes hafifliği ve yüksek rijitliği nedeniyle tercih edilmektedir. Alüminyum, geleneksel çelik çerçeveye göre daha düşük rijitlik ve mukavemete sahip olmasına rağmen, uzay çerçeve tipinin çerçeve tasarımında ve kalınlığında değişiklikler yaparak benzer ihtiyaçları karşılayabilir. Bu çalışmada, araba kasalarında çelik kullanmak yerine, ekstrüzyon ve kum döküm yöntemleri ile ağırlıklı olarak alüminyum alaşımları kullanılarak uzay çerçeve tipi çerçeveler üretilmesi hedeflenmekte ve rijitlik özellikleri iyileştirilmektedir. Çerçeve, çelik yapıya uyum sağlamak için uygun mekanik özellikler ve hesaplamalar dikkate alınarak tasarlanmıştır. Çerçevenin burulma ve eğilme özellikleri ile yorulma davranışı, statik sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edildi. Aynı zamanda önden çarpmalarda yolcu güvenliği için enerji emilimi, özgül enerji emilimi ve maksimum kuvveti bulmak için dinamik bir sonlu eleman analizi yapılmıştır. Ekstrüde alüminyum profiller üretilerek kum döküm parçalar ile birleştirilmiş ve uzay çerçeve tipinde bir çerçeve elde edilmiştir. Alüminyum alaşım 6063, ekstrüzyon, kaynak ve ısıtım işlemi ile uyumluluğu ve yeterli mekanik özellikleri nedeniyle seçilmiştir. 3 noktada eğilme testi yapılarak enerji absorpsiyonu hesaplanmış ve buna göre atalet momenti hesapları yapılmıştır. Yan çerçeve ve şok kulesi gibi parçalar kum döküm yöntemi ile üretilmektedir. Silafont-36 alaşımına benzer bir bileşime sahip basınçlı döküm alaşımı olmasına rağmen yüksek akışkanlığı ve yüksek mekanik özellikleri nedeniyle seçilmiştir. Silafont-36 kum döküm alaşımının mekanik özelliklerini belirlemek için Charpy çekme, sertlik ve darbe testleri uygulandı. Ayrıca doğru alaşım yapısını belirlemek için mikroyapı incelenmiş ve termal analizler yapılmıştır. Termal olarak değiştirilmiş bölgenin farklı sertlikleri, farklı kaynak sonrası ısıtım işlemleri ile incelendi ve kaynak dikişinin maksimum mukavemetini elde etmek için çekme testleri yapıldı. Deneysel ve teorik çalışmaların yanı sıra uzay kafes tipi bir çerçeve de üretilmiştir. Deneysel sonuçlara dayanarak hafif, ekolojik ve yüksek rijitliğe sahip aracın üretilebilirliği belirlendi (Demirel 2012)

Bu çalışmanın amacı, elektrikli bir araç için güçlü ve hafif bir şasi geliştirmektir. Tasarım için farklı geometrilerde farklı tipte çerçeveler oluşturulmuş ve bilgisayar destekli tasarım yazılımı ile 18 tasarım oluşturulmuştur. Projeler sonlu elemanlar analiz yazılımı ile analiz edilmiş ve performans özellikleri parametrik ve yapısal olarak optimize edilmiştir. Elde edilen nihai tasarım 5042-H19 alüminyum malzemeli uzay çatı çerçeve tipinde olup

28.163 kg ağırlığındadır. Tasarımın maksimum von-Mises gerilimi 15.465 MPa'dır ve bu, malzemenin 345 MPa olan akma dayanımının oldukça altındadır. Çerçevenin burulma sertliği 2.495 mm maksimum burulma deformasyonundan elde edilmiş ve 1828.289 Nm/derece olarak hesaplanmıştır (Koca 2015).

Tez kapsamında ticari bir araçta adblue olarak bilinen üre solüsyonunu içeren tank kafesinin çerçevesine bağlantı için braketler tasarlanmıştır. Emisyon standartlarının geliştirilmesi ile bu çözüme olan ihtiyaç önemli ölçüde artmıştır. Bu nedenle pompa ve sistem tankının hacmi gibi elemanların ağırlığı ve hacmi artmıştır. Ayrıca adblue tankının şasisine ve ilgili sistemlere bağlantı için en uygun konum, ticari aracın tasarımı gereği bazı hareketli parçalara da çok yakındır. Ayrıca ticari araç ailelerinde aynı motor ve emisyon sistemlerine sahip farklı amaçlar için tasarlanmış birçok araç çeşidi bulunmaktadır. Tasarım tüm bu varyasyonları kapsamalıdır. Bu üç unsur göz önüne alındığında sistemi şaseye bağlayacak braketlerin tasarım zorluklarını anlayabiliriz.

Tasarım çalışmaları yapılacak ilgili sistemlerin detayları anlatılmış ve proje gereksinimleri ortaya konmuştur. Bu gereksinimler, tasarımı yönlendiren temel sınırlamalardır. Gereksinimler tasarımcı tarafından analitik olarak tespit edilip özümseindikten sonra tasarım çalışmalarına geçilmiştir. Her gereksinimin karşılandığını doğrulamak gerekir. İhtiyaca uygunluğun doğrulanması, ihtiyacın niteliğine bağlı olarak projenin farklı aşamalarında gerçekleştirilmiştir. Konsept tasarımın geometrik olarak ortaya çıkarılmasından prototip parçasının ve saha testlerinin tamamlanmasına ve nihai projeye kadar sürecin her aşamasında sağlanan gereksinimler belirlenir. Geometrik konsept tasarımının oluşturulması ile pakete ilişkin gereksinimler doğrulanmıştır. Ardından parçanın dinamik yapısal dayanım analizi yapılarak ilgili ihtiyacın karşılandığı gösterilmiş ve prototip parçanın üretimi için hazırlık çalışmaları ve saha denemeleri başlatılmıştır. Prototip parça üretilmeden önce tasarımcı, konsept tasarımın detaylı teknik çizimlerini oluşturmalıdır. Bu amaçla üretici ile ulaşılabilir toleranslar üzerinde anlaşmaya varıldıktan sonra sistem üzerinde tolerans analizi yapılır ve bu değerler teknik resimlerde belirtilir. Bu teknik çizimler, üretilen prototip parçalar için gereklidir. Bağlantı elemanı olarak cıvata kullanan sistemlerde, saha testlerinde kullanılmak üzere prototip parçaların araçlara montajı için tork bilgisi gereklidir. Tork bilgisini elde etmek için her bağlantı için gerekli testler tamamlanmış ve test sonuçlarından elde edilen değerler üretim

sırasında sıkma toleransları dikkate alınarak güncellenmiştir. Mevcut tork değerlerinin en alt sınırından saha testi için prototip parçaların araç montajı tamamlandı. Montaj sırasında tork kaybı kontrollerinin yapılabilmesi için bağlantı yüzeyi ve bağlantı elemanı görsel olarak işaretlenir. Saha denemeleri sırasında düzenli aralıklarla görsel kontroller yapılarak hem parça bütünlüğü hem de tork kayıpları incelendi ve saha denemeleri başarıyla tamamlandı.

Tez çalışmasının ardından, adblue tankı kafesini Eu6 emisyon düzeyine sahip bir ticari aracın şasisine bağlayan braketlerin nihai tasarımı ve bu süreçte yapılan çalışmalar anlatılmıştır (Gönül 2015).

Büyük şehirlerde nüfus yoğunluğu arttıkça toplu taşımanın önemi de artmaktadır. Tramvayların çevre dostu olması ve daha yüksek yolcu kapasitesine sahip olması nedeniyle, son on yılda bu tür araçlara olan ihtiyaç artmıştır. Bu ihtiyaçları karşılamak için tramvay üreticileri, engelliler ve bebek arabaları için uygun %100 alçak tabanlı bir tramvay tasarımı düşünüyor. Bu amaçla tez kapsamında, Türkiye'ye ithal edilen ve halihazırda Türkiye'ye ithal edilen tramvayların yerini alacak olan tramvay aracının ana taşıyıcı elemanları (vericileri) olan şasi ve karoserinin sonlu elemanlar analizi ve analizi yapılmıştır. Tez kapsamında, sınırlı model ve üretimi olan 5 modüllü %100 alçak tabanlı hafif raylı araç Türkiye'de yerli kaynaklarla ticari bir ürün olarak ele alınmaktadır. Öncelikle tramvay yapısı üzerinde statik analiz yapılarak kritik alanlar tespit edildi ve sonuçlar doğrultusunda iyileştirmeler yapıldı. Daha sonra VDV 152 yönetmeliğine göre tüm modelin yorulma ömrünü tahmin etmek için problem noktası stres yöntemi kullanılmış, şasi ve karoserin statik ve yorulma analizlerinin ardından EN 15227 standardına göre aracın çarpışma analizleri yapılmıştır. Ortaya çıkan tasarım, karşılaştırılabilir modellerden daha büyük bir yolcu kapasitesine sahiptir. Tezin ardından hafif raylı sistemler alanındaki analiz bilgisi edinilmiş ve yerleştirilmiştir (Seyedi 2019).

Mühendislik materyallerinin zarar görmesi ekonomik kayıplara, özellikle de can kaybına yol açar. Hasarların birçok sebebi olabilir. Kusurlu tasarım, imalata yapılan hatalar, kullanım sırasında yapılan hatalar, yanlış materyal seçimi gibi birçok faktörden bahsedebiliriz. Bazen tüm bu hatalar maddi kırılmaya veya hasara yol açar. Elbette bunun

dışında çalışma sırasında malzeme zarar görebileceğinden, güvenli bir tasarım çerçevesinde düzenli bakım ve muayene yapılmalıdır. Mühendislik malzemelerine verilen hasar yıkıma yol açar. Bugün hala en yaygın kullanılan ticari araçlardır. Yol şartlarına bağlı olarak kamyon parçalarında bazı sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu problemler yorgunluk, korozyon, aşırı yüklenme ve kullanım alanlarından kaynaklanabilir. Mühendisler, tüm bu durumlar için bir tasarım tasarlamalıdır. Bunun için tasarım ve analizler, mühendislikte özel yazılım paketleri kullanılarak bilgisayar ortamında gerçekleştirilir. Gerilme, yorulma, modalite vb. Tasarımı gerçeğe yakın parçalar. Hesaplamalar bilgisayar programları kullanılarak yapılmakta ve öngörülen önlemlerle parçanın hizmet ömrü ve dayanıklılığı artırılmaktadır. Genel olarak, bir aracın yapısının kendisi için tanımlanan belirli bir profilde maruz kalacağı kuvvetlere dayanması beklenir. Yapılan araştırma sonucunda istenilen amaç, mümkün olduğu kadar hafif ve ağırlık açısından bakıldığında yükleme sorunu yaratmayan güvenli bir çözüme ulaşmaktır. Bu sayede üretim açısından malzeme ve enerji tasarrufu sağlanacak ve satış sonrası maliyetler önemli ölçüde azaltılacaktır. Araç şasisinin karmaşıklığından dolayı farklı yükler altında sonuçların ne olacağını belirlemek zordur. Bu nedenle bilgisayar analizleri kullanılarak şaside oluşacak gerilmeleri ve derecelerini belirlemek mümkündür. Böylece analizler sonucunda tasarım önlemleri alınmış olur. Ayrıca seçilen malzemede değişiklik yapabilirsiniz. Yani şasi optimize edilmiş ve en ideal şekli verilmiş. Bu çalışmada araç şasisi üzerindeki maksimum yüklere göre gerilme analizi yapılmıştır. Ayrıca modal analiz ile şasinin doğal frekansları bulunmuştur. Yapılan analizler sonucunda şasi montajı yapılmıştır. Bu düzenleme sayesinde şaside hem ağırlıkta hem de streste önemli azalmalar gözlemlenmiştir. Modelleme Solidworks programı kullanılarak yapılmıştır. Solidworks, günümüzde en yaygın kullanılan 3D tasarım programlarından biridir. Analizler Ansys programı kullanılarak yapılmıştır. ANSYS, makine mühendisliğinde kullanılan bir simülasyon yazılımıdır. Ürünlerin 3 boyutlu tasarımı yapıldıktan sonra sanal ortamda test edilmesi mümkündür. Simülasyon sayesinde ürünü mukavemet, mekanik ve titreşim gibi açılardan inceleyerek tasarımın geliştirilmesine yardımcı olmaktadır (Aykanat 2016).

Ağır vasıtalar karayolu taşımacılığında daha önemli bir rol oynamaktadır. Kamyon imalat sanayilerindeki ana odak noktası, daha yüksek taşıma yükü ve olası daha düşük ağırlığa sahip kamyon şasisi tasarımıdır. Çerçeve tasarımı ve analizinin önemli bir yönü, tahmin

sürecinin stres dağılımı ve yorulma ömrüdür. Yorulma, kamyon bileşenlerini tasarlarken dikkate alınması gereken en önemli parametrelerden biridir. Bileşenler genellikle servis sırasında dinamik yüklere maruz kalır. Bu makalede, ağır kamyon gövdelerinin farklı yorulma analiz teknikleri üzerine yapılan çalışmalar gözden geçirilmiştir. Ağır kamyon şasislerinin yorulma analizi için literatürde çok sayıda analitik ve sayısal teknik mevcuttur (Moaaz and Ghazaly 2014).

Ağır bir arazi madenciliği kamyonunda kaynaklı bir A-şasisinin yorulma performansını iyileştirmek için, yaşam ağırlığı iş birliğini uygulamak için yeni bir yöntem sunulmaktadır. Malzemelerin mekanik ve döngüsel parametreleri, ana metali ve kaynak bağlantısını karakterize etmek için deneysel çalışmalardan elde edildi. A tipi kaynaklı çerçevenin sonlu eleman modeli, gerilme dağılımını analiz etmek ve kuvvetlerin zaman geçmişlerinin çok gövdeli dinamik simülasyonundan elde edilen yorulma ömrünü tahmin etmek için oluşturulmuştur. Simüle edilen arıza yeri ve yorulma ömrü, gerçek sonuçlarla iyi bir uyum içindeydi. Daha sonra hem yapısal ömür hem de ağırlık optimizasyon hedefleri olarak kabul edildi. Ana çelik levhaların kalınlığı ve elastik ve döngüsel malzeme parametreleri, belirsiz tasarım değişkenleri ve ayrıca eklem konumlarındaki ana yükler olarak seçilmiştir. Latin hiperküp örnekleme yöntemi ışığında elli örnek noktası ve sonlu elemanlar analizi ile hesaplanan yanıtlar, Kriging yaklaşım yöntemine dayalı yaklaşım modelini oluşturmuş olmalıdır. Uyum doğruluğu sağlandıktan sonra, optimal çözümü bulmak için genetik baskın olmayan dizileme algoritması II (NSGA-II) kullanıldı. Son olarak, kaynaklı bir A-çerçevesinin yorulma ömrü 2,40 105 çevrime çıkarılmış ve kütlesi %8,2 oranında azaltılmıştır. Optimize edilmiş sonuçlar, bu tip A'nın iyi yorulma performansını gösterir. Yokuş aşağı ve virajlı yol yüzeyleri için daha iyi kaynak kalitesi, daha düşük hareket hızı ve daha kalın ön plakalar (Mi et al. 2019).

Makalenin amacı, CATERPILLER 797F maden kamyonu için en iyi malzemeyi ve en uygun alt şasiyi bulmaktır. Maksimum yük koşulları altında çerçevenin maksimum kesme gerilimi, eşdeğer stres ve eğilme kısıtlamaları ile içinde otobüs ve kamyon yapımında kullanılan çerçeveler çoğunlukla çelikten yapılmış C ve I kesit tipindedir. Çerçeve ömrünü en üst düzeye çıkarmak için tasarım garantisindeki güvenlik faktörü de dahil olmak üzere arızaları en aza indirmek için yüksek mukavemetli enine kesitli çerçeve gereklidir. Bu çalışmada, gücü arttırmayı ana konu olarak aldık, bu

nedenle ASTM A710 Çelik, ASTM A302 Alaşımli Çelik ve Alüminyum Alaşımli 6061 gibi malzemelerle analiz için bir CATERPILLER 797F maden kamyonunun mevcut bir araç şasisinin boyutları alındı. Aynı yüke maruz kalır. Farklı araç çerçeveleri, tip C, I ve Dikdörtgen Kutu (İçi Boş) olmak üzere üç farklı kesit dikkate alınarak modellenmiştir. Bu tez çalışması için ele alınması gereken problem, CAT 797F maden kamyonunun mevcut şasisine destek olarak yeni alt şasiyi tasarlamak ve analiz etmektir. Rapor, sağlamlık ve dayanıklılık kısıtlamaları ile yeni bir alt şasi tasarımı aracılığıyla araç şasisini optimize etmeye yönelik yapılan çalışmadır. Modelleme Catia kullanılarak yapılır ve analiz Ansys kullanılarak yapılmıştır (Mahalingam et al. 2017).

Otomobillerin omurgası olan şasi, motor, debriyaj, kaporta ve yük tarafından iletilen çeşitli kuvvetlere ve torklara dayanır. Çerçevenin doğal titreşim frekansının ve dinamik modunun analizi, çalışmayı sağlamak için önemli bir süreçtir. Arabaların kapasitelerini geleneksel yöntemlerle doğru analiz sonuçları elde etmek zordur. Ancak, ABAQUS FEA yazılımı çerçeve gerilmelerinin, çerçevenin iki ucunda ve orta nokta ve geçici çerçevedeki sapma yasalarının doğru dağılımını sağlayabilir. Önceki sonlu elemanlar analizinin çoğu, yalnızca çerçeve kütlelerinin analizine ve model optimizasyonuna odaklanmıştı. Titreşim ve mod analizi. Bu yazıda, SX360 taşıyıcıların doğal titreşim frekansını ve şasi dinamik modunu analiz etmek için ABAQUS büyük ölçekli yazılımı kullanıldı ve optimum şasi tasarımı için gerekli teorik temeli sağladı (Ren et al. 2017).

Çalışmamızı diğer çalışmalardan ayıran belli başlı farklılıklar vardır. Farklılıklar ile ilgili şunlara söyleyebiliriz; Genel olarak diğer çalışmalarda burulma analizlerine yer verilmemiş olup çalışmamızda burulma analizlerine de yer verilmiştir. Burulmanın şasi gibi bir yapıda oldukça önemli olduğu bilinen bir gerçektir. Ayrıca yine diğer çalışmalarda genel olarak yapıların güçlendirilmesi üzerine araştırmalar yürütülmüşken çalışmamızda tam tersi işletmelere zaman ve maliyet açısından çeşitli avantajlar kazandıracak şasinin hafifletilmesi üzerine ve bunları gözetirken uygulanan yüklere dayanıklı olması yönünde nümerik analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlere ait bulgu ve sonuçlar ilerleyen bölümlerde detaylı olarak sunulmuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında, nümerik analizler Ansys 15.0 Workbench paket programı kullanılarak yapılmış olup, analizler sırasında St 37 ve St 52 çeliklerine ait mekanik özelliklerin atandığı ve Solidworks 2016 paket programında modellenen şasi elemanlarının montajlaması ile elde edilen şasi modeli kullanılmıştır. Yapılan analizlerde 3.1 başlığı altında verilen yükler ve literatür dikkate alınarak bazı yükler uygulanarak şasinin gerilme analizleri ve burulma analizleri yapılmıştır. Analizleri yapılan elemanların ölçüleri ve analiz sonucunda elde edilen bulgular bu başlık altında detaylı olarak sunulmuştur.

3.1. Analizleri Yapılan Şasiye Ait Teknik Detaylar

3.1.1. Şasi Özellikleri

Numarası NM0LKXTP6LKP90624
Markası.....Ford
Modeli2019 Model
Lastik Ebadı315 80 R22,5 Adedi:10+1
Fabrika arka dingil kapasitesi..... 19000 kg
Azami yüklü ağırlık..... 26000 kg
Dingil uzaklığı.....3800+1350 mm
Fabrika Ön Dingil Kapasitesi..... 8000 kg

3.1.2. Motor Özellikleri

Numarası	KP90624
Markası.....	Ford
Tipi	FHR6
Yakıt Cinsi	Dizel
Motor gücü	308,9 kW 1800 devirde
Silindir Adedi / Silindir Hacmi	6/ 12740 cm ³
Zaman Adedi.....	4
Yakıt Cinsi	Dizel

3.1.3. İmal-Tadil Montaj'da Hesaplanan-Proje Değerleri

Ağırlıklar;

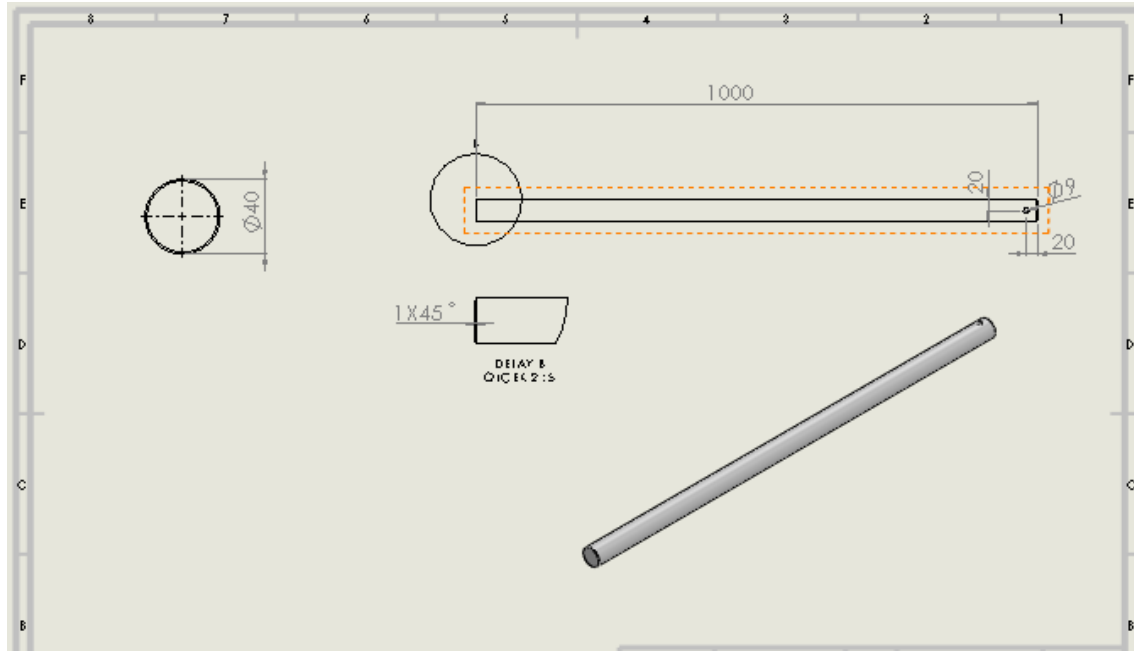
Tam yüklü ağırlık	26000 kg
Boş ağırlık	13775 kg
Faydalı yük.....	12225 kg
Tam yüklü dingil ağırlıkları-Ön	7850 kg
Tam yüklü dingil ağırlıkları Arka	17506 kg
Boş halde dingil ağırlıkları-Ön.....	6484 kg
Boş halde dingil ağırlıkları-Arka	7216 kg

Boyutlar;

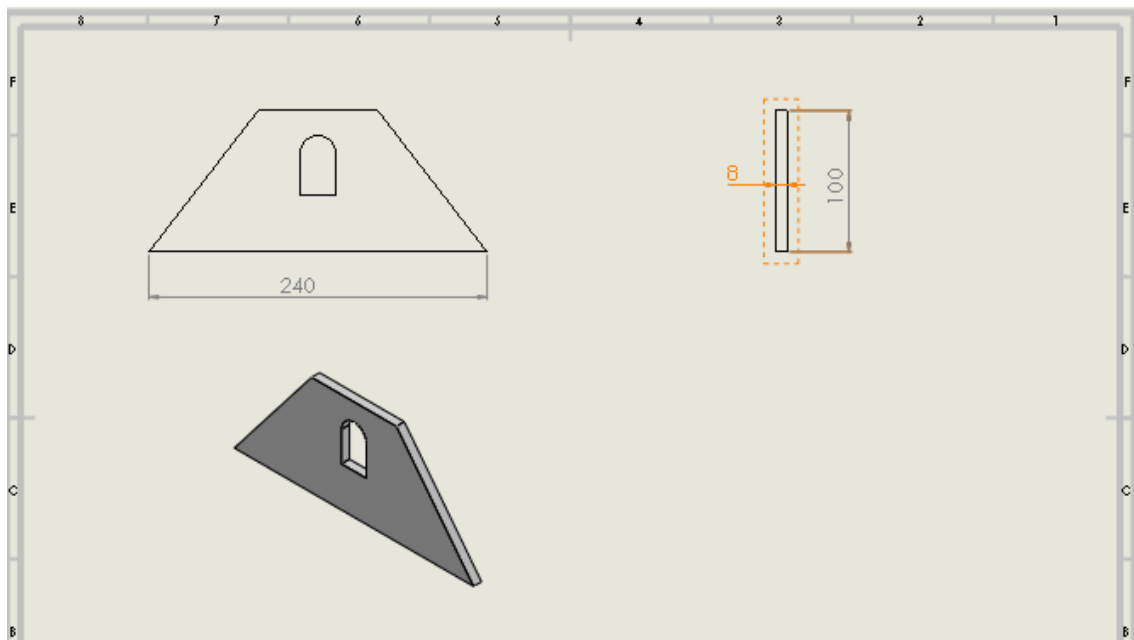
Aracın azami uzunluğu	7980 mm
Aracın azami genişliği.....	2550 mm
Aracın azami yüksekliği.....	3400 mm
Kasa ön ucu-arka dingil eksen mesafesi	3100 mm
Arka uzunluk.....	1330 mm

3.2. Materyal

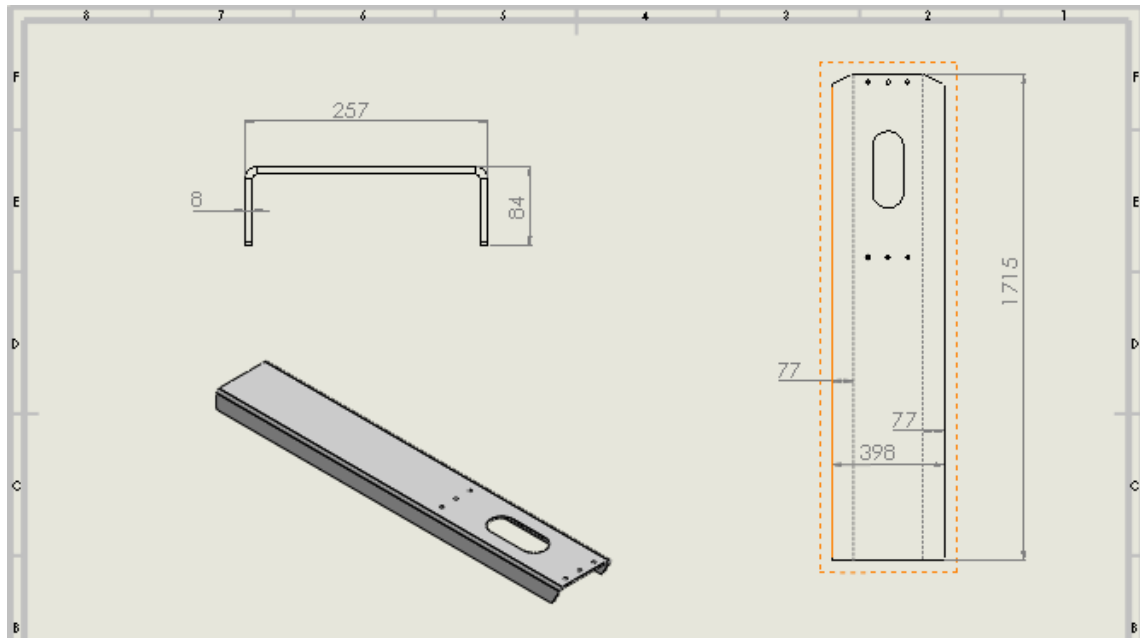
Sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılan şasiyi oluşturan elemanların teknik çizimleri, ölçüleri ve görevleri ise şu şekildedir;



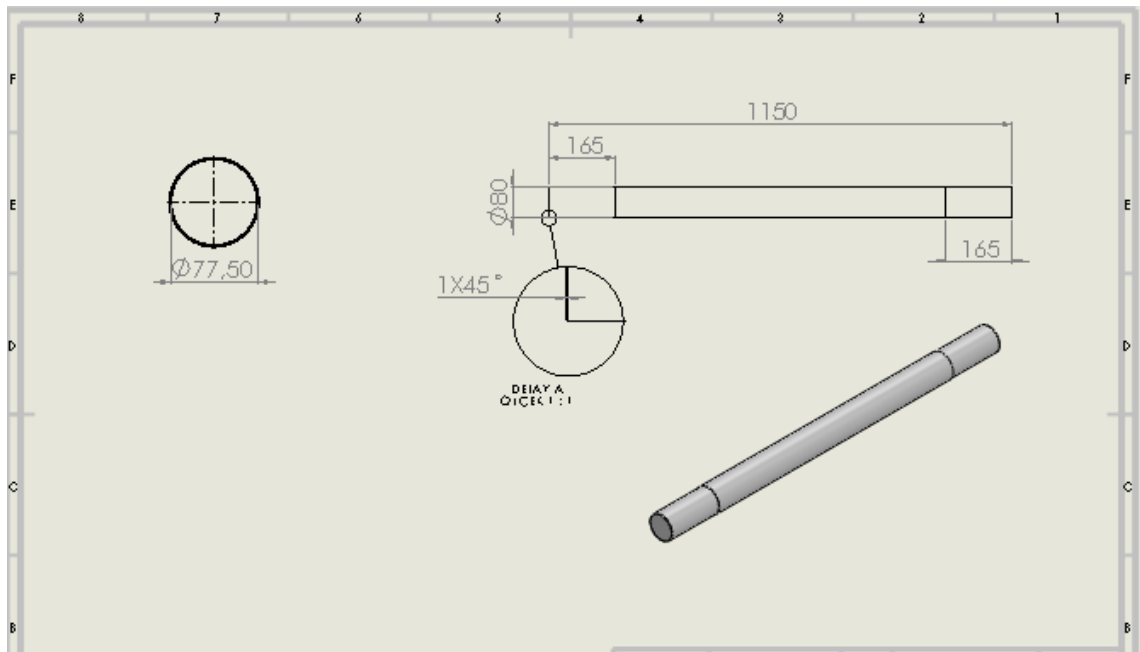
Şekil 3.1. Dayama kolu mili



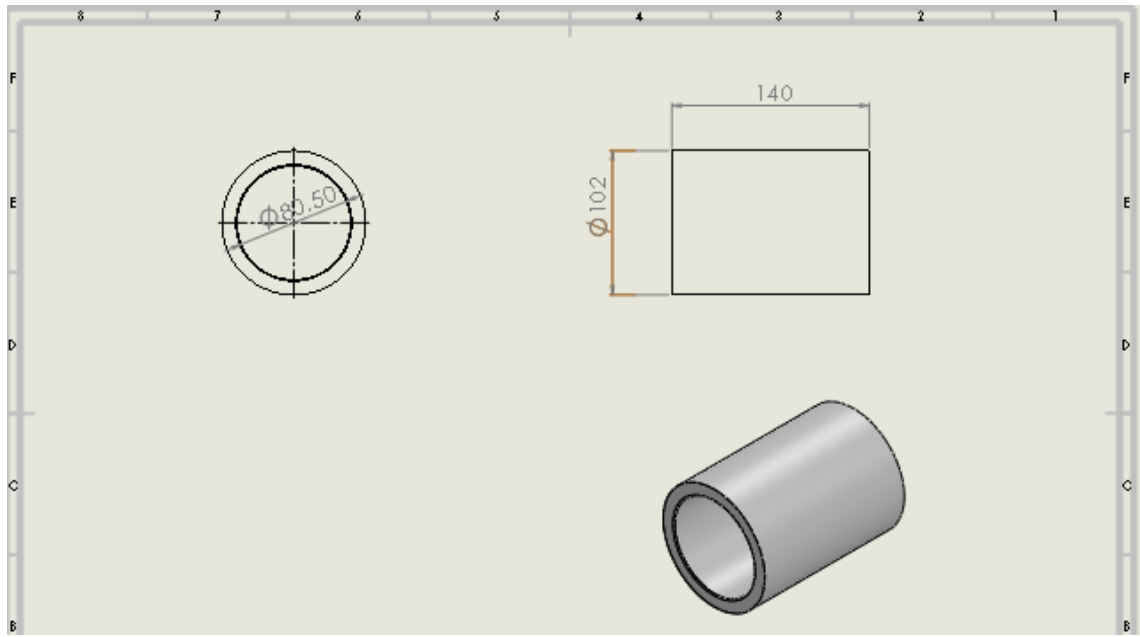
Şekil 3.2. Travers muskası



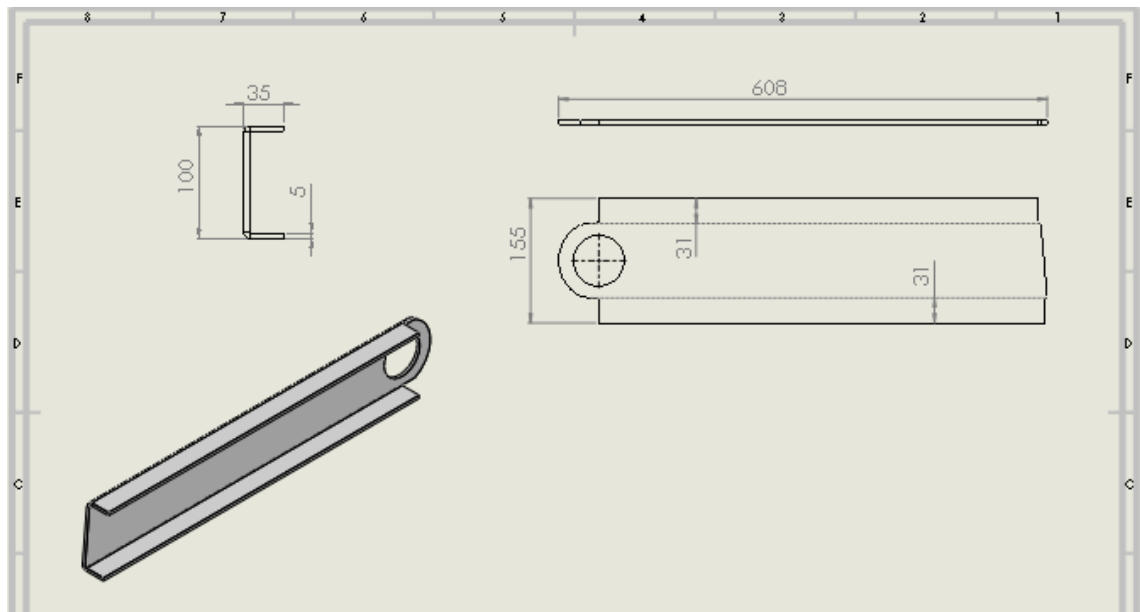
Şekil 3.3. Piston alt braketi



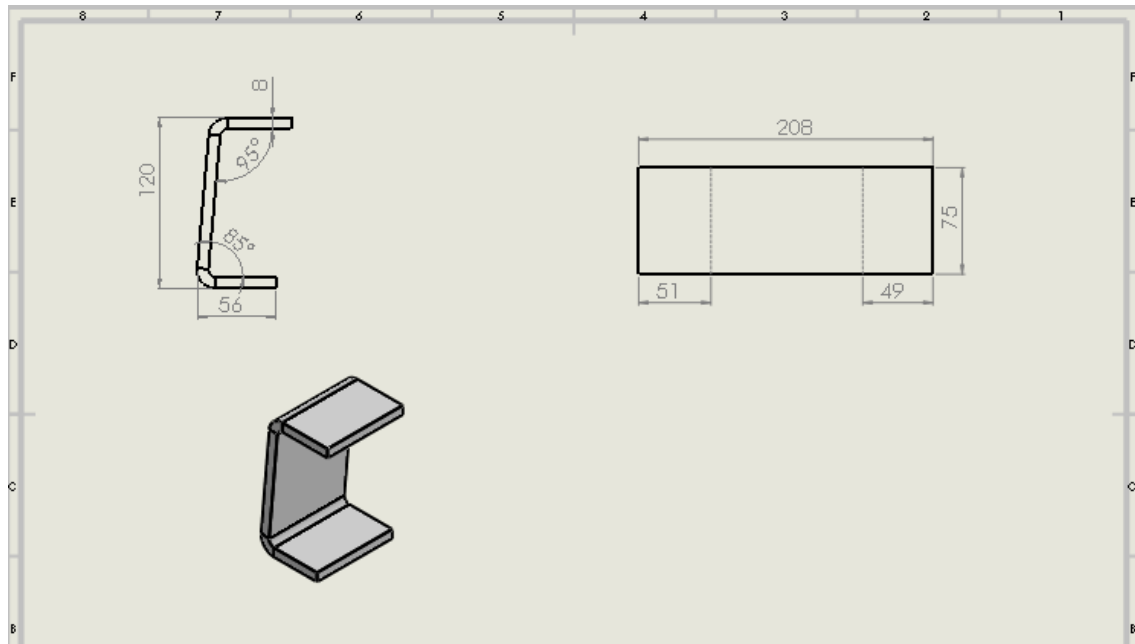
Şekil 3.4. Devirme mili



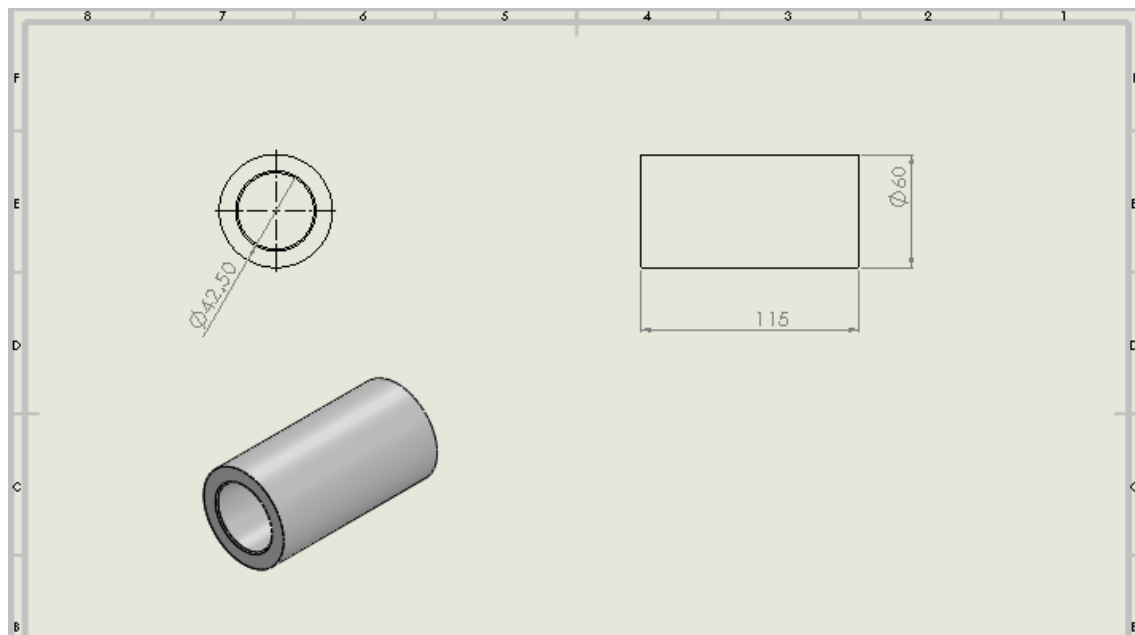
Şekil 3.5. Devirme burcu



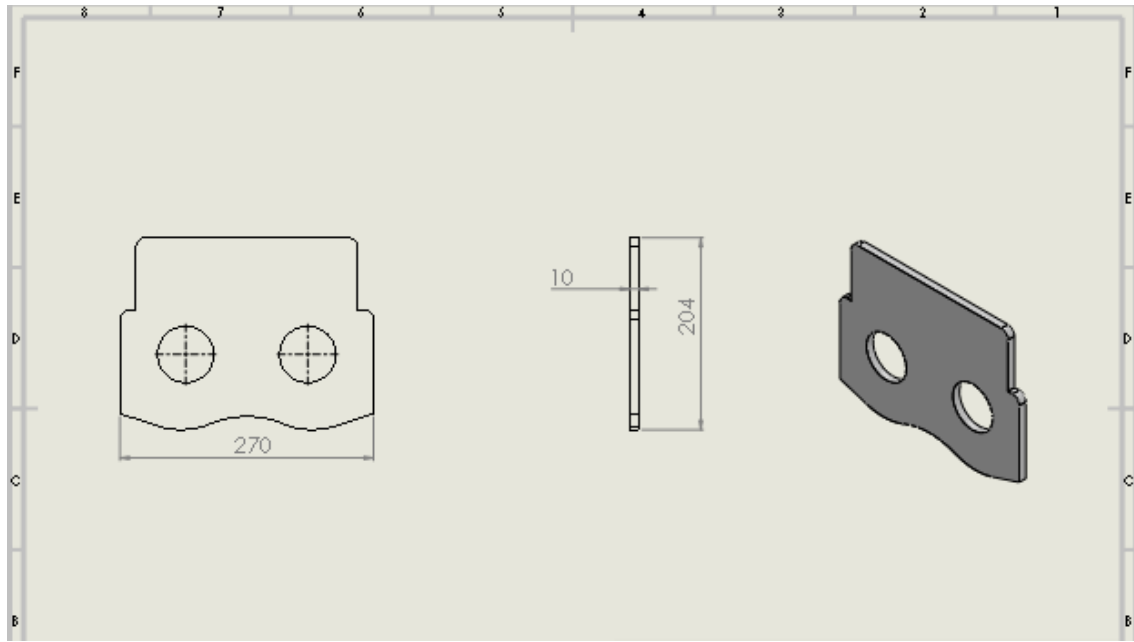
Şekil 3.6. Dayama kolu yan sacı



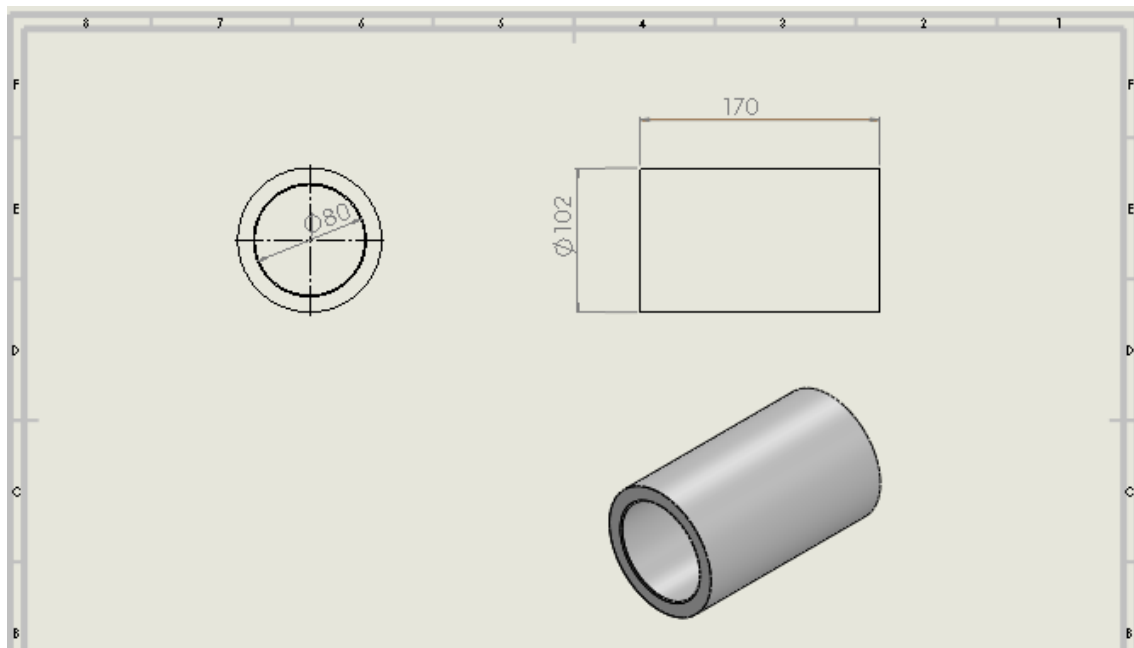
Şekil 3.7. Dayama kolu arka destek



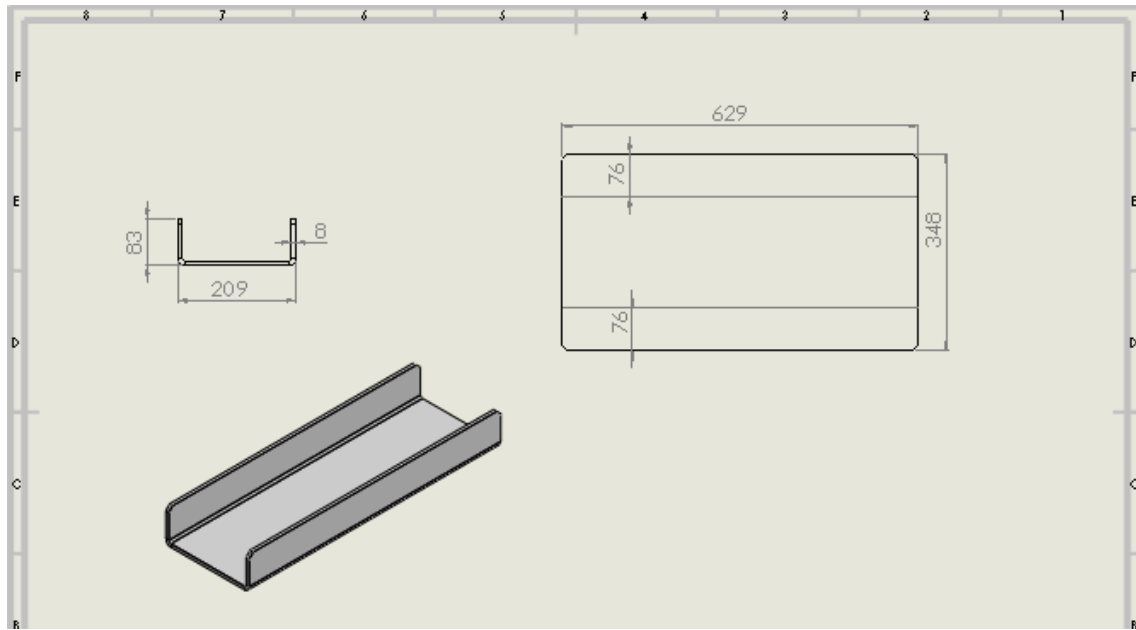
Şekil 3.8. Stablizatör burcu



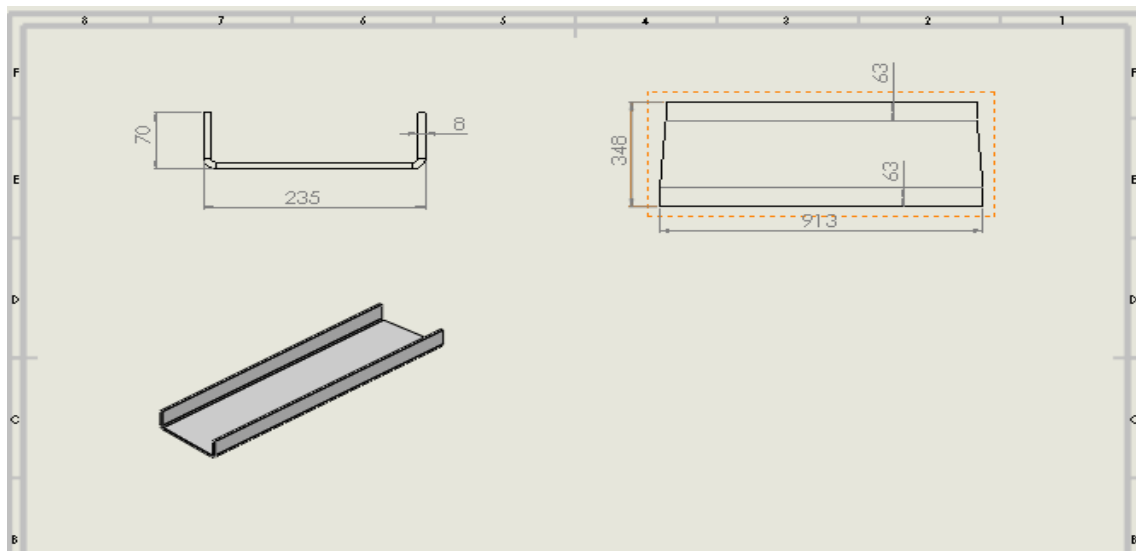
Şekil 3.9. Piston ön braket dış destek



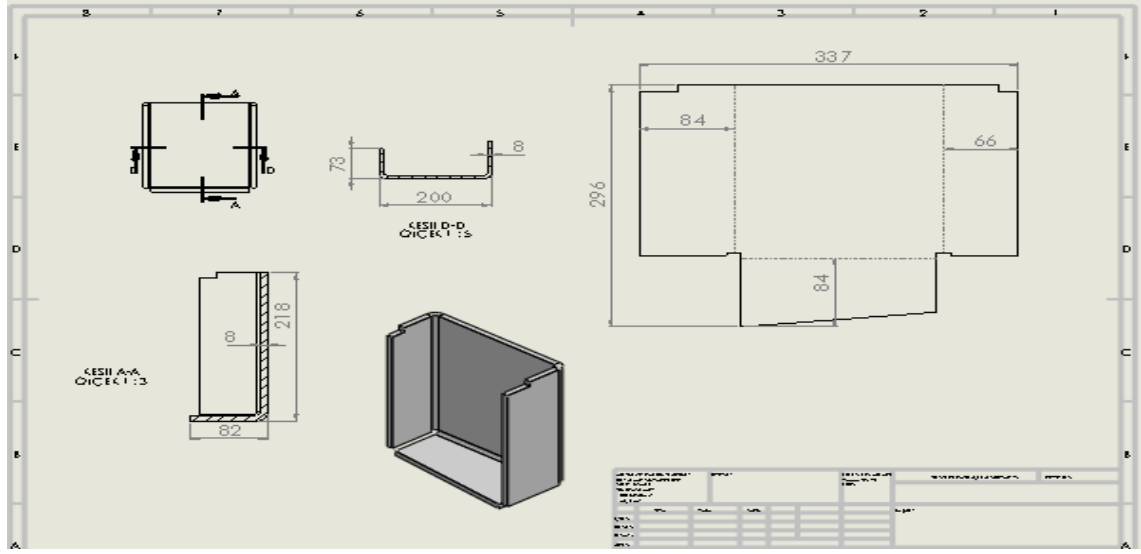
Şekil 3.10. Devirme burcu



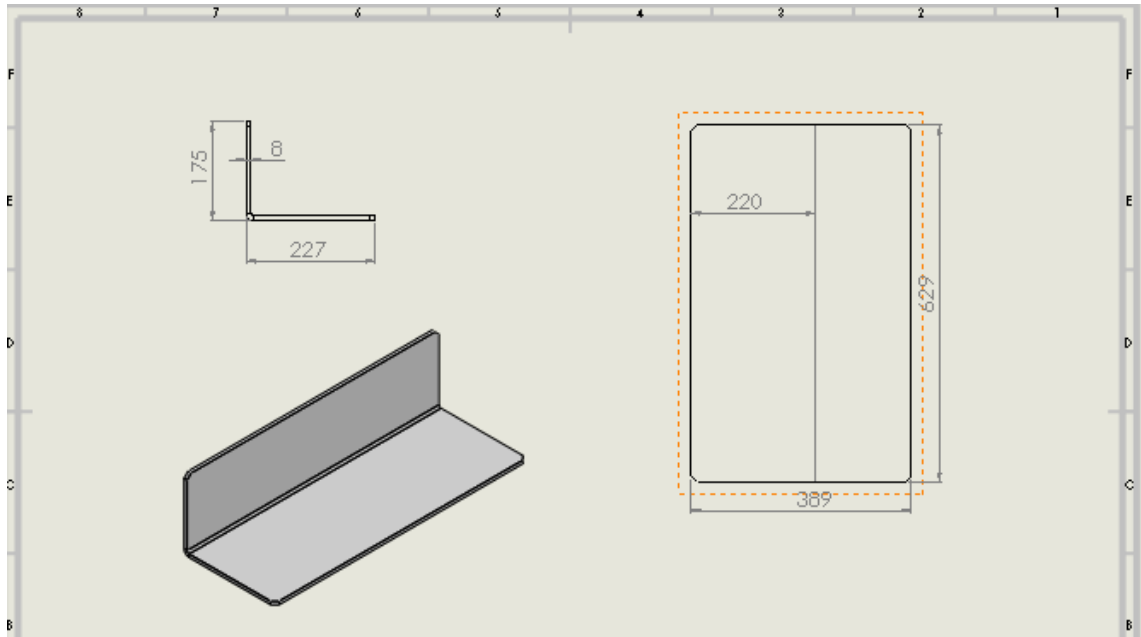
Şekil 3.11. Ara traves



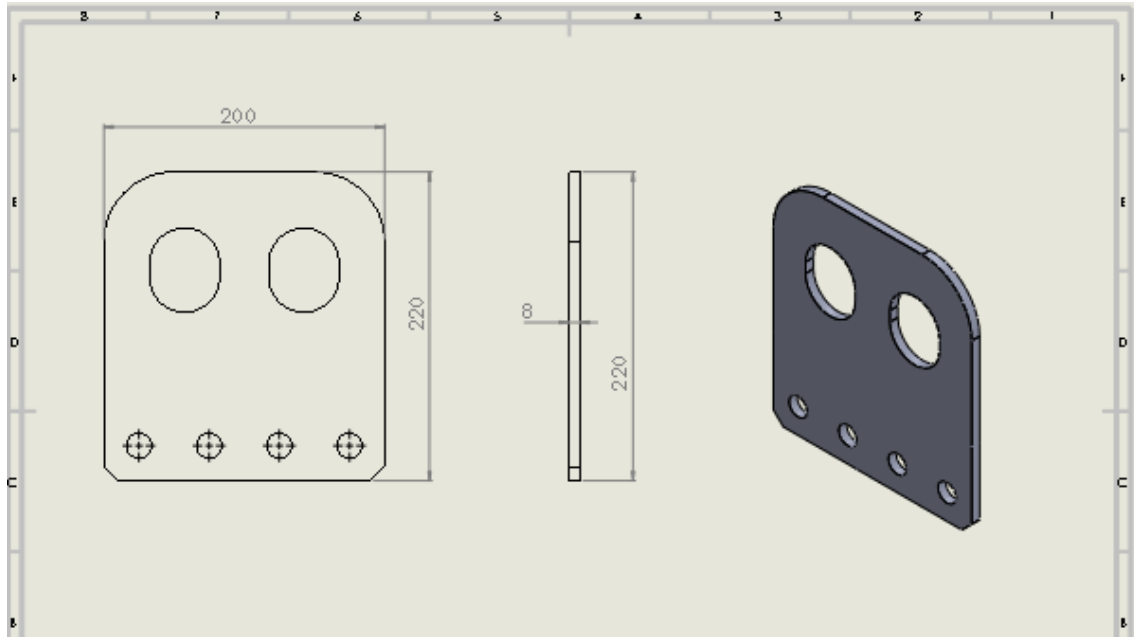
Şekil 3.12. Piston braketı alt destek



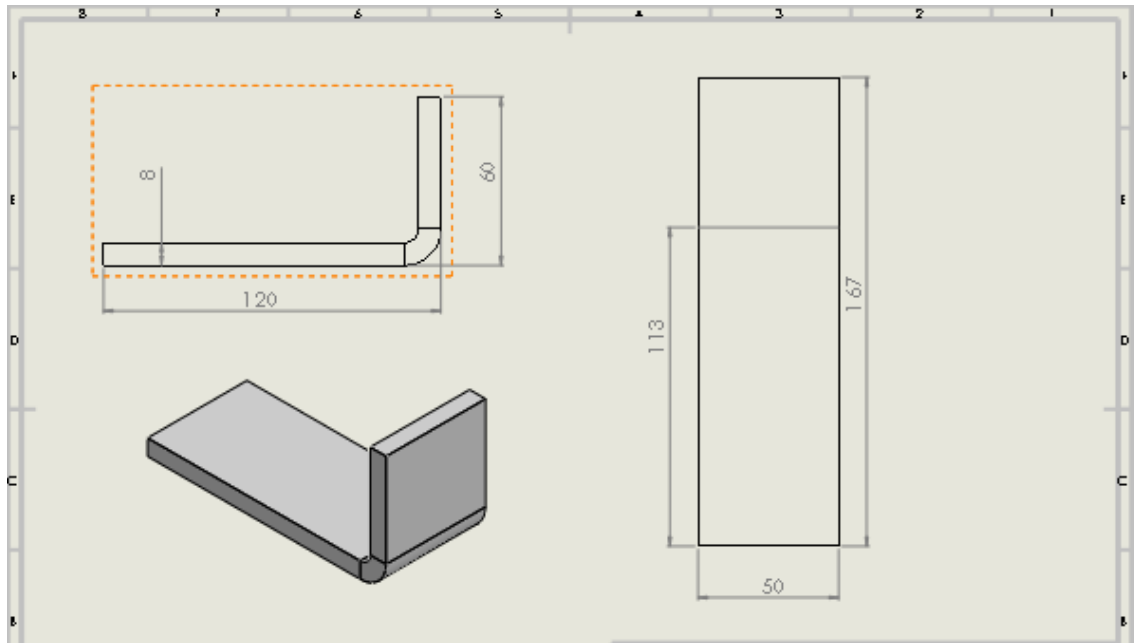
Şekil 3.13. Alt braket destek



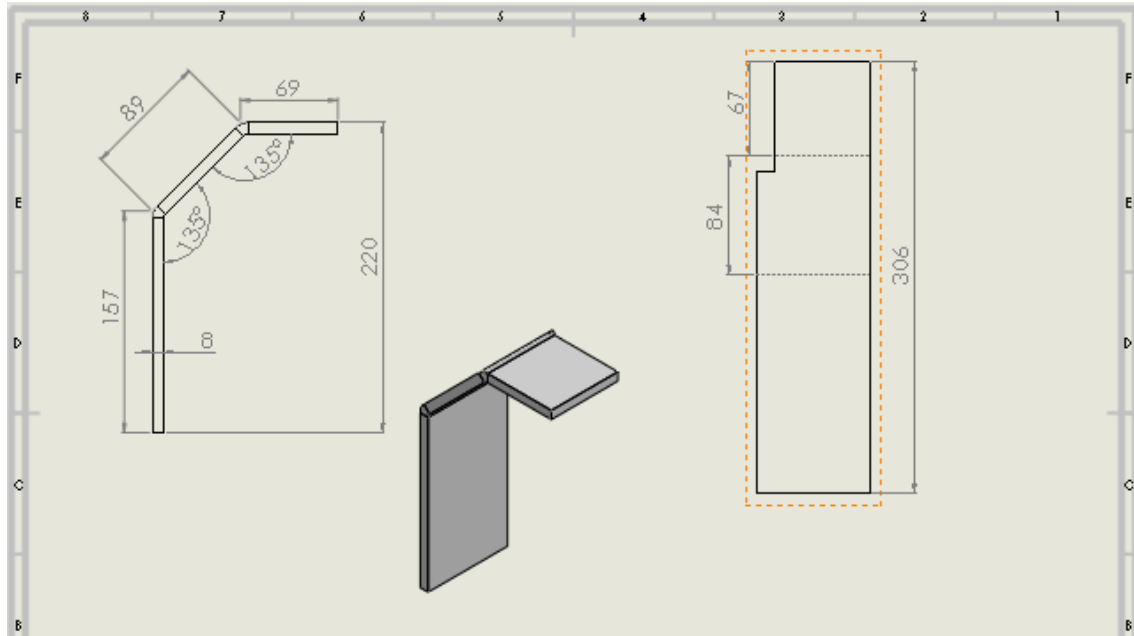
Şekil 3.14. Ara traves



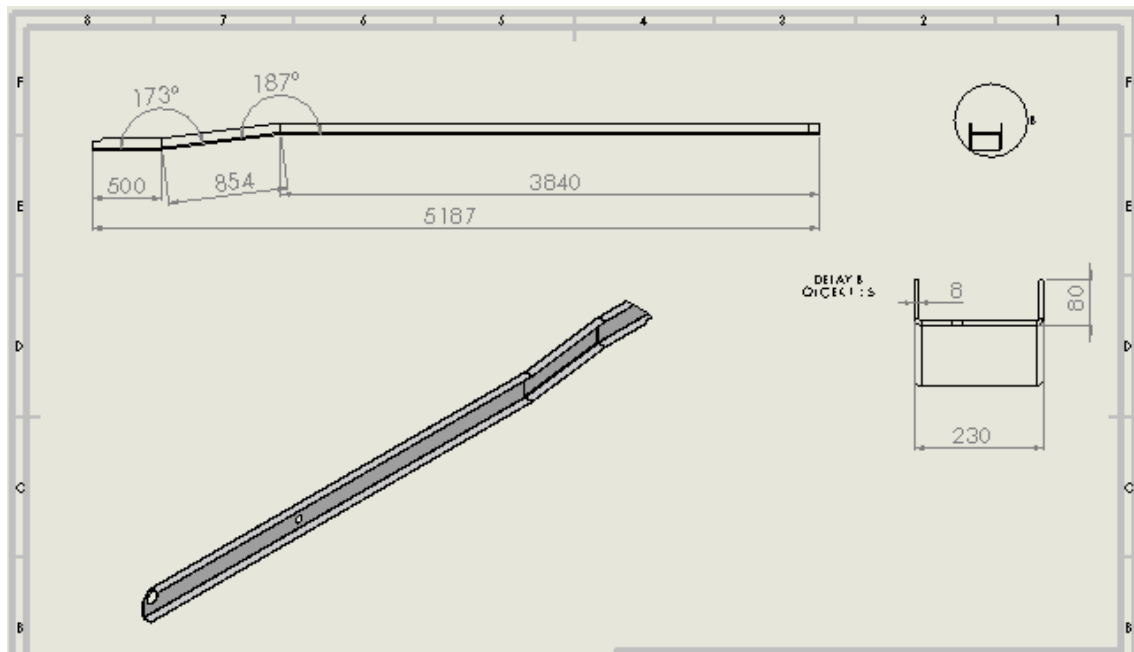
Şekil 3.15. Şasi rijit braket



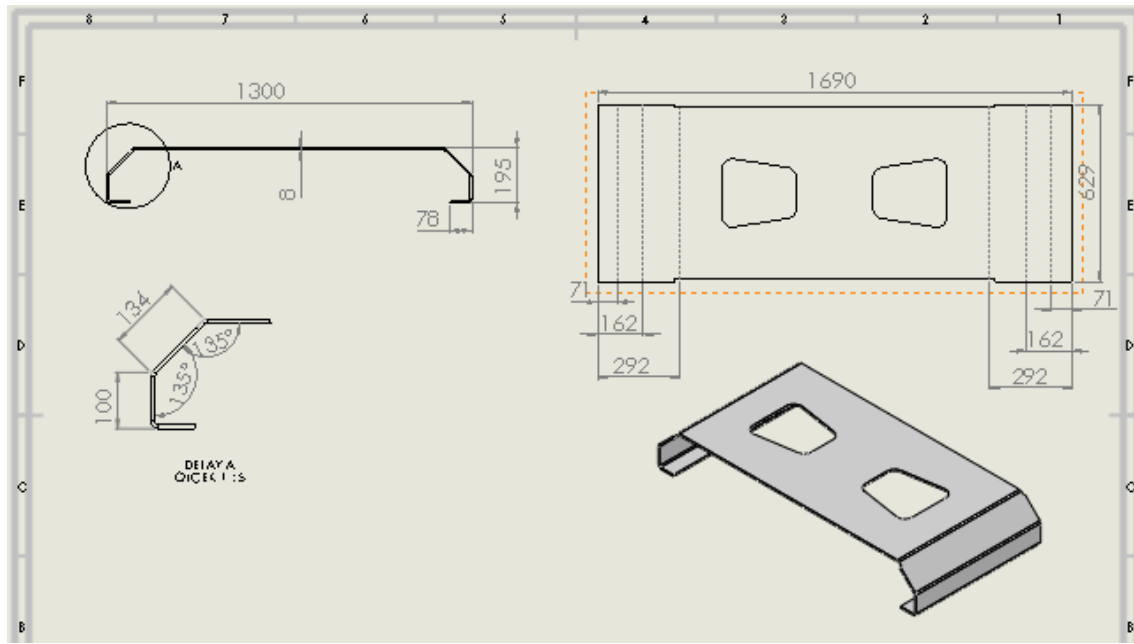
Şekil 3.16. Dayama kolu desteği



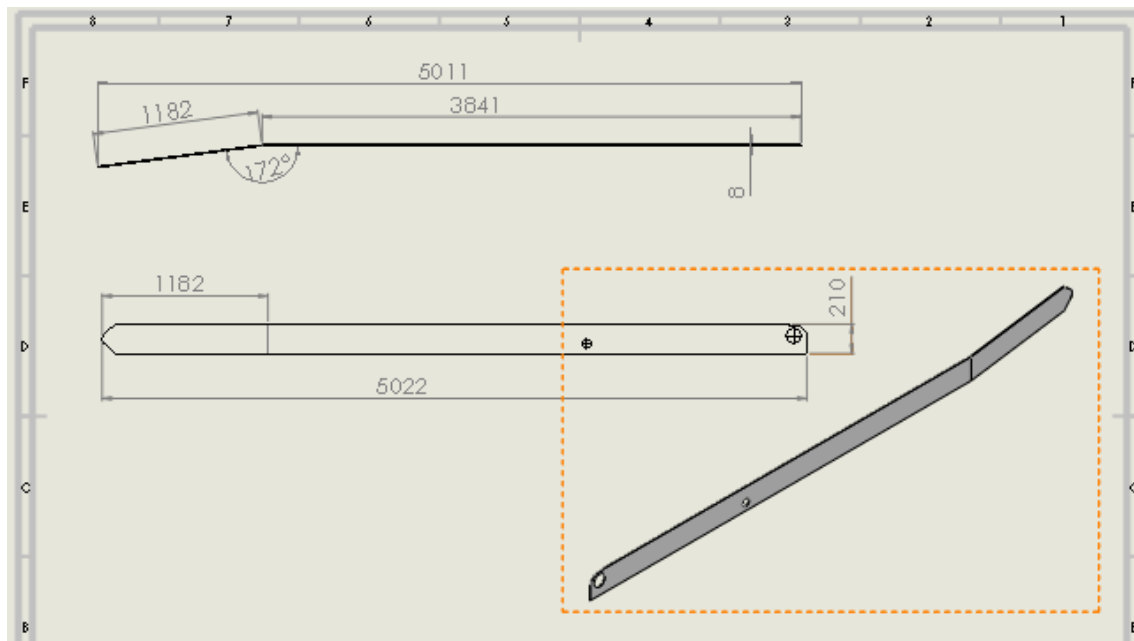
Şekil 3.17. Şasi yan U arka kapatma



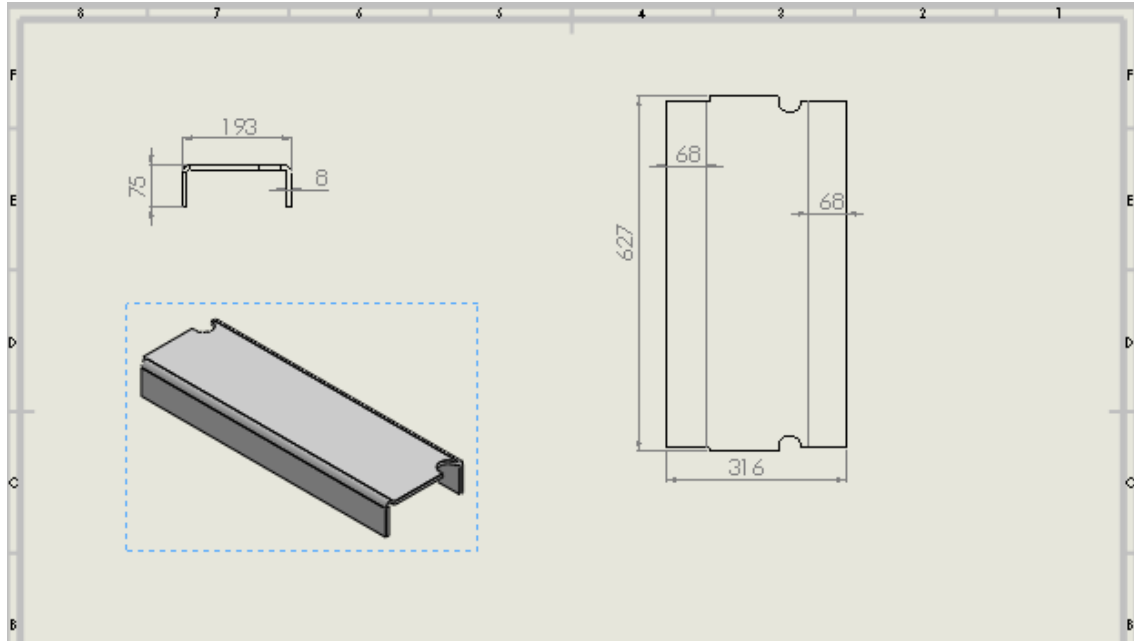
Şekil 3.18. Şasi yan U iç destek-B-1



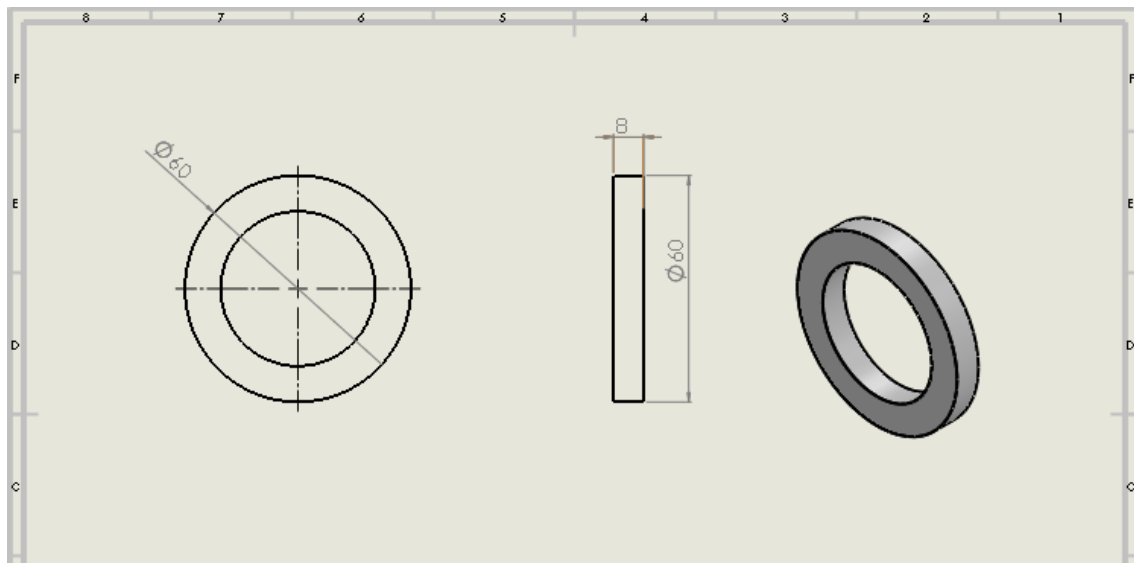
Şekil 3.19. Şasi arka ara destek



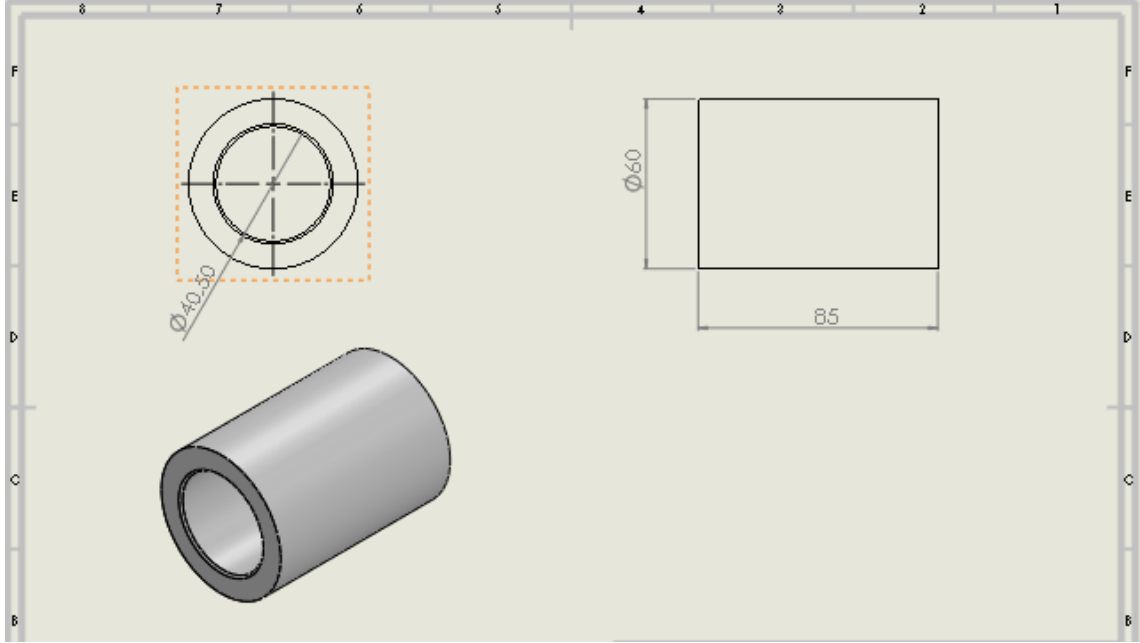
Şekil 3.20. Şasi iç giydirme



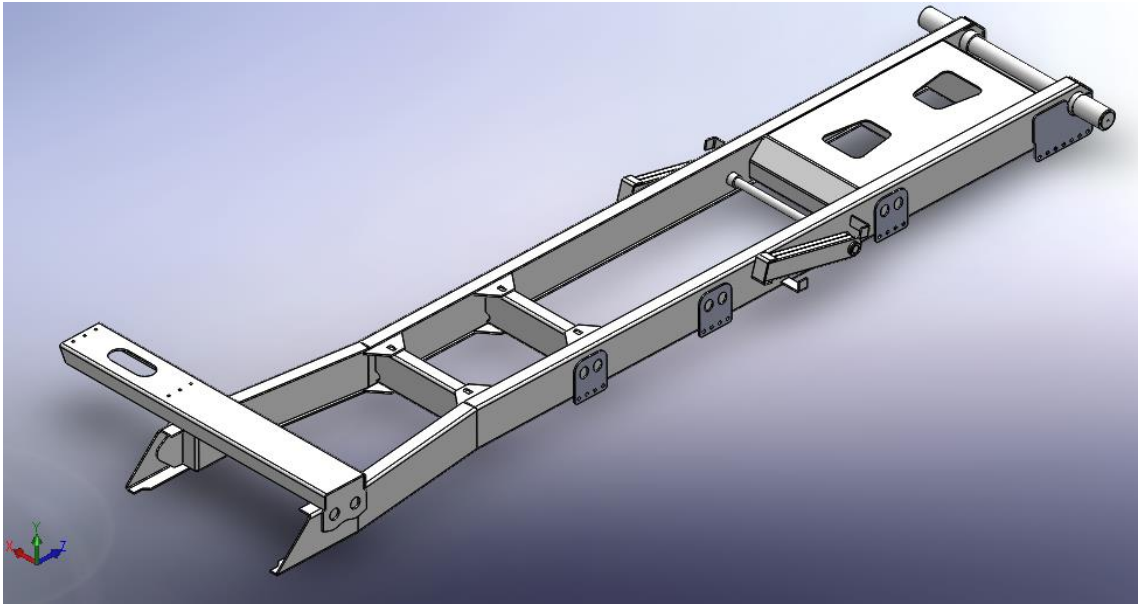
Şekil 3.21. Ara traves



Şekil 3.22. Destek pulu



Şekil 3.23. Dayama kolu burcu



Şekil 3.24. Modellenen şasinin montajlanmış haline ait bir görsel

3.3. Materyallere Ait Teknik Özellikler

3.3.1. St52 ve St37 Çeliğinin Mekanik ve Kimyasal Özellikleri

Tablo 3.1. St52 çeliğinin mekanik özellikleri

Elastikiyet Modülü	2,10E+20	N/m ²
Poisson Oranı	0.28	Yok
Yırtılma Modülü	7.9E+010	N/m ²
Kütle Yoğunluğu	7800	kg/m ³
Gerilme Mukavemeti	450000000	N/m ²
Akma mukavemeti	275000000	N/m ²
Termal Genişleme Katsayısı	1.1E-005	/K
Termal İletkenlik	14	W/(m·K)
Özgül Isı	440	J/(kg·K)
Malzeme Sönüm Oranı		Yok

Tablo 3.2. St37 çeliğinin mekanik özellikleri

Elastikiyet Modülü	2,10E+20	N/m ²
Poisson Oranı	0.28	Yok
Yırtılma Modülü	7.9E+010	N/m ²
Kütle Yoğunluğu	7800	kg/m ³
Gerilme Mukavemeti	360000000	N/m ²
Akma mukavemeti	235000000	N/m ²
Termal Genişleme Katsayısı	1.1E-005	/K
Termal İletkenlik	14	W/(m·K)
Özgül Isı	440	J/(kg·K)
Malzeme Sönüm Oranı		Yok

3.4. Nümerik Çalışma

Nümerik çalışmamız, tez içeriği kapsamında bilgisayar ortamında yapılan statik analizlere dayanmaktadır. Bu başlık altında Bölüm 3.2’de verilen modele, Bölüm 3.3’de verilen malzemelerin atanmasına dayalı statik ve burulma analizleri yapılmıştır. Bu başlık altına yapılan nümerik analizlerin ilerlemesi, elde edilen veriler, görseller ve elde edilen verilerin karşılaştırmalı grafiklerine yer verilmiştir.

Analizlerde literatüre ve önceki bölümlerde verilen değerlere dayalı olarak 10000, 12000 ve 15000 kg’lık ağırlıkların kuvvet olarak karşılıkları uygulanarak modellenen şasinin deformasyonu ve von-mises gerilmeleri ayrı ayrı elde edilmiştir. Ardından elde edilen veriler tablolar ve grafikler halinde sunulmuştur.

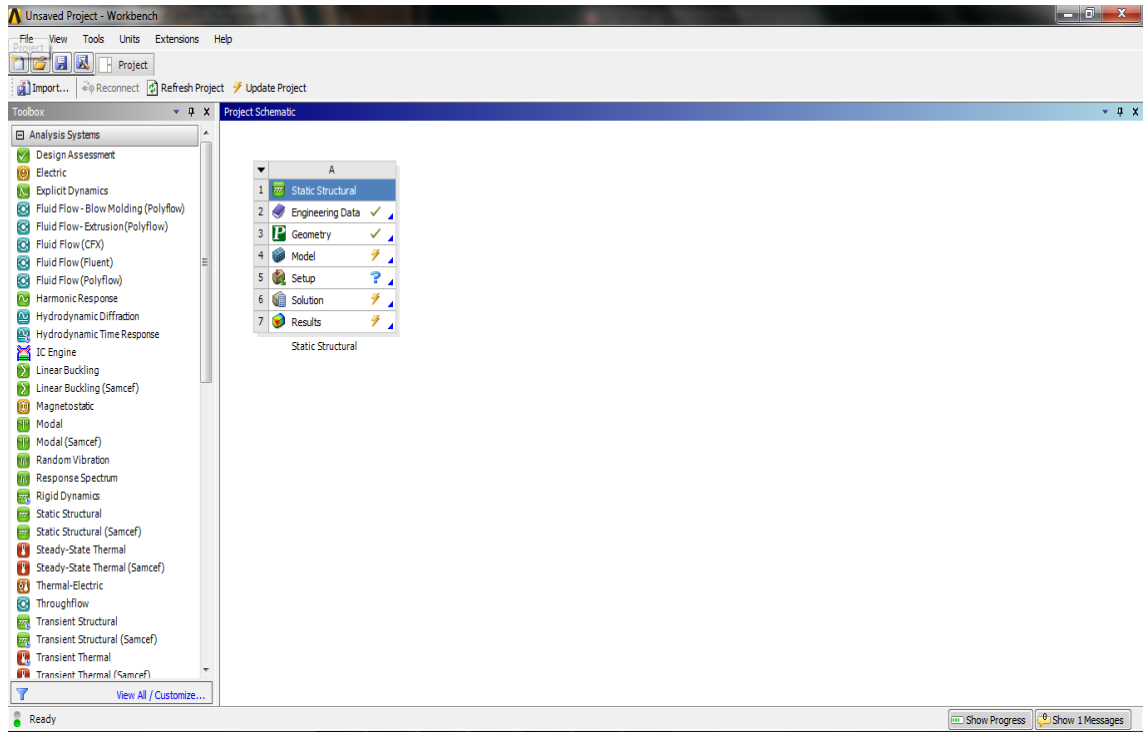
Burada sisteme girilen basınç değerinin hesaplanması için;

- İlk olarak basınç uygulanacak bölgelerin kesit alanları Solidworks üzerinde milimetre kare olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak kesit alanı toplamda 618263 mm² olarak bulunmuştur. Bölüm 3'te verilen İmal, tadil, proje değerleri baz alınarak; Damperin dolu ağırlığı 26000 kg ve boş damper ağırlığı yaklaşık olarak 13000 kg olarak alınmış olup bu ağırlığın üzerine 10000, 12000 ve 15000 kg'lık yükler eklenerek, boş hali ve ağır hali ile analizler yapılmıştır.
- 13000, 23000, 25000 ve 27000 kg'lık kuvvetler yer çekim ivmesi ile çarpılarak Newton biriminde değerler elde edilmiştir.
- Son olarak elde edilen N değerleri ayrı ayrı kesit alanına bölünerek MPa cinsinden basınç yükleri elde edilmiştir. Sonuçta 0,206 MPa, 0,364 MPa, 0,396 MPa ve 0,428 MPa'lık yükler sisteme tanımlanmıştır.

3.4.1. Statik Analiz

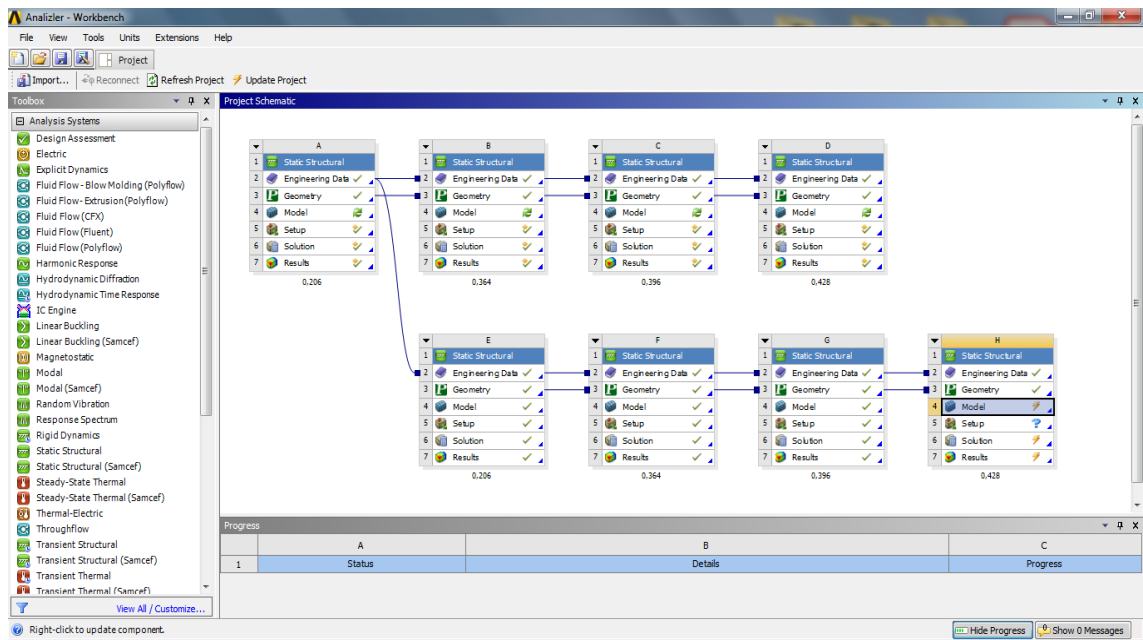
Statik kelime anlamı olarak durağan anlamına gelmektedir. Araçlara genel olarak birçok kuvvet etki etmektedir. Bu kuvvetler aracın durağan veya hareketli olmasına bağlı olarak değişiklikler göstermektedir. Bu başlık altında Ansys paket programı aracılığı ile yapılan statik analizler damperli bir kamyonun durağan halde yüklü ve çeşitli yükler altında şasinin davranışını incelemek amacı ile yapılmıştır. Analiz adımlarına ait görseller ve sonuçlar şu şekildedir;

3.4.1.1. Ansys Workbench Çalışma Sayfası



Şekil 3.25. Ansys Workbench ana sayfası

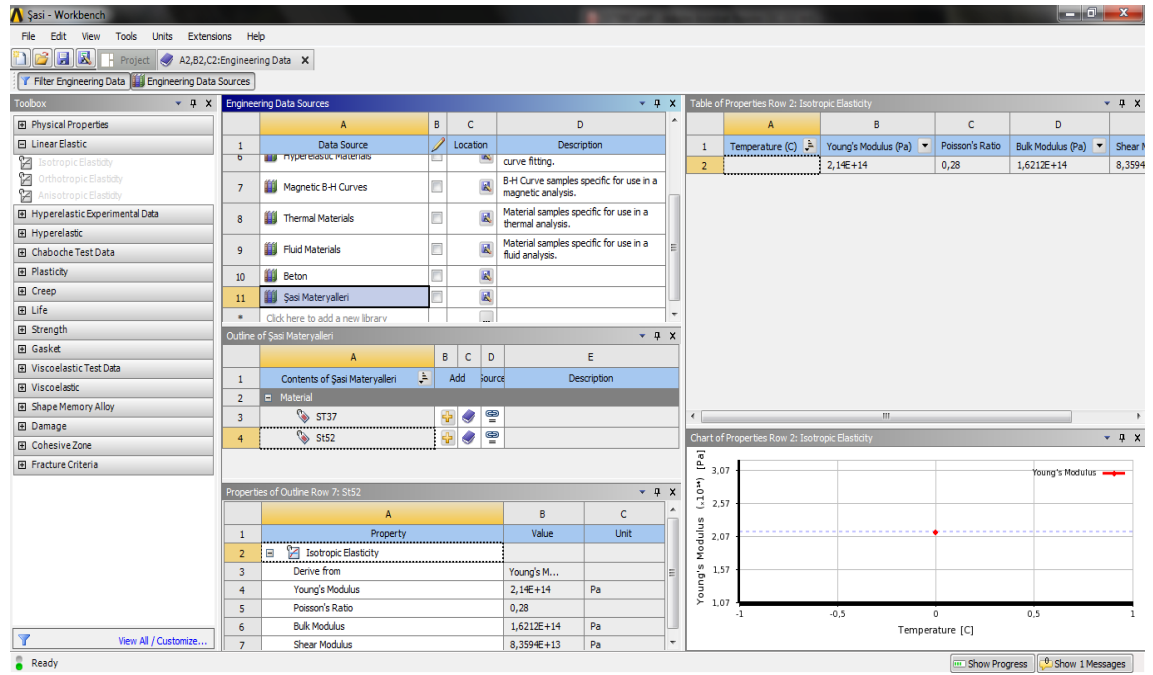
3.4.1.2. Ansys Workbench Static Structural Eklmeleri



Şekil 3.26. Ansys Workbench static structural eklemeleri

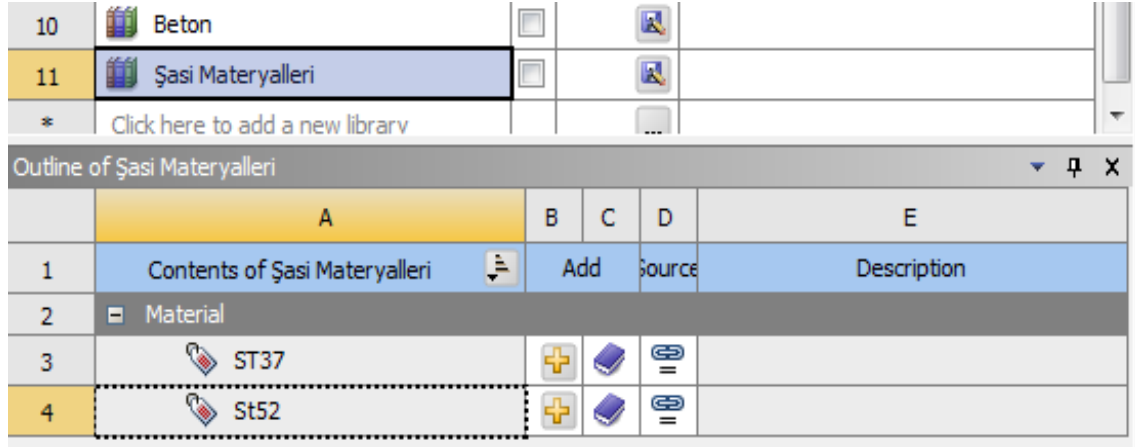
Şekil 3.26 incelendiğinde Analysis Systems kısmından StaticStructural sekmesi Project Schematic alanına eklenmektedir. Burada tüm analizler bir arada oluşturulmuştur. Ardından Geometri sekmesine Solidworks paket programında modellenerek montajlanan şasi dosyası import edilmiştir.

3.4.1.3. Engineering Data Ansys Workbench



Şekil 3.27.Engineering data Ansys Workbench

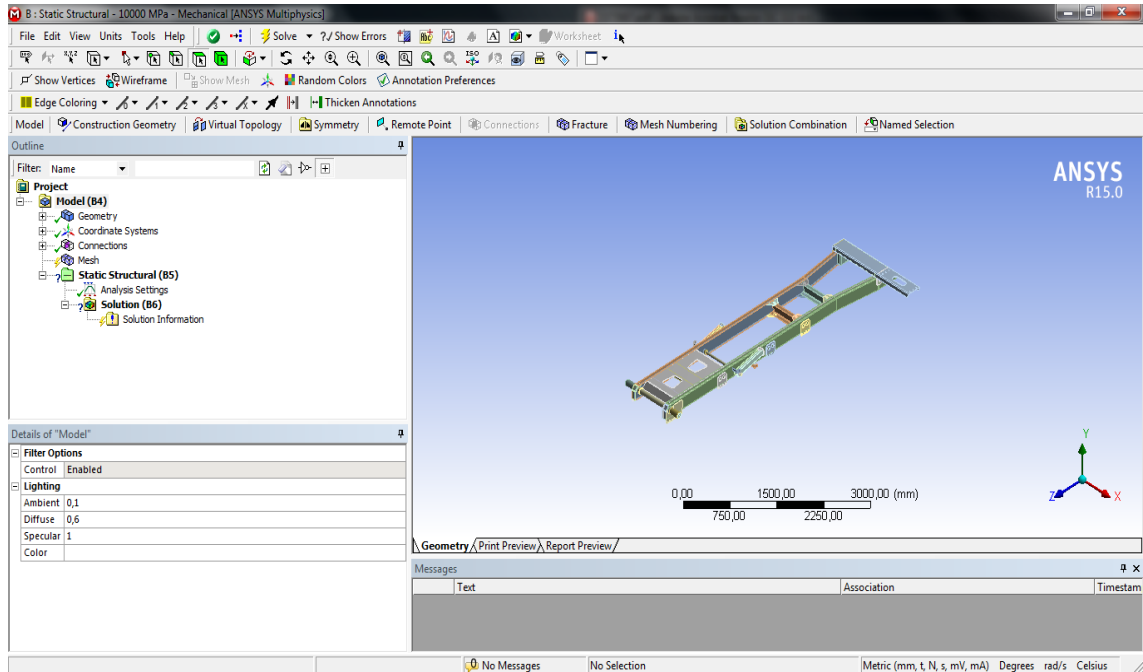
Analizleri yapılan modellere malzeme atanabilmesi için Şekil 3.27’de görülen ekran açılarak yeni materyaller ve bunlara ait Tablo 3.1 ve 3.2’de verilen mekanik özellikler sisteme tanımlanmıştır. Bu ekrana gelmek için StaticStructuralsekmesidenEngineering Data sekmesine gidilir. Sonrasında ise Engineering Data Sources sekmesine gidilir.



Şekil 3.28. Ansys Workbench click here to add a new library

Şekil 3.28 incelenirse, Click her to add a new library seçeneği izlenerek yeni malzeme dosyası oluşturulur. Bu dosya içerisinde kullanılacak materyaller sisteme tanımlanır.

3.4.1.4. Ansys Workbench Model Sekmesi



Şekil 3.29. Model sekmesi

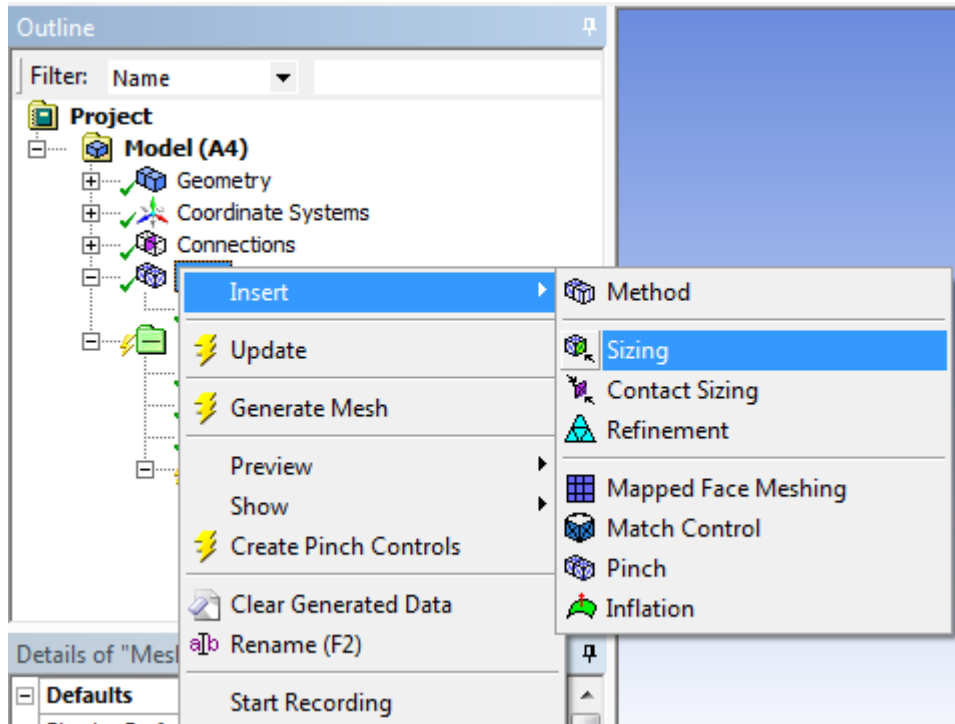
Şekil 3.29’de modellenen şasi tasarımı üzerinde sonlu elemanlar yöntemi ile analizlerin gerçekleştirilmesi için Model sekmesine giriş yapılır. Bu sekme altında bulunan ek sekmeler yardımı ile eleman atama, mesh işlemi, kuvvetlerin uygulanması gibi analiz için gerekli işlemler gerçekleştirilir.

3.4.1.5. Mesh Bağımsızlığı

Bu noktada mesh aşamasının önemi bilindiğinden dolayı eleman çıkarılmamış model üzerinde farklı meshler ile 0,206 MPa yük uygulanarak yedi farklı analiz yapılarak en uygun mesh boyutu belirlenmiştir. Uygunluk kararı ise genel anlamda elde edilen sonuçlar arasında ki değişimin az olduğu mesh boyutu baz alınarak yapılmıştır.

Yapılan mesh işlemine ait adımlar ise şu şekildedir;

- Ansys Workbench model menüsü altında bulunan mesh sekmesine bir adet *body sizing* elemanı eklenir



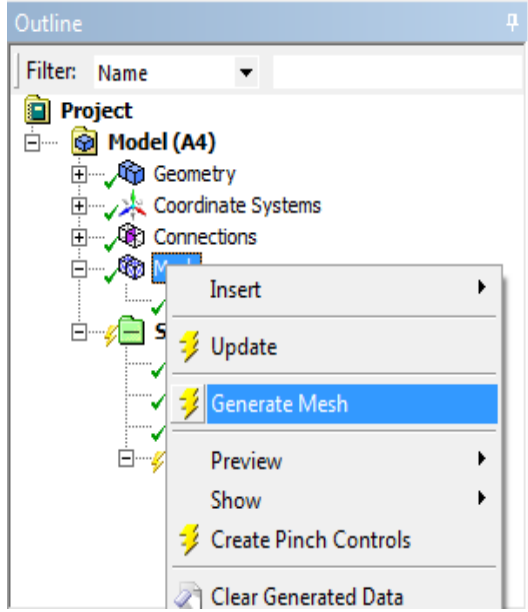
Şekil 3.30. Body sizing elemanının eklenmesi

- *Body Sizing* sekmesi altında yapılan iki adım bulunmaktadır. Birincisi, mesh uygulanacak elemanların seçimi, ikincisi ise mesh eleman boyutunu belirlemektir. Elemanların seçimi için öncelikle *Geometri* seçeneği seçilir ve tool menüsünden boxselect seçilerek tüm modelin seçimi tek seferde yapılarak *apply*denilerek tüm modelin seçimi yapılır. Ardından *Element Size* kısmına gelecek eleman boyutu yazılır.

Details of "Body Sizing" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	Apply Cancel
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
☐ Element Size	45, mm
Behavior	Soft

Şekil 3.31. Mesh özelliklerinin ve elemanlarının seçimi

- Son aşama olarak Model menüsünde mesh sekmesinin üzerine gelinir ve *Generate Mesh* seçimi yapılarak mesh işlemi başlatılır.



Şekil 3.32. Mesh'in uygulanması

Uygun mesh belirlenmesi amacı ile yapılan analizlere ait bilgi, görsel ve sonuçlar Tablo 3.3'de verilmiştir.

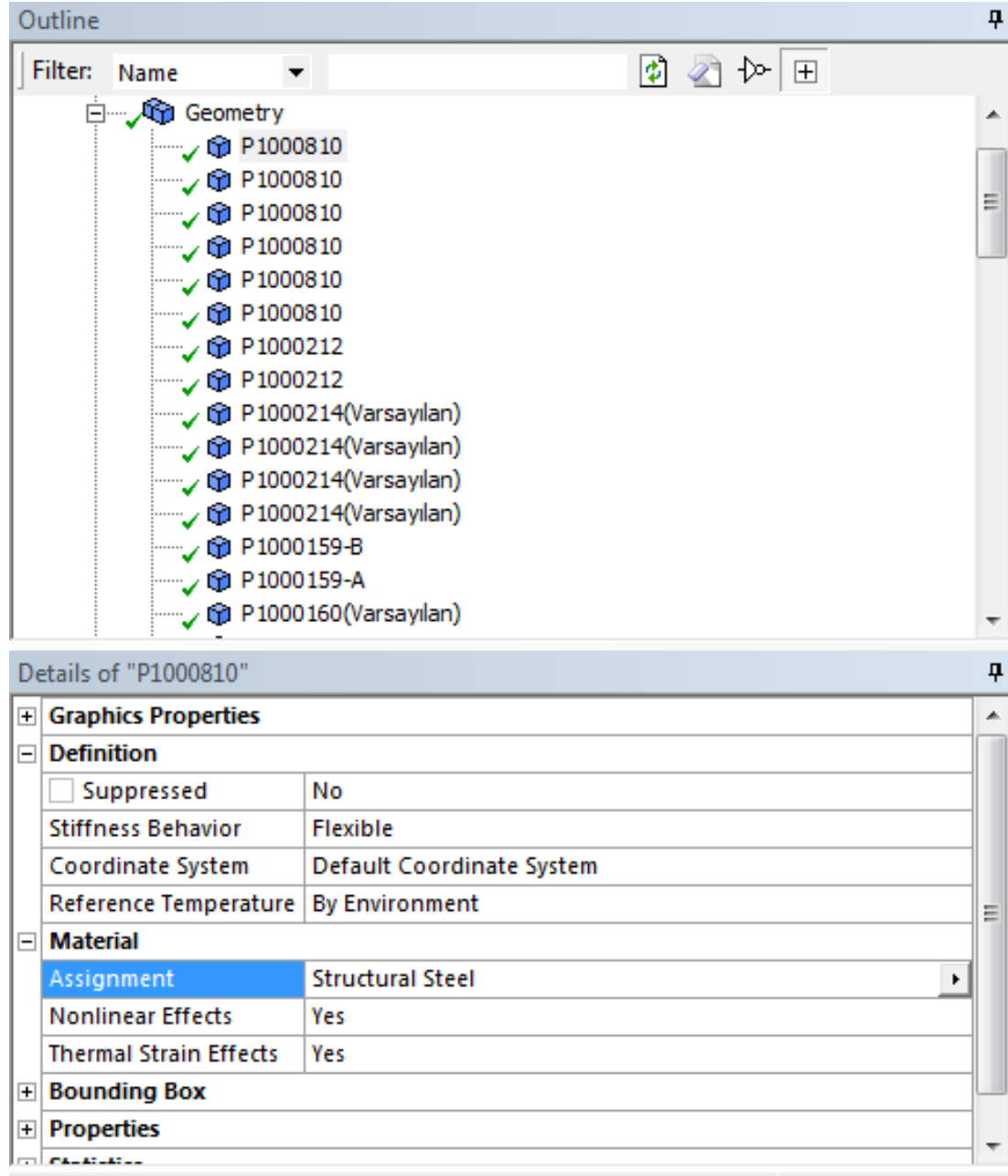
Tablo 3.3. Uygun mesh belirleme amacı ile yapılan analizlere ait sonuçlar

	15 mm	20 mm	25 mm	30 mm	35 mm	40 mm	45 mm	Ort.
Max Total Deformasyon (mm)	2,53E-9	2,44E-9	2,54E-9	2,57E-9	2,52E-9	2,45E-9	2,35E-9	2,49E-9
Max Stres (MPa)	133,45	159,37	156,13	200,84	167,34	273,65	257,29	192,58
Eleman Sayısı	213065	138402	97030	93021	74352	64262	60386	105788
Düğüm Sayısı	475415	315590	229251	214892	178064	156136	142420	244538
Mesh İşlemine Ait Görsel								

3.4.1.6. Malzeme Atama

Şekil 3.33'de görüldüğü üzere *Model>Geometry> Materyal>Assignment* sekmeleri takip edilerek model üzerinde bulunan tüm elemanlara malzeme ataması işlemi gerçekleştirilir. Burada kullanılan malzemeler sisteme Şekil 3.33'de gösterildiği gibi tanımlanmıştır.

Modeli oluşturan elemanların üretildikleri malzemelere göre tek tek elemanlara bu malzemeler tanımlanmıştır.



Şekil 3.33. Ansys Workbench Model Sekmesi Model Elemanlarına Malzeme Tanımlama İşlemi

St52 Çeliğinden üretilen elemanlar şunlardır;

- Dayama Kol Montajı
- Traves Muskası

- Devirme Mili
- Dayama Kolu Yan Sacı
- Dayama kolu ara destek
- Ara Traves-1
- Alt Braket Destek Sacı-A-B
- Ara Traves-2
- Dayama Kolu Yan Sacı-2
- Dayama Kolu Desteği
- Şasi Yan U Arka Kapatma-A-B
- Şasi Yan U İç Destek-A-B
- Şasi Arka Destek
- Şasi Yan U-A-B
- Şasi Rijit Braketi
- Ara Traves-3
- Destek Pulu

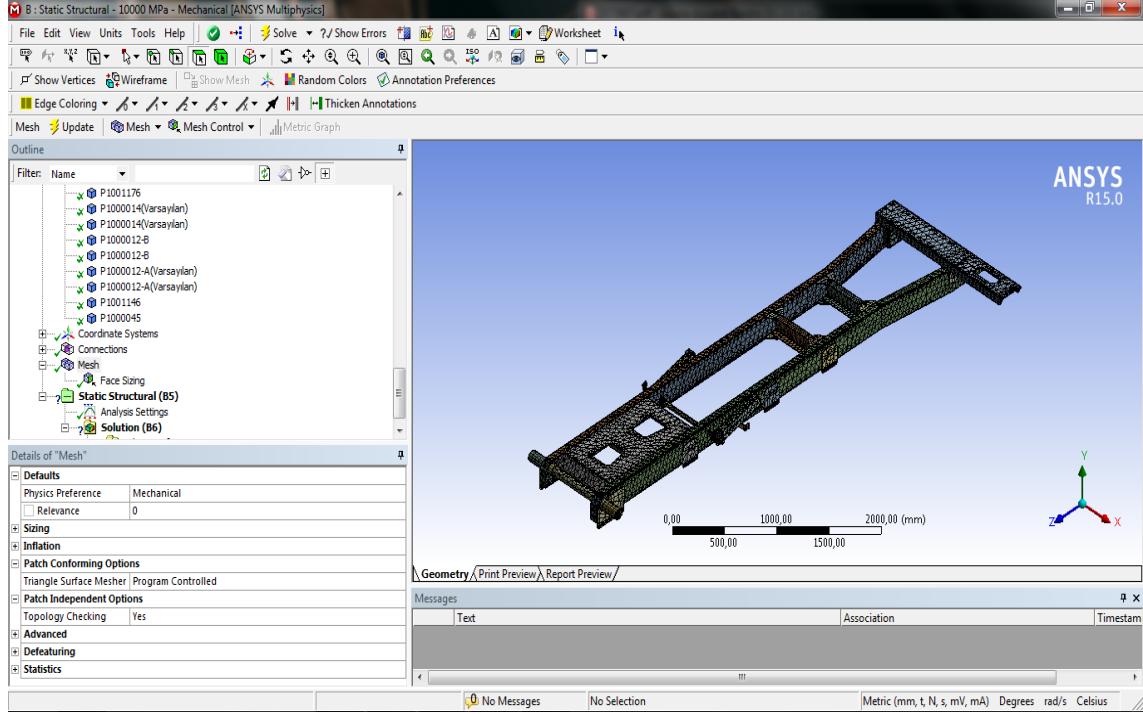
St37 Çeliğinden üretilen elemanlar şunlardır;

- Piston Alt Braketi
- Devirme Burcu-1
- Piston Ön Braketi Dış Destek
- Devirme Burcu-2
- Piston Braketi Alt Destek
- Devirme Destek Pulu
- Stabilizatör Burcu

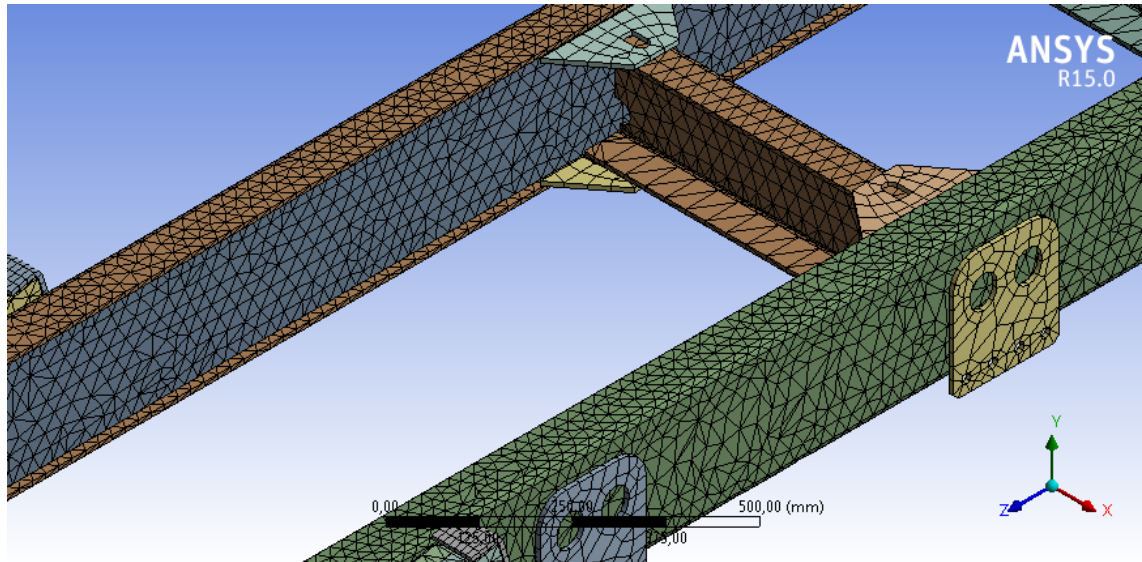
3.4.1.7. Mesh İşlemi

Şekil 3.34 ve 3.35’de görüldüğü gibi modele ait tüm elemanlar üzerinde mesh işlemi uygulanır. Bu işlem sonunda elemanları hepsi 30 mm’lik elemanlara ayrılmış olur. Mesh işlemin eleman boyutunun 30 mm olarak seçilmesi 3.4.1.5. bölümünde aktarılmış olan

mesh bağımsızlığı üzerine yapılan analizlerden elde edilen sonuçların ve Tablo 3.3'ün incelenmesi sonucunda kararlaştırılmıştır.



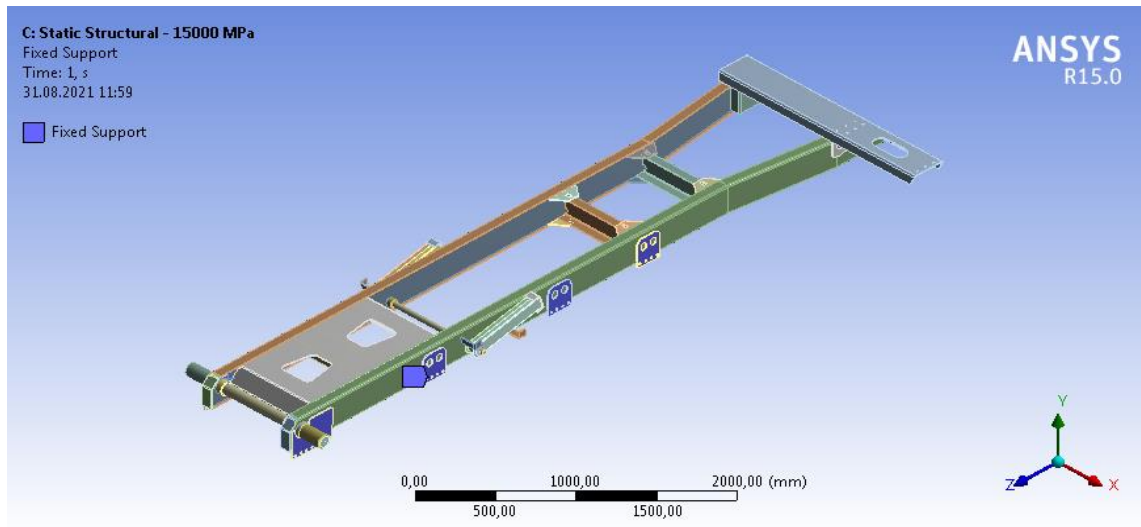
Şekil 3.34. Ansys Workbench üzerinde mesh işleminin görünüşü-1



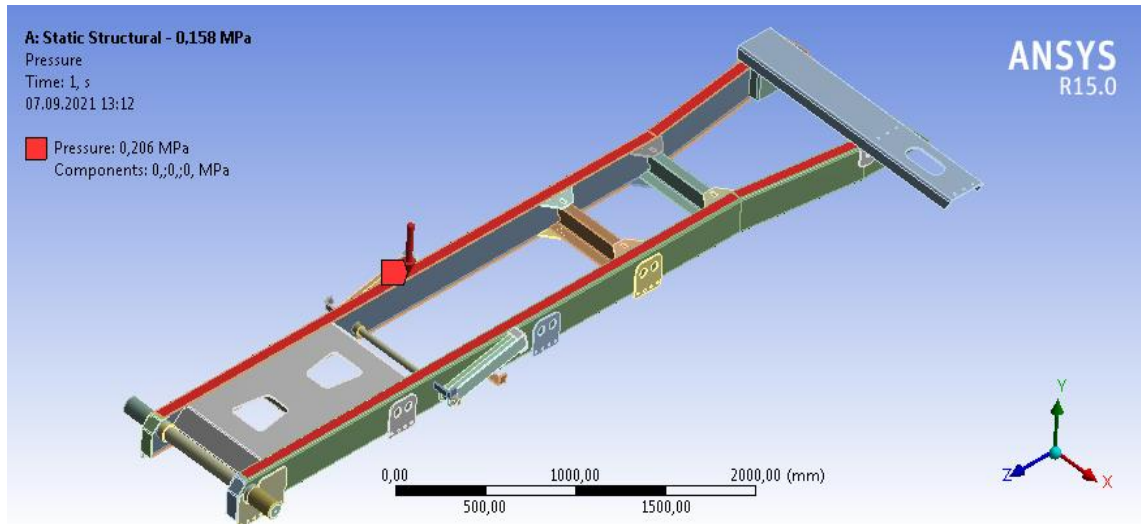
Şekil 3.35. Ansys Workbench üzerinde mesh işleminin görünüşü-2

3.4.1.8. Sabit Mesnet ve Yük Uygulanması

Mesh işleminin tamamlanmasının ardından, model bölümünde StaticStructural sekmesine iki eleman eklenmiştir. Burada ilk olarak FixedSupport sekmesi yani modelin sabitlenecek yüzeylerinin seçiminin yapılabilmesine imkân sağlayan modül eklenmiştir. Sonrasında ise Pressure sekmesi eklenmiştir. Bu sekme sayesinde ise modelimize daha önceden belirlenen kuvvetlerin uygulanabilmesi mümkün hale gelmiştir. Sabitlenen ve kuvvet uygulanan bölgeler için Şekil 3.36 ve 3.37 incelenebilir.



Şekil 3.36. Sabitlenmiş bölgelerin görüntüsü

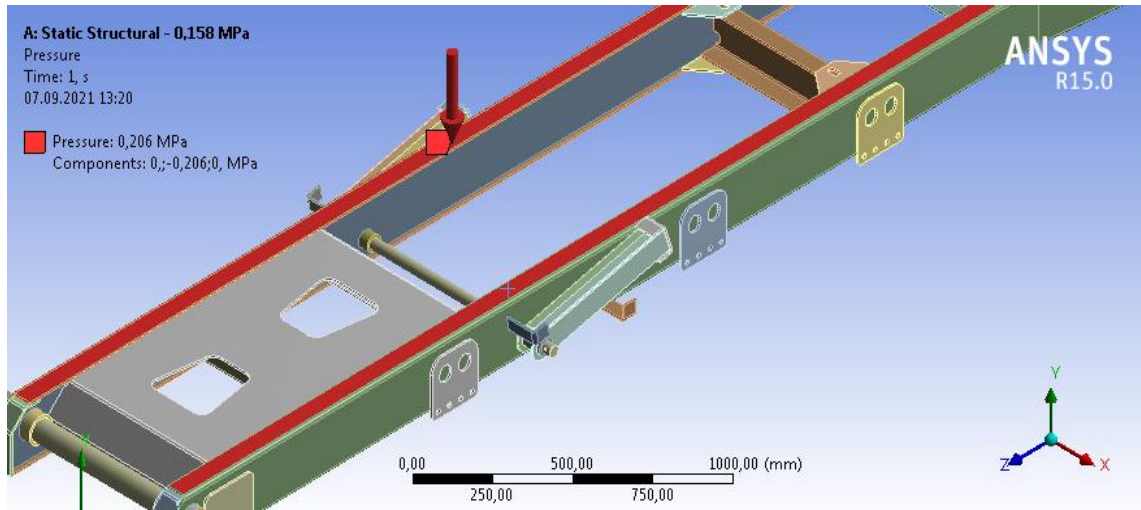


Şekil 3.37. Basınç uygulanan bölgelerin görüntüsü

3.4.2. Burulma Analizi

Şasi üzerine etkiyen yük doğrultusunda şasinin burulma davranışına ait analizler gerçekleştirilmiştir. Statik analizden farklı olarak yükün uygulanma yönü, yeri ve şeklidir. Ansys üzerinde gerçekleşen tüm adımlar aynen tekrar edilmiştir.

Şasilerde burulma genellikle dingillerde meydana gelen farklı yüksekliklerden kaynaklanmaktadır. Bu durumu simüle edebilmek için şasi kollarından birini sabitlerken diğerine daha önce hesaplamaları yapılan yükler kollarından birine -y yönünde uygulanmıştır. Bu duruma ait örnek görsel Şekil 3.38’de görülmektedir.



Şekil 3.38. Basınç uygulanan bölgenin görüntüsü

3.5. Nümerik Analiz Sonuçları

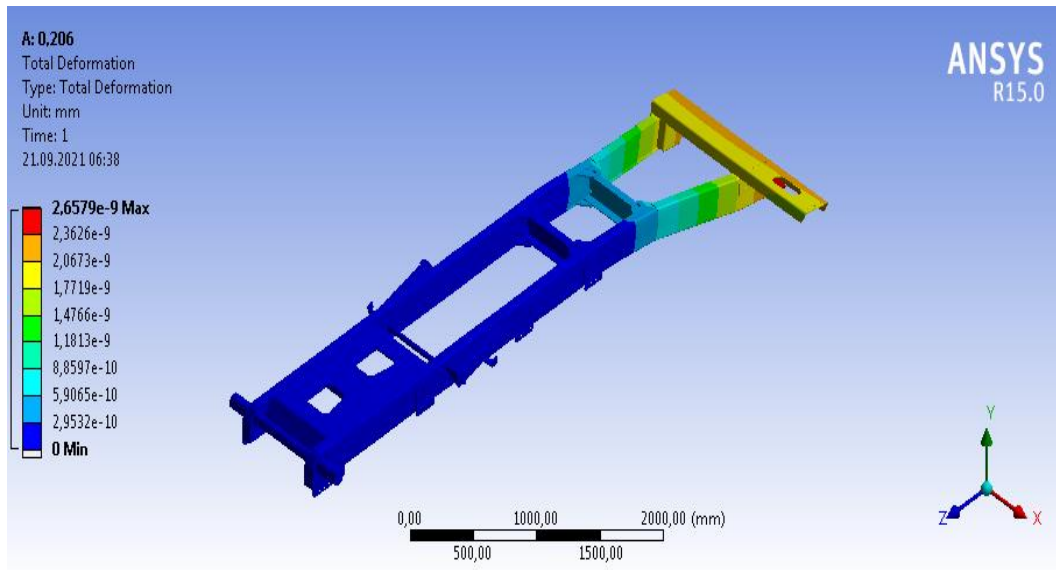
3.5.1. Statik Analiz ve Sonuçları

Ansys Workbench 15.0 paket programı kullanılarak yapılan sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler sonucunda elde edilen toplam deformasyon ve von-misesstres sonuçları detaylı olarak sunulmuştur.

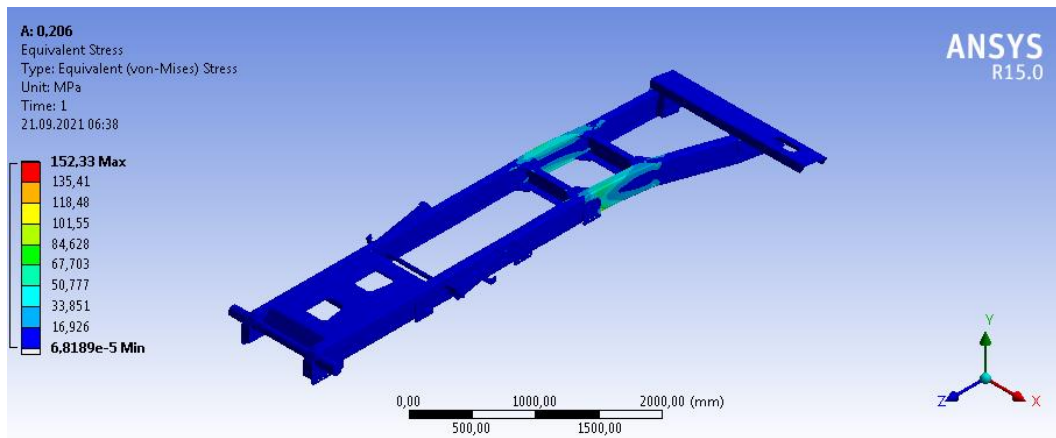
Tablo 3.4. Statik analiz sonuçları

Uygulanan Basınç (MPa)	Max Deformasyon (mm)	Max Von-Mises (MPa)
0,206	2,57E-09	152,33
0,364	4,61E-03	269,19
0,396	5,01E-03	292,86
0,428	5,42E-03	316,53

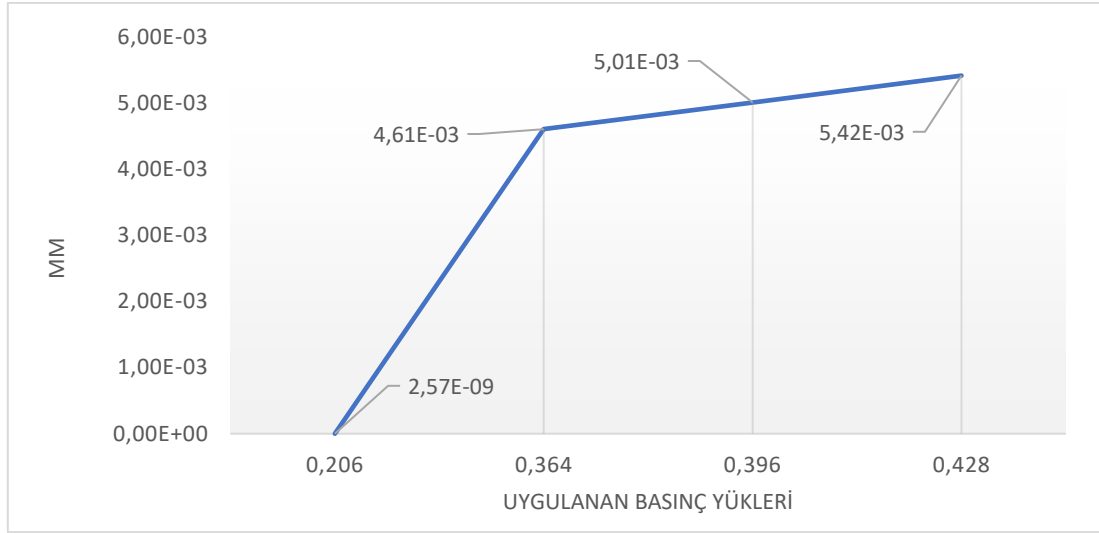
Tablo 3.4’de sunulan verilen daha anlaşılır olması için Şekil 3.39, 3.40, 3.41ve 3.42’de verilen görseller ve resimler incelenebilir.



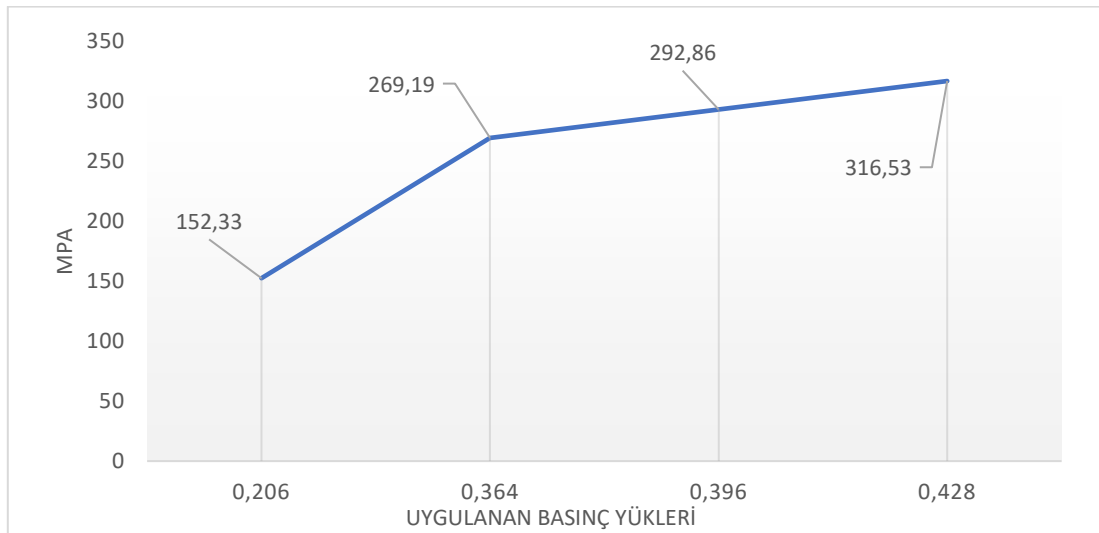
Şekil 3.39. Statik analizi yapılan şasinin yük altında max Deformasyonu gösterir örnek görsel



Şekil 3.40. Statik analizi yapılan şasinin farklı yükler altında max stres'i gösterir örnek



Şekil 3.41. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max deformasyon miktarlarını gösterir grafik



Şekil 3.42. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik

Şekil 3.41 ve 3.42 incelendiği zaman şasi üzerine uygulanan yük ile yapı üzerinde ki deformasyon ve max Stres miktarı doğru orantılı olarak değişiklik göstermektedir. Şekil 3.39 incelendiği zaman deformasyonun daha çok şasinin ön tarafında gerçekleştiği görülmektedir.

Ancak max stres için Şekil 3.40'de verilen örnek şekilde de görüldüğü üzere stres'in en fazla olduğu kısım ön bölüme yakın olan sabit mesnet noktasının hemen bitiminde meydana gelmiştir.

Deformasyon durumunun yorumlamasını ise şu şekilde yapabiliriz: Şasinin sabit mesnet noktalarının olduğu bölümlerde mavi bölümler sıktır bu sayede üzerine etki eden yükün şasinin o noktalarındaki deformasyonu çok daha azdır, ancak sabit mesnetlerden uzaklaştıkça deformasyon miktarı artmaktadır.

Max Stres durumunun yorumlamasını ise şöyle yapabiliriz; deformasyonun en fazla gerçekleştiği yer ile sabit mesnet noktalarının en son olduğu yer arasında kalan bölgede ve mesnet noktasına yakın olması gayet normal bir durumdur. Eğilme arka bölgede yani mesnete yakın bölgedeki stres seviyesini arttırmıştır.

Ancak yine oluşan maksimum deformasyonlar ve stres'ler yüksüz ve çeşitli yükler altında bile kabul edilebilir sınırlar içerisinde. Bu nedenle şasi hafifletme çalışması yapılarak şasi tekrar aynı yükler altında statik analize sokulmuştur. Elde edilen sonuçlar ise ilerleyen bölümlerde sunulmuştur.

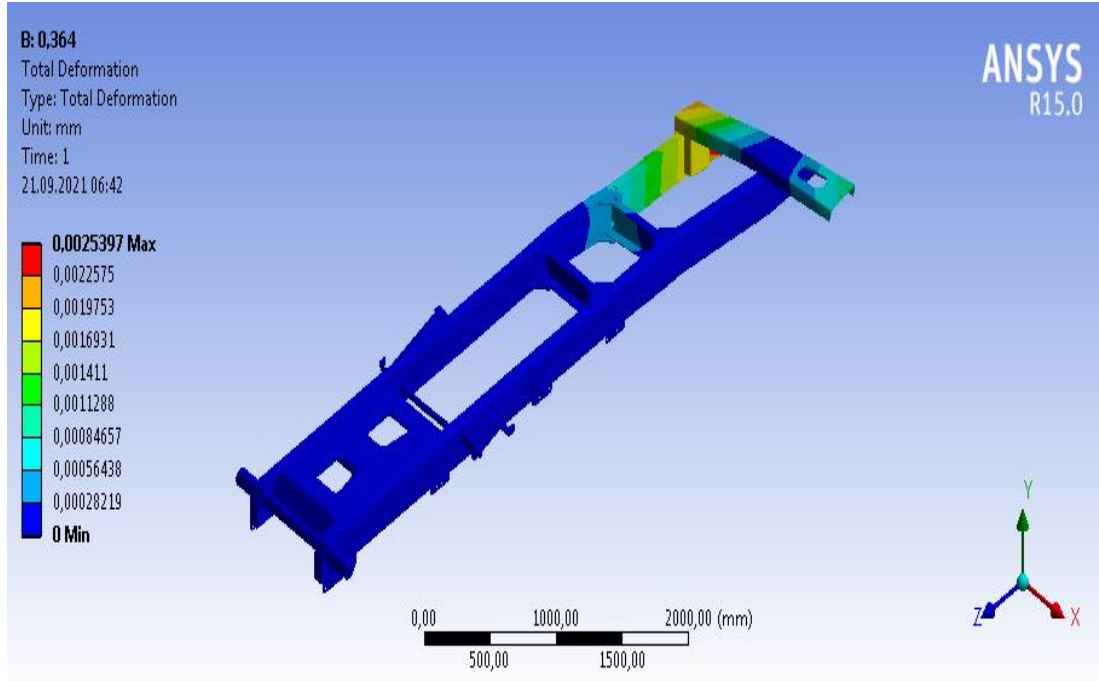
3.5.2. Burulma Analizi ve Sonuçları

Ansys Workbench 15.0 paket programı kullanılarak yapılan sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan burulma analizleri sonucunda elde edilen toplam deformasyon ve von-misesstres sonuçları detaylı olarak sunulmuştur.

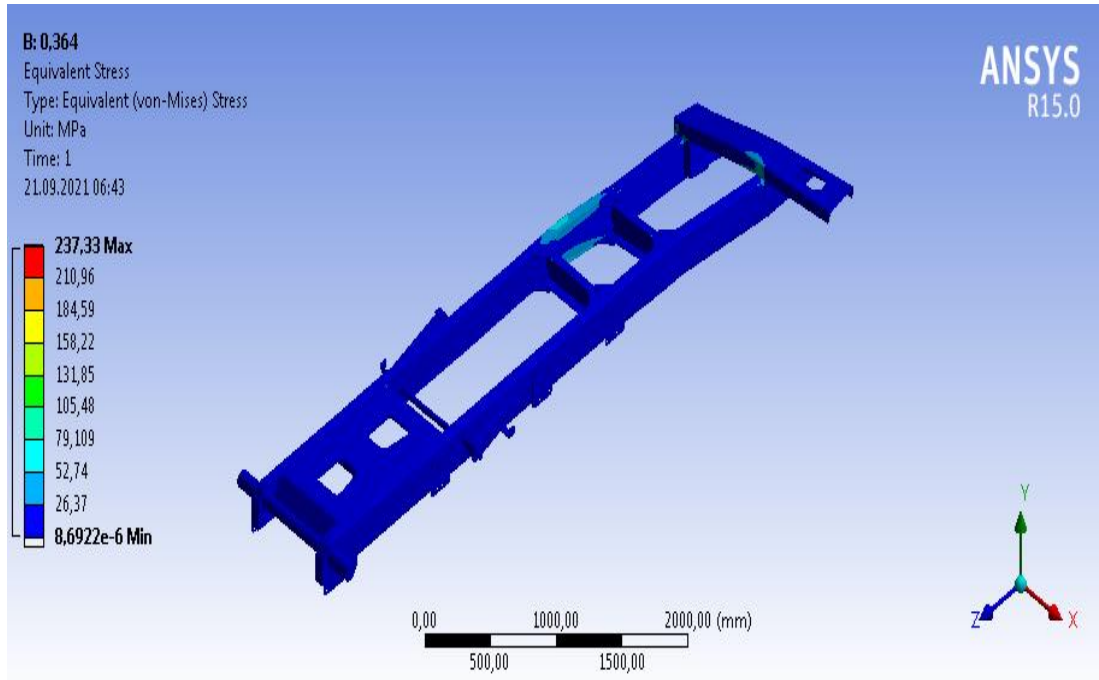
Tablo 3.5. Burulma analizi sonuçları

Uygulanan Basınç (MPa)	Max Deformasyon (mm)	Max Von-Mises (MPa)
0,206	1,46E-09	134,31
0,364	2,54E-03	237,33
0,396	2,79E-03	258,19
0,428	2,99E-03	279,06

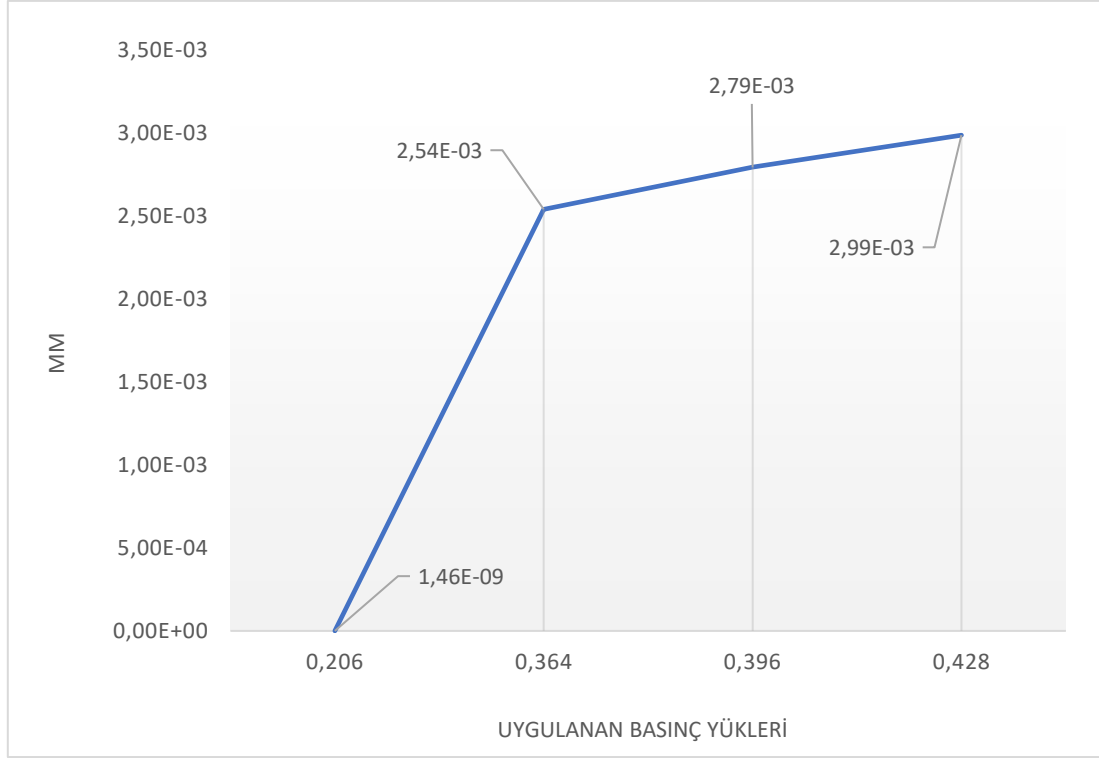
Tablo 3.5'de sunulan verilen daha anlaşılır olması için Şekil 3.43, 3.44, 3.45 ve 3.46'da verilen görseller ve resimler incelenebilir.



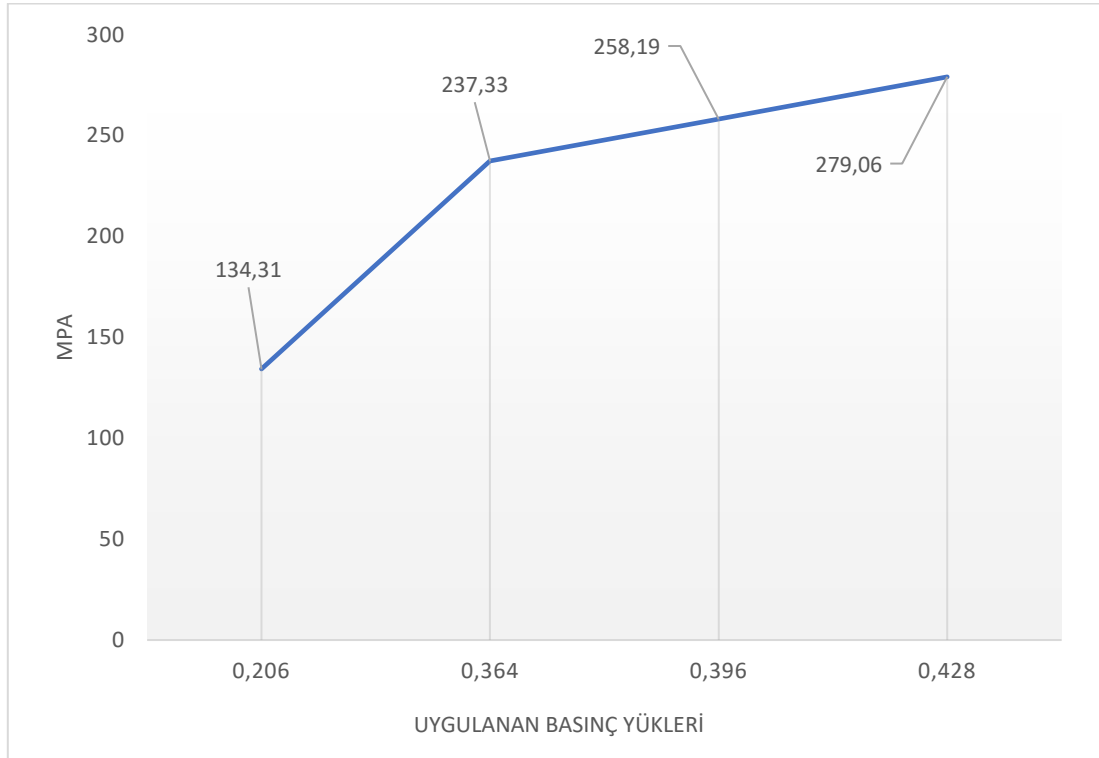
Şekil 3.43. Burulma analizi yapılan şasinin farklı yükler altındamax deformasyonu gösterir örnek görsel



Şekil 3.44. Burulma analizi yapılan şasinin farklı yükler altında max stres'i gösterir örnek



Şekil 3.45. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max deformasyon miktarlarını gösterir grafik



Şekil 3.46. Analizi yapılan şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik

Şekil 3.45 ve 3.46 incelendiği zaman şasi üzerine uygulanan yük ile yapı üzerindeki deformasyon ve max stres miktarı doğru orantılı olarak değişiklik göstermektedir. Şekil 3.43 incelendiği zaman deformasyonun daha çok şasinin ön tarafında ve yükün uygulandığı kısımda gerçekleştiği görülmektedir.

Ancak max stres için Şekil 3.44’de verilen örnek şekilde de görüldüğü üzere stres’in en fazla olduğu kısım ön bölümde ve sabit olarak sisteme tanımlanan bölgede gerçekleştiği görülmektedir.

Deformasyon durumunun yorumlamasını ise şu şekilde yapabiliriz: Şasinin sabit mesnet noktalarının olduğu bölümlerde mavi bölümler sıktır bu sayede üzerine etki eden yükün şasinin o noktalarındaki deformasyonu çok daha azdır, ancak sabit mesnetlerden uzaklaştıkça deformasyon miktarı artmaktadır.

Max stres durumunun yorumlamasını ise şöyle yapabiliriz; deformasyonun en fazla gerçekleştiği yer ile sabit mesnet yüzeyinin olduğu yer arasında kalan bölgede ve mesnet noktasına yakın olması gayet normal bir durumdur. Eğilmenin arka bölgede olması mesnete yakın bölgedeki stres seviyesini arttırmıştır.

3.6. Revize Edilmiş Şasi Nümerik Analiz Sonuçları

3.6.1. Birinci Revize

Bölüm 3.5’de sonuçları verilen statik analizleri sonucunda elde edilen bulgulara bağlı olarak sistemin bu yükler altında rijitliğinin koruduğu ve çıkan sonuçların kabul edilebilir seviyelerde olması sebebi ile şaside hafifletme çalışması yapılmıştır. Bu bağlamda Şekil 3.2’de verilen *Traves Muskası* elemanın kalınlığı 4 mm azaltılmıştır. Ayrıca şasiden taban flanş’ı çıkarılmıştır. Bu sayede 664,32 kg ağırlığa sahip olan şasimiz 645,09 kg’a düşerek toplamda 19,23 kg ağırlık avantajı sağlanmıştır. Sistemden eleman çıkarılması ve kalınlık azaltılmasından dolayı mesh işlemi sırasında elde edilen düğüm noktaları ve eleman sayılarında değişiklikler ortaya çıkmıştır. Yeni durumda eleman sayıları ve düğüm noktaları Tablo 3.6’da görülebilir;

Tablo 3.6. Mesh işlemi sonunda toplam düğüm noktaları, eleman sayıları ve değişim yüzdeleri

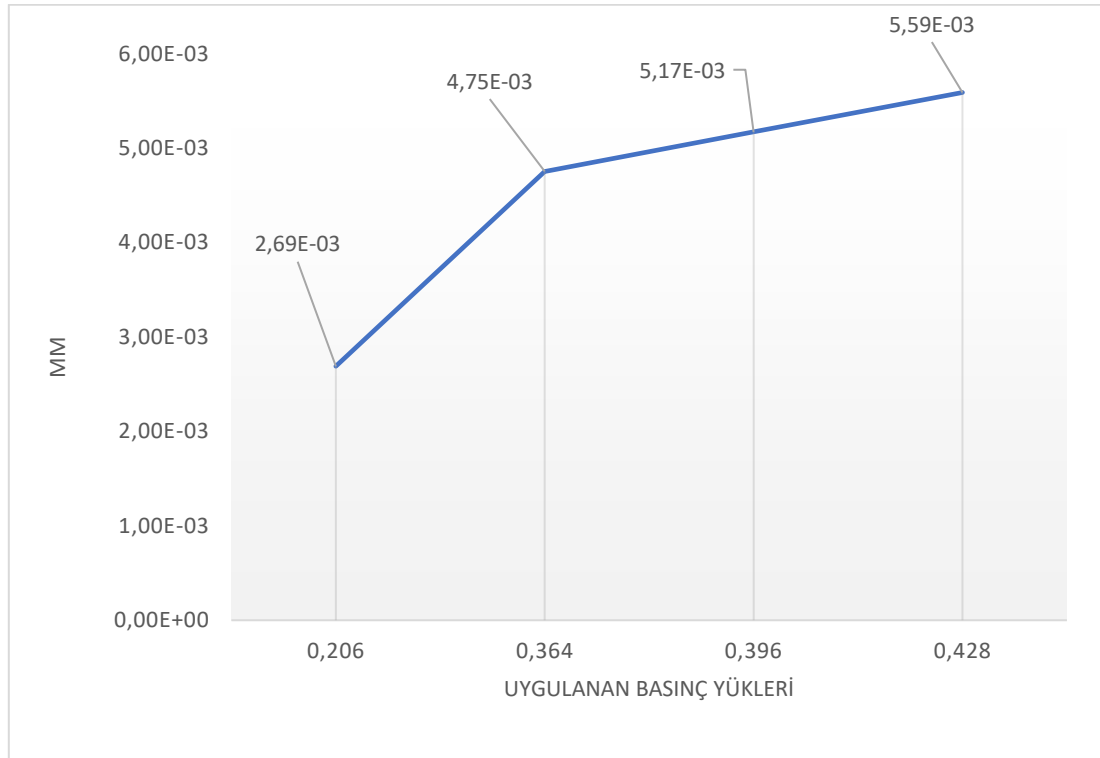
	Düğüm Noktaları	Eleman Sayısı
	210006	90882
Değişim Yüzdesi (%)	2,273	2,29

3.6.1.1. Statik Analiz Sonuçları

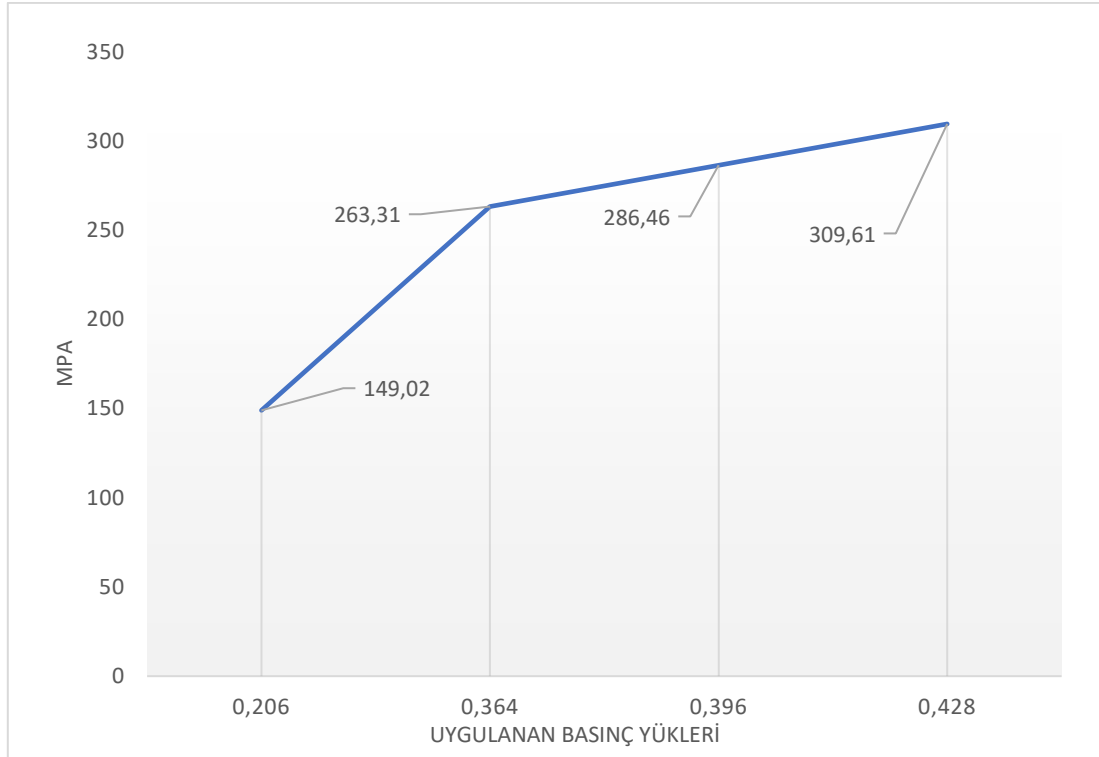
Hafifletme işleminden sonra şasi üzerinde tekrarlanan statik analizlere ait sonuçlar Tablo 3.7’de görülmektedir.

Tablo 3.7. Hafifletilmiş şasinin statik analiz sonuçları

Uygulanan Basınç (MPa)	Max Deformasyon (mm)	Max Von-Mises (MPa)
0,206	2,69E-03	149,02
0,364	4,75E-03	263,31
0,396	5,17E-03	286,46
0,428	5,59E-03	309,61



Şekil 3.47. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındakimax deformasyon miktarlarını gösterir grafik



Şekil 3.48. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik

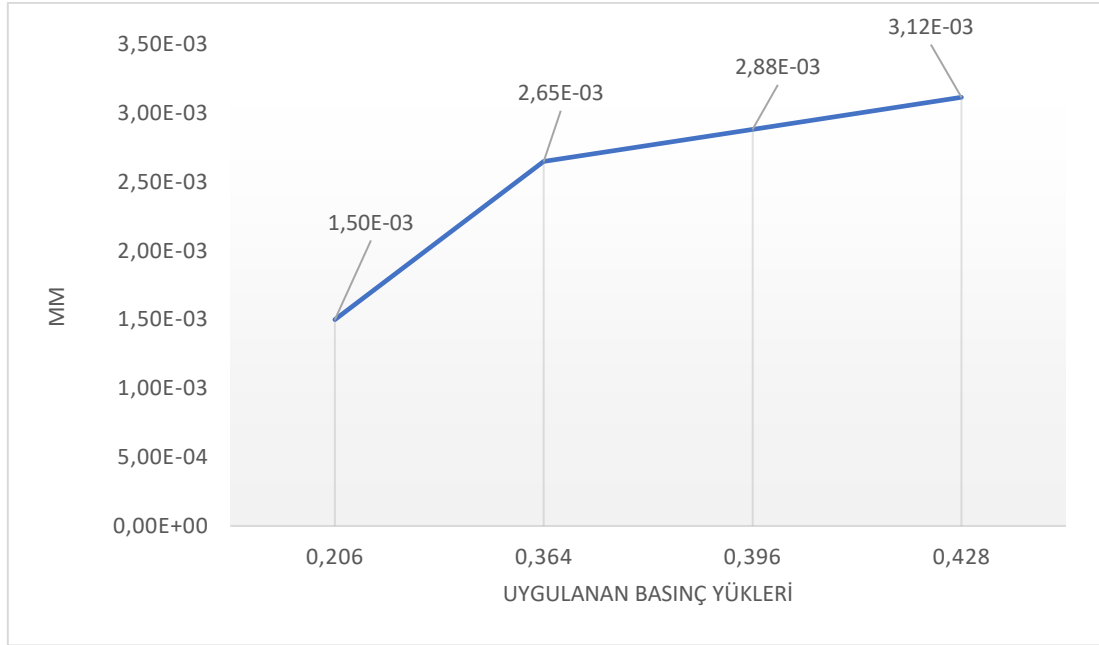
Şekil 3.47 ve 3.48 incelendiği zaman şasi üzerine uygulanan yük ile yapı üzerinde ki deformasyon ve max stres miktarı doğru orantılı olarak değişiklik göstermektedir. Uygulanan yükün miktarı arttıkça model şasi üzerindeki deformasyon miktarı artmaktadır. Deformasyonun artmasını takiben stres seviyelerinin de arttığı gözlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlar elde edilmesi beklenen sonuçlardır.

3.6.1.2. Burulma Analizi Sonuçları

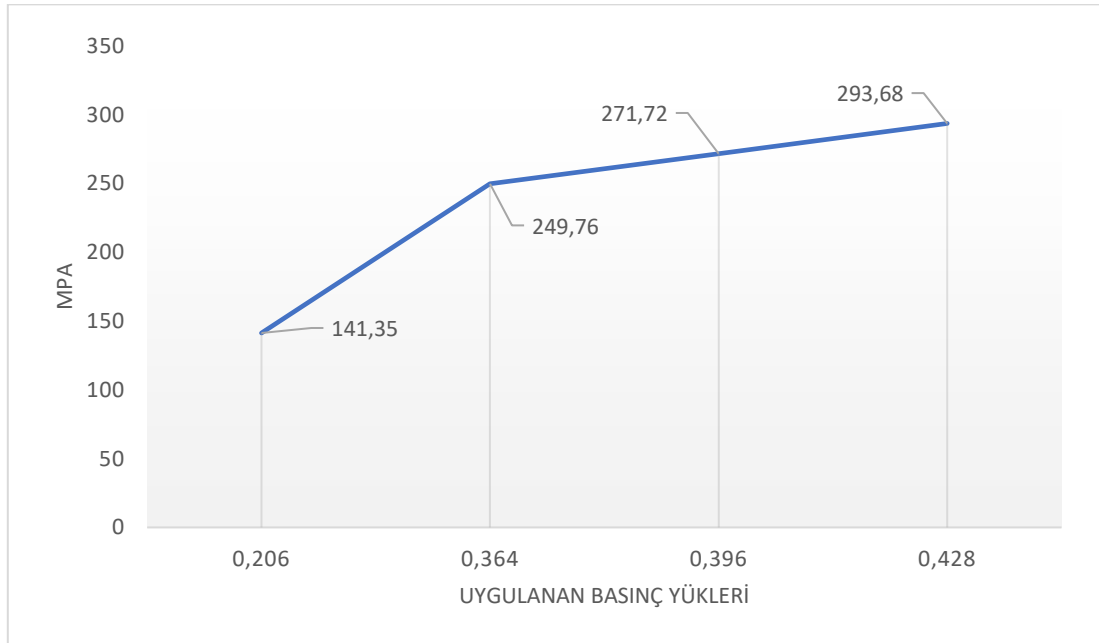
Hafifletme işleminden sonra şasi üzerinde tekrarlanan statik analizlere ait sonuçlar Tablo 3.8’de görülmektedir.

Tablo 3.8. Revize edilmiş şasinin burulma analizi sonuçları

Uygulanan Basınç (MPa)	Max Deformasyon (mm)	Max Von-Mises (MPa)
0,206	1,50E-03	141,35
0,364	2,65E-03	249,76
0,396	2,88E-03	271,72
0,428	3,12E-03	293,68



Şekil 3.49. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındaki max deformasyon miktarlarını gösterir grafik



Şekil 3.50. Analizi yapılan hafifletilmiş şasinin farklı yükler altındaki max stres miktarlarını gösterir grafik

Şekil 3.49 ve 3.50 incelendiği zaman şasi üzerine uygulanan yük ile yapı üzerinde ki deformasyon ve max stres miktarı doğru orantılı olarak değişiklik göstermektedir. Uygulanan yükün miktarı arttıkça model şasi üzerindeki deformasyon miktarı

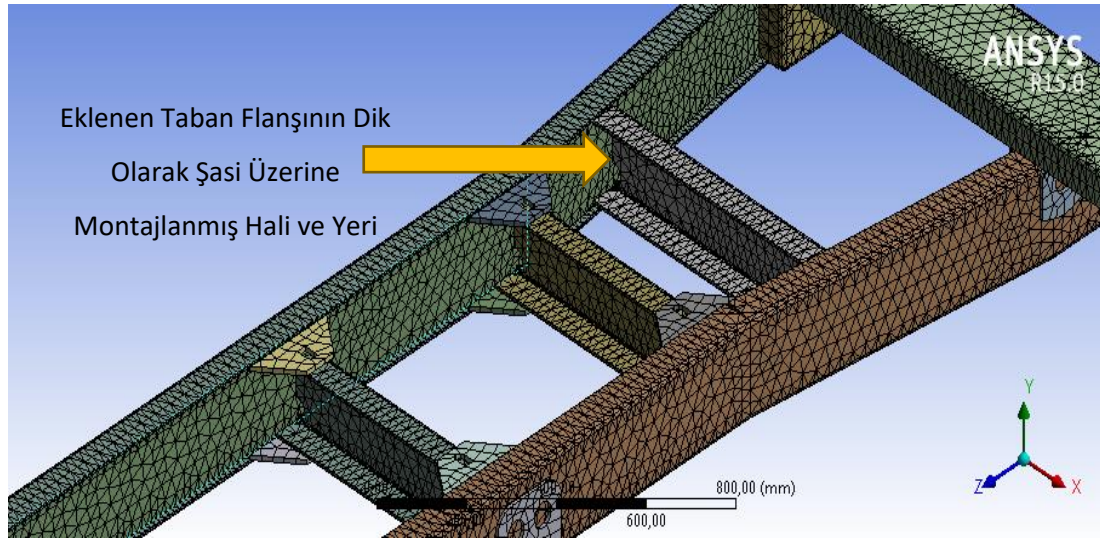
artmaktadır. Deformasyonun artmasını takiben stres seviyelerinin de arttığı gözlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlar elde edilmesi beklenen sonuçlardır.

3.6.2. İkinci Revize

Bu revize işleminde şasiye bir adet taban flanşı dik olarak yerleştirilerek elde edilen bu yeni montajın statik analizleri gerçekleştirilmiş olup karşılaştırmalı sonuçlarına bu başlık altına yer verilmiştir. Eklenen taban flanşının ağırlığı 13,90 kg ağırlığa sahip olmakla birlikte doğal olarak yapının mesh işleminden sonra düğüm noktaları ve eleman sayıları değişiklik göstermiştir.

Tablo 3.9. İkinci revize edilmiş şasinin mesh işlemi sonucunda elde edilen eleman ve düğüm noktaları sayıları

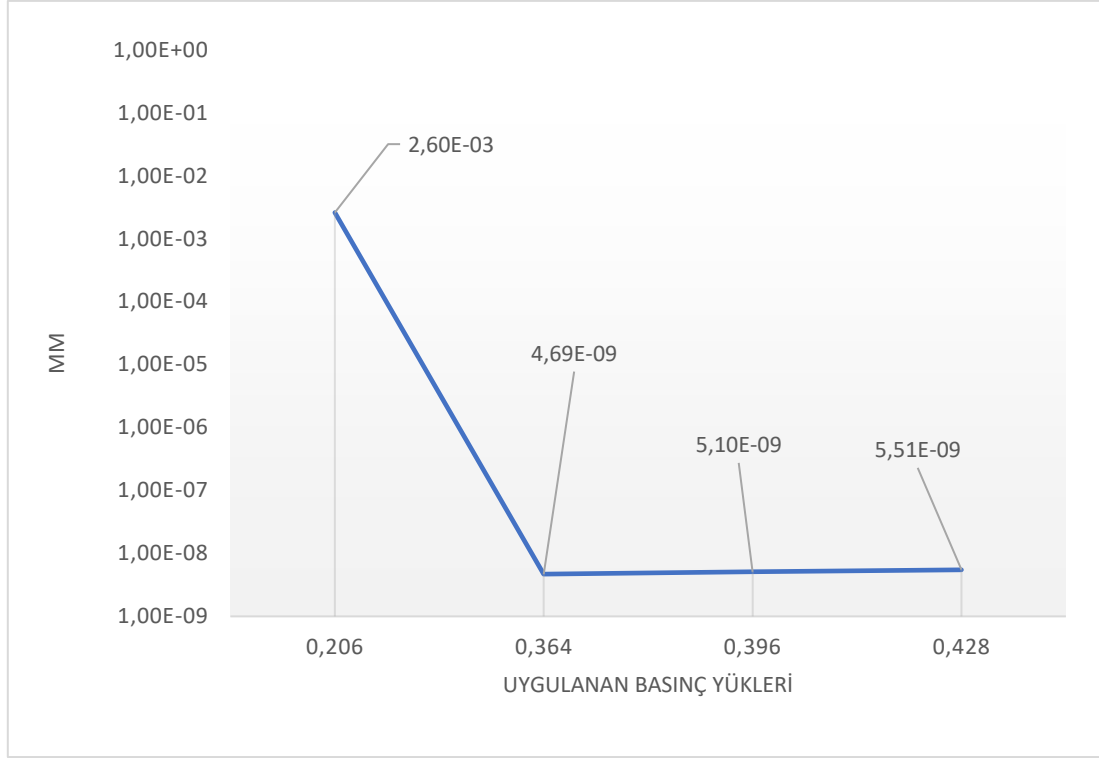
Düğüm Noktaları Sayısı	Eleman Sayısı
293941	136331



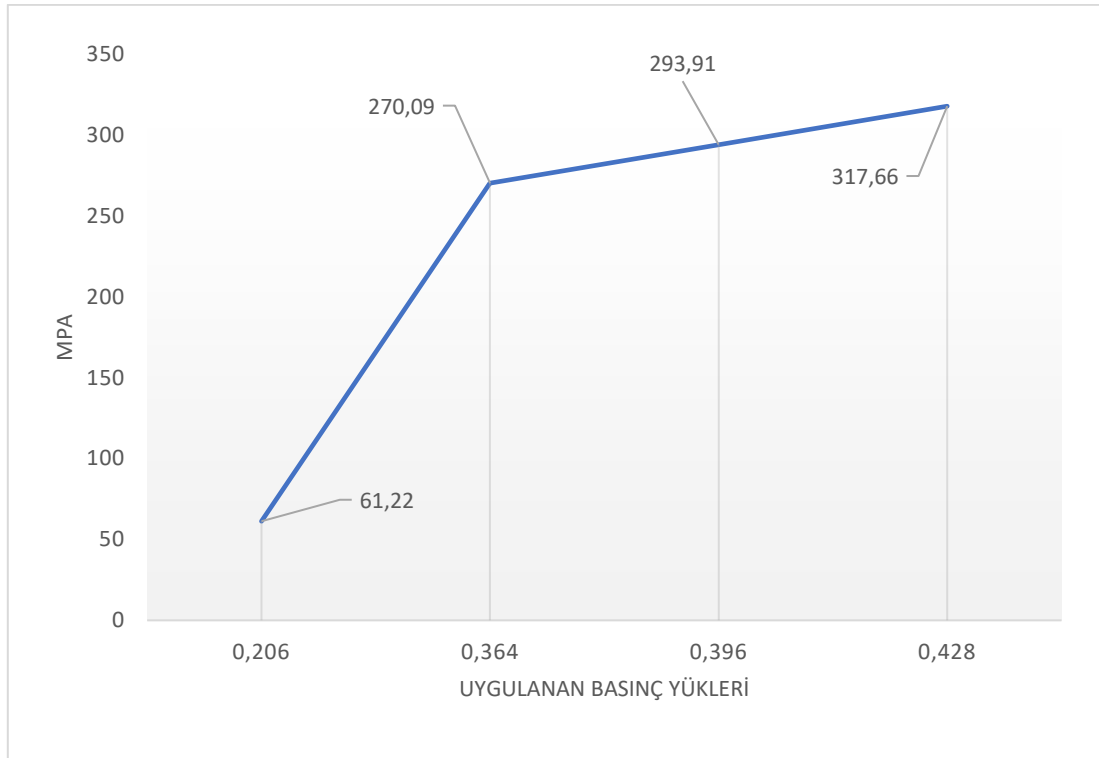
Şekil 3.51. Mesh işleminin ve eklenen dik parçanın görünümü

Tablo 3.10. İkinci revizenin statik analiz sonuçları

Uygulanan Basınç (MPa)	Max Deformasyon (mm)	Max Von-Mises (MPa)
0,206	2,60E-03	61,22
0,364	4,69E-09	270,09
0,396	5,10E-09	293,91
0,428	5,51E-09	317,66



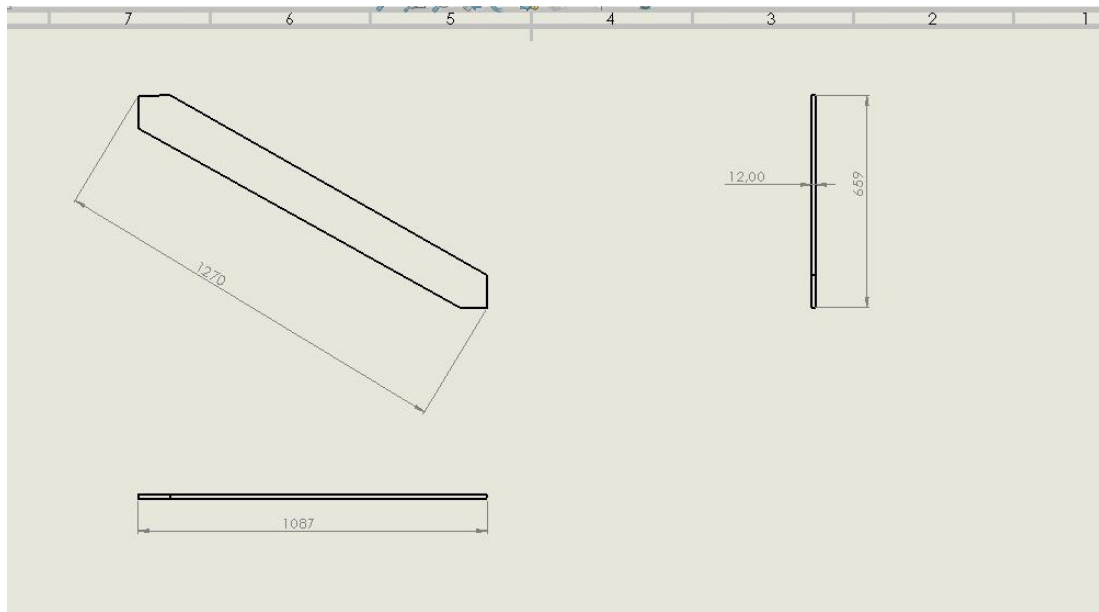
Şekil 3.52. İkinci revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max deformasyon miktarlarını gösterir grafik



Şekil 3.53. İkinci revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max stres miktarlarını gösterir grafik

3.6.3. Üçüncü Revize

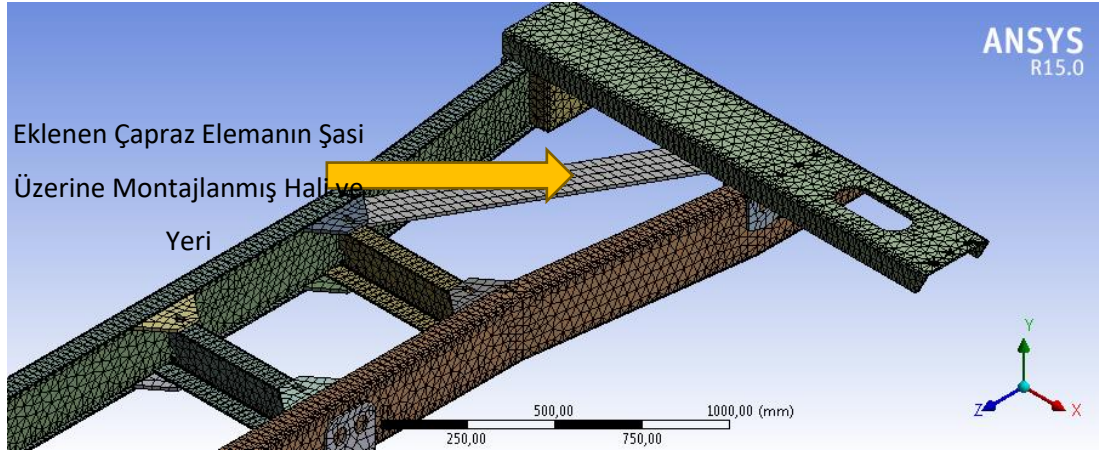
Bu revize işleminde şasiye bir önceki bölümde eklenen taban flanşı çıkarılarak çapraz bir eleman yerleştirilmiştir. Elemanın kalınlığı 12 mm olmakla birlikte elde edilen bu yeni montajın statik analizleri gerçekleştirilmiş olup karşılaştırmalı sonuçlarına bu başlık altına yer verilmiştir. Eklenen çapraz parçanın ağırlığı 1,94 kg ağırlığa sahip olmakla birlikte doğal olarak yapının mesh işleminden sonra düğüm noktaları ve eleman sayıları değişiklik göstermiştir.



Şekil 3.54. Çapraz olarak eklenen elemana ait teknik çizimler

Tablo 3.11. İkinci revize edilmiş şasinin mesh işlemi sonucunda elde edilen eleman ve düğüm noktaları sayıları

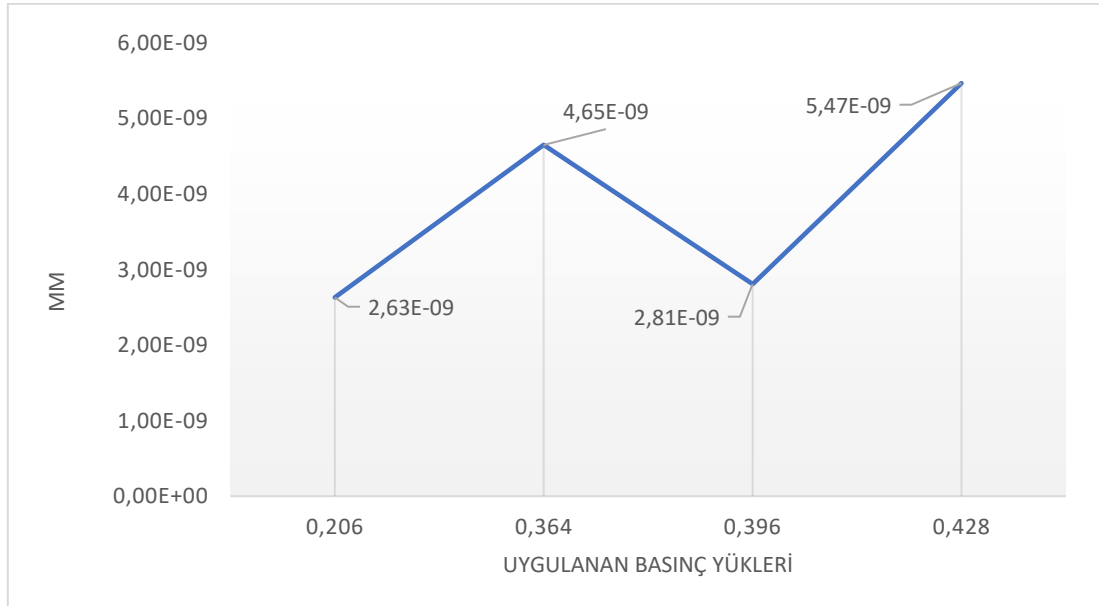
Düğüm Noktaları Sayısı	Eleman Sayısı
287902	132732



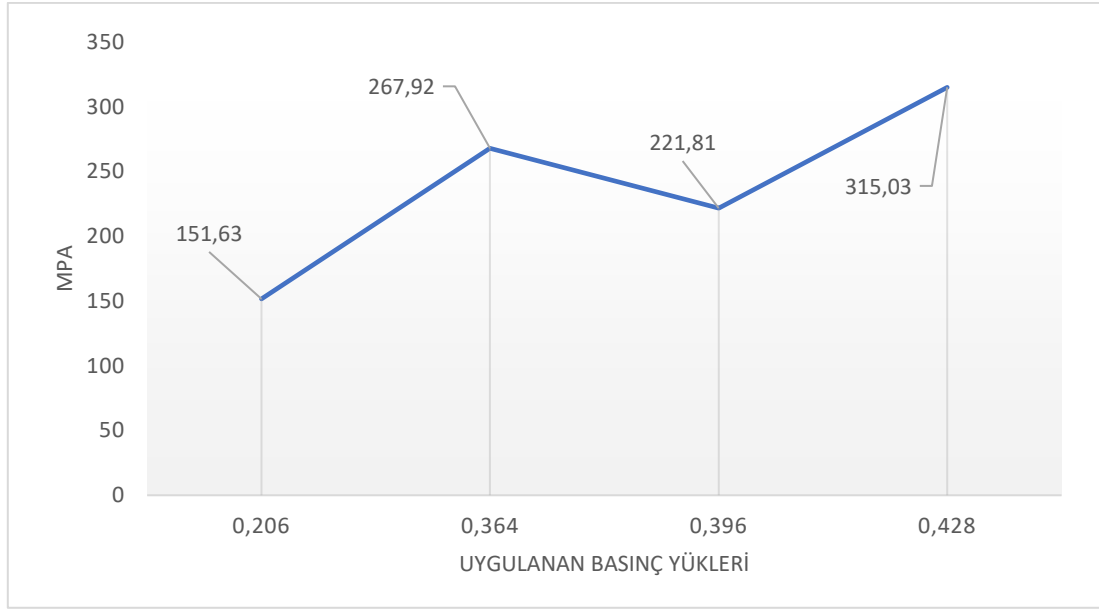
Şekil 3.55. Mesh işleminin ve eklenen dik parçanın görünümü

Tablo 3.12. Üçüncü revizenin statik analiz sonuçları

Uygulanan Basınç (MPa)	Max Deformasyon (mm)	Max Von-Mises (MPa)
0,206	2,63E-09	151,63
0,364	4,65E-09	267,92
0,396	2,81E-09	221,81
0,428	5,47E-09	315,03



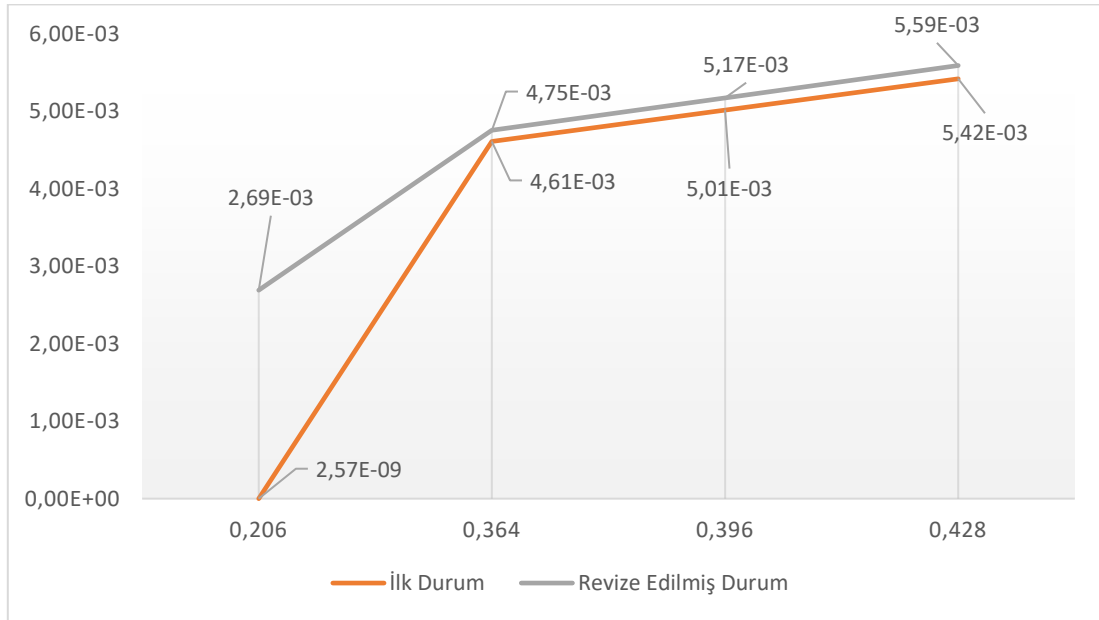
Şekil 3.56. Üçüncü revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max deformasyon miktarlarını gösterir grafik



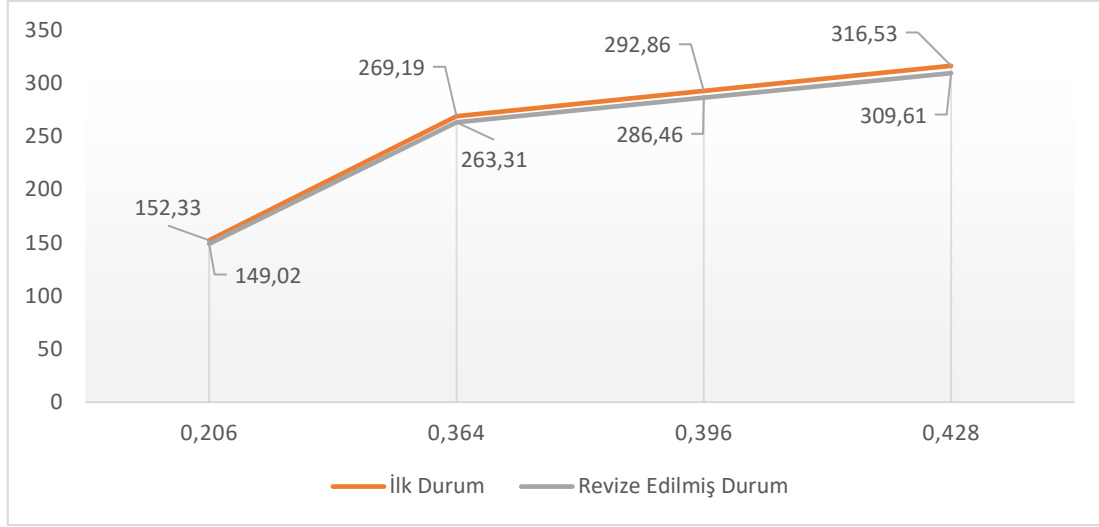
Şekil 3.57. Üçüncü revizenin statik analizi sonucunda elde edilen max stres miktarlarını gösterir grafik

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çalışmamızın başında belirli yükler altında damperli kamyon şasisinin statik ve burulma yükleri altında ki davranışları ve bunlara bağlı olarak şasinin revize edilmesi amacı ile yapılan analizler sonucunda ilk aşamada yapılmış olan analizler ile şasinin statik ve burulma davranışı kabul edilebilir sınırlar içerisinde kaldığı görülmüş olup bu bağlamda şasi revize edilerek 19,23 kg'lık bir ağırlık avantajı sağlanmıştır. Bahsi geçen durum birinci revize durumunu anlatmaktadır. Ardından revize edilmiş şasi üzerinde yapılan aynı analizlerde bizlere şasinin bu hali ile kullanılabilir olduğunu göstermiştir. Yapılan çalışma bu çalışma sayesinde üreticilere maliyet ve zaman tasarrufu yapabilmelerinin yolunun açıldığına dair düşünce hâkim olmuştur. Şasinin ilk durumu ve revize edilmiş duruma dair karşılaştırmalı grafikler Şekil 3.58, 3.59, 3.60 ve 3.61'de görülmektedir.

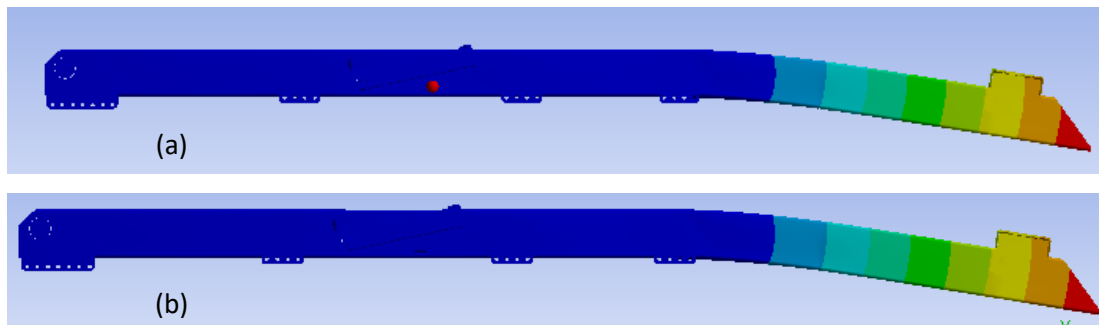


Şekil 3.58. Şasinin iki durumu için yapılan statik analizlere ait max deformasyon miktarlarını gösterir grafik



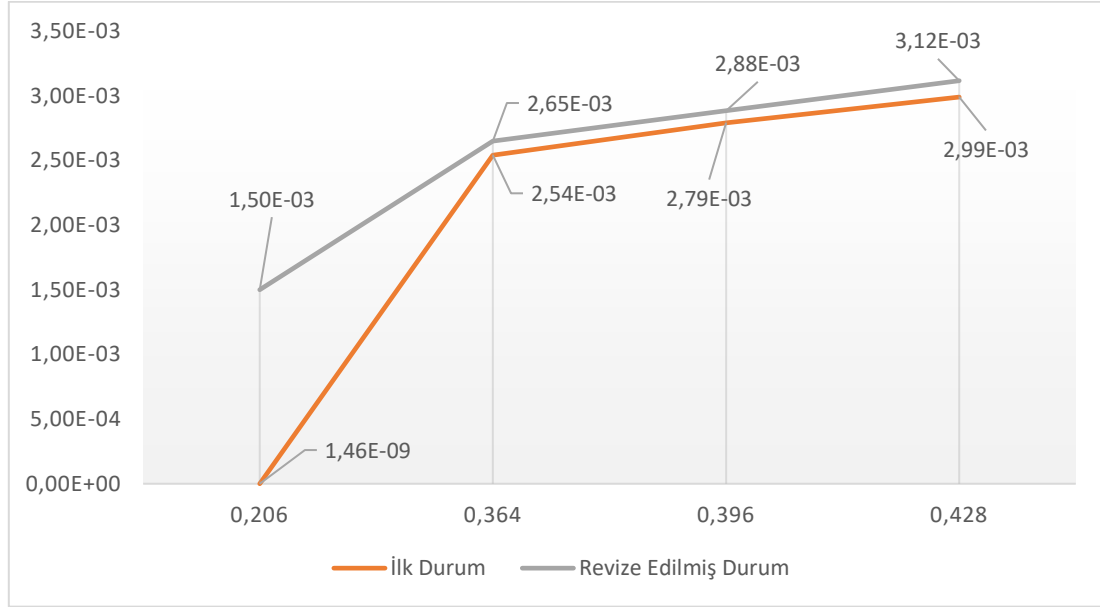
Şekil 3.59. Şasinin iki durumu için yapılan statik analizlere ait max stres miktarlarını gösterir grafik

Şekil 3.58 incelendiği zaman 0,364, 0,396 ve 0,428 MPa'lık yük durumunda deformasyon miktarının neredeyse aynı kaldığı görülmektedir. Bu durum için şunlar söylenebilir: Revize edilmiş şasiye uygulanan bu yükler sistemin bütünü üzerinde dikkate alınabilecek bir farklılık yaratacak büyüklükte değildir. Ancak 0,206 MPa'lık yük uygulanarak yapılan analizlerde de deformasyon miktarı revize edilmiş şaside daha fazladır. Bunun yorumlaması ise şu şekilde yapılabilir: Çıkarılan eleman şasinin bu yük altına daha fazla deformasyona uğramasına sebep olmuştur. Buna bağlı olarak uygulanan diğer yüklerde de bu durum gözlemlenmiştir. Şekil 3.60 (a) ve (b)'de görüldüğü üzere mavi bölümün yani deformasyonun başladığı yerin farklı olmasından kaynaklanmaktadır. (b) görselinde yani revize edilmiş görselde sistem daha rijit durumdadır. Deformasyonda ki bu farklılık bu şekilde açıklanabilir.

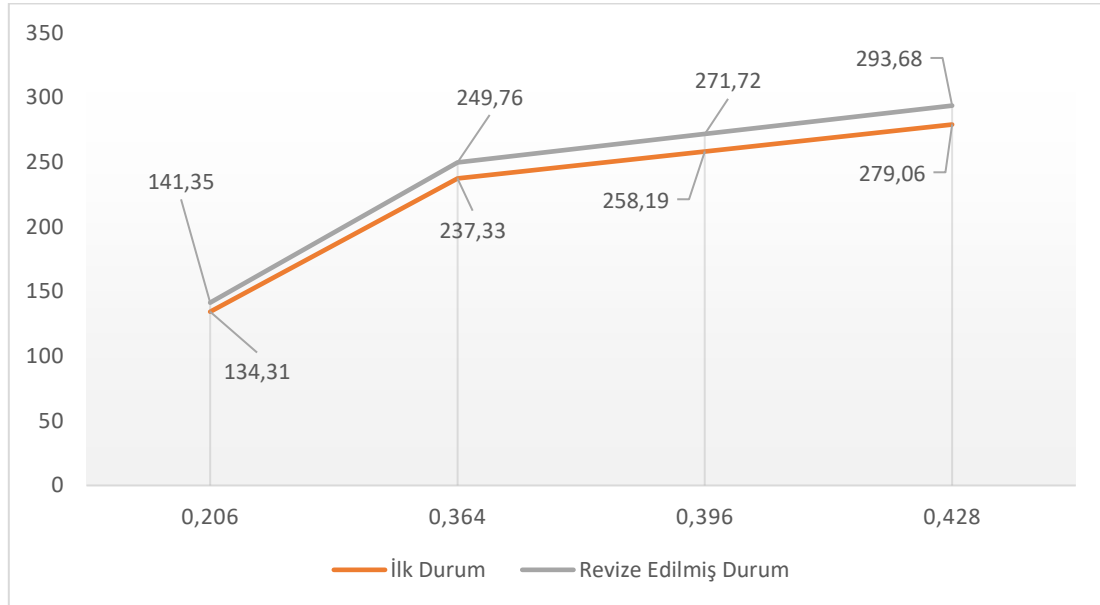


Şekil 3.60. 0,206 MPa'lık yüke maruz kalan iki şasinin deformasyonunu gösterir örnek görsel

Şekil 3.61 incelenirse eğer elde edilen tüm veriler beklendiği gibi çıkmıştır. Revize edilen şasi üzerindeki max stres değerleri revize edilmemiş şasiden daha yüksektir ve belirtildiği gibi beklenen bir durumdur.



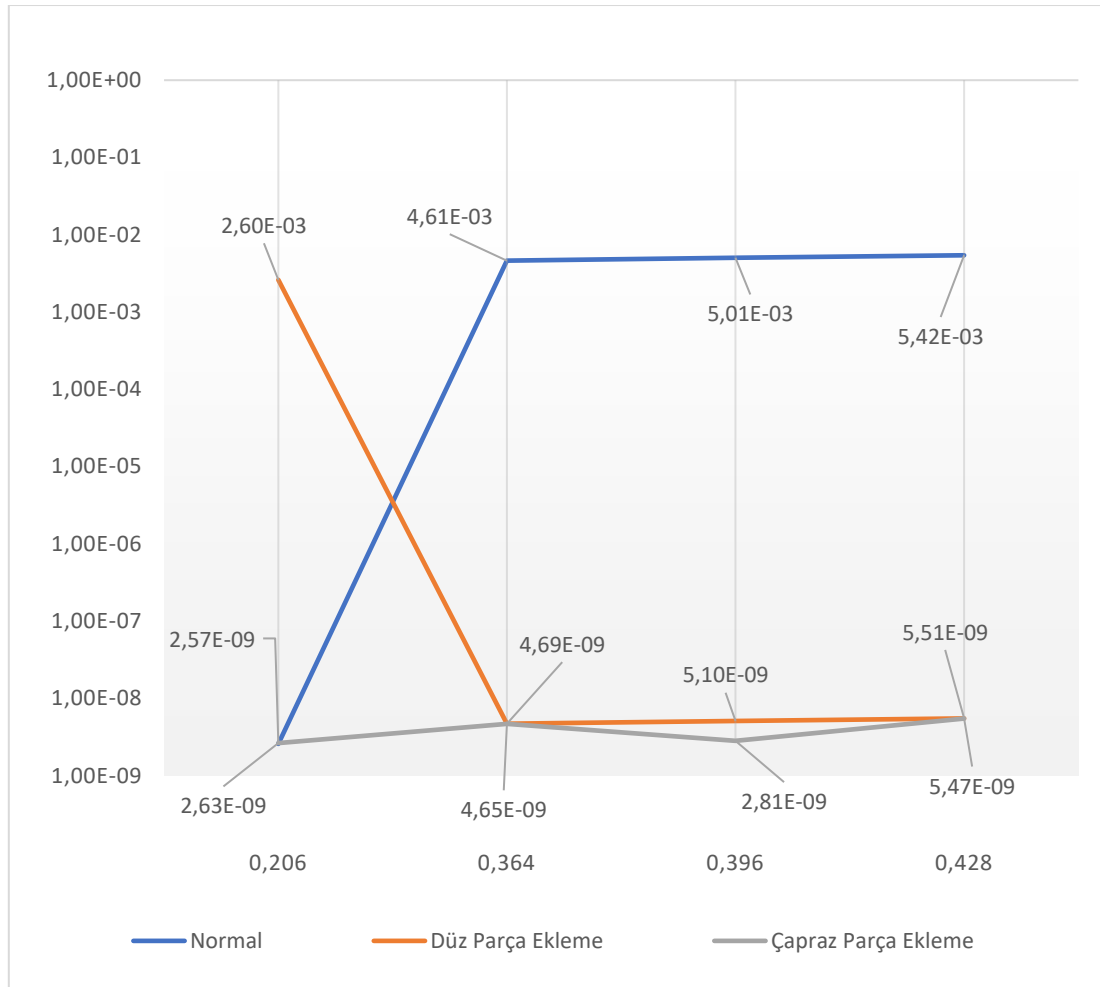
Şekil 3.61. Şasinin iki durumu için yapılan burulma analizlerine ait max deformasyon miktarlarını gösterir grafik



Şekil 3.62. Şasinin iki durumu için yapılan burulma analizlerine ait max stres miktarlarını gösterir grafik

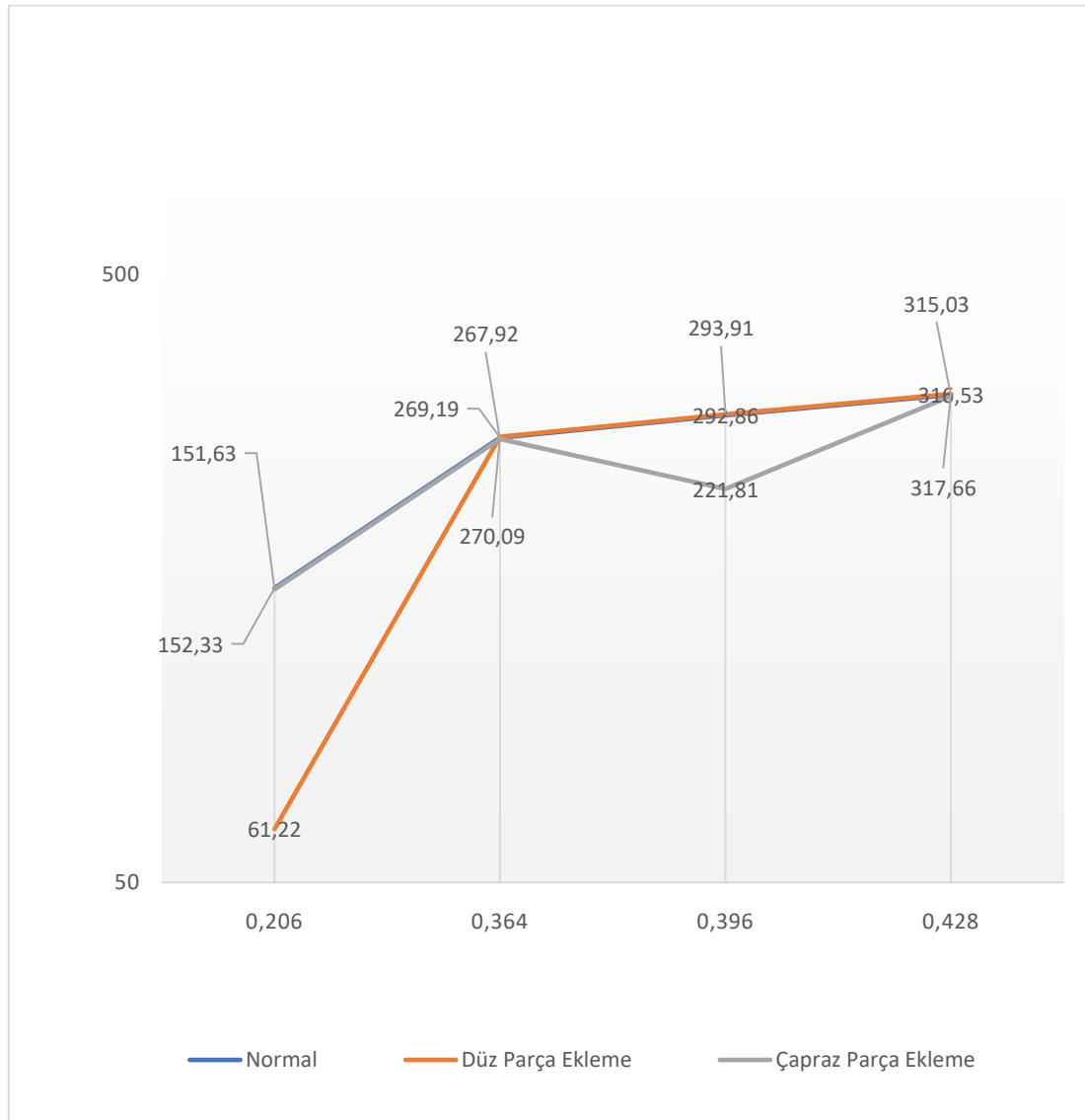
Şekil 3.61 incelendiği zaman elde edilen tüm veriler beklenildiği gibidir. Revize edilmiş modelde burulma sonucu max deformasyon daha her durumda daha fazla çıkmıştır. Ancak Şekil 3.62 incelendiği zaman max stres verilerinde yüksüz ve diğer yükler altında beklenenin tersi bir durumun ortaya çıktığı görülmektedir. Bunun nedeni ise statik analizde olduğu gibi deformasyonun yapı üzerinde oluşma yeri ile alakalıdır.

Ayrıca analizlerin dışında Bölüm 3.6.2 ve 3.6.3’de verilen analizlerin ilk durumda ki şasiye yapılan statik analizler ile karşılaştırmalı grafikleri Şekil 3.63 ve 3.64’de verilmiştir.



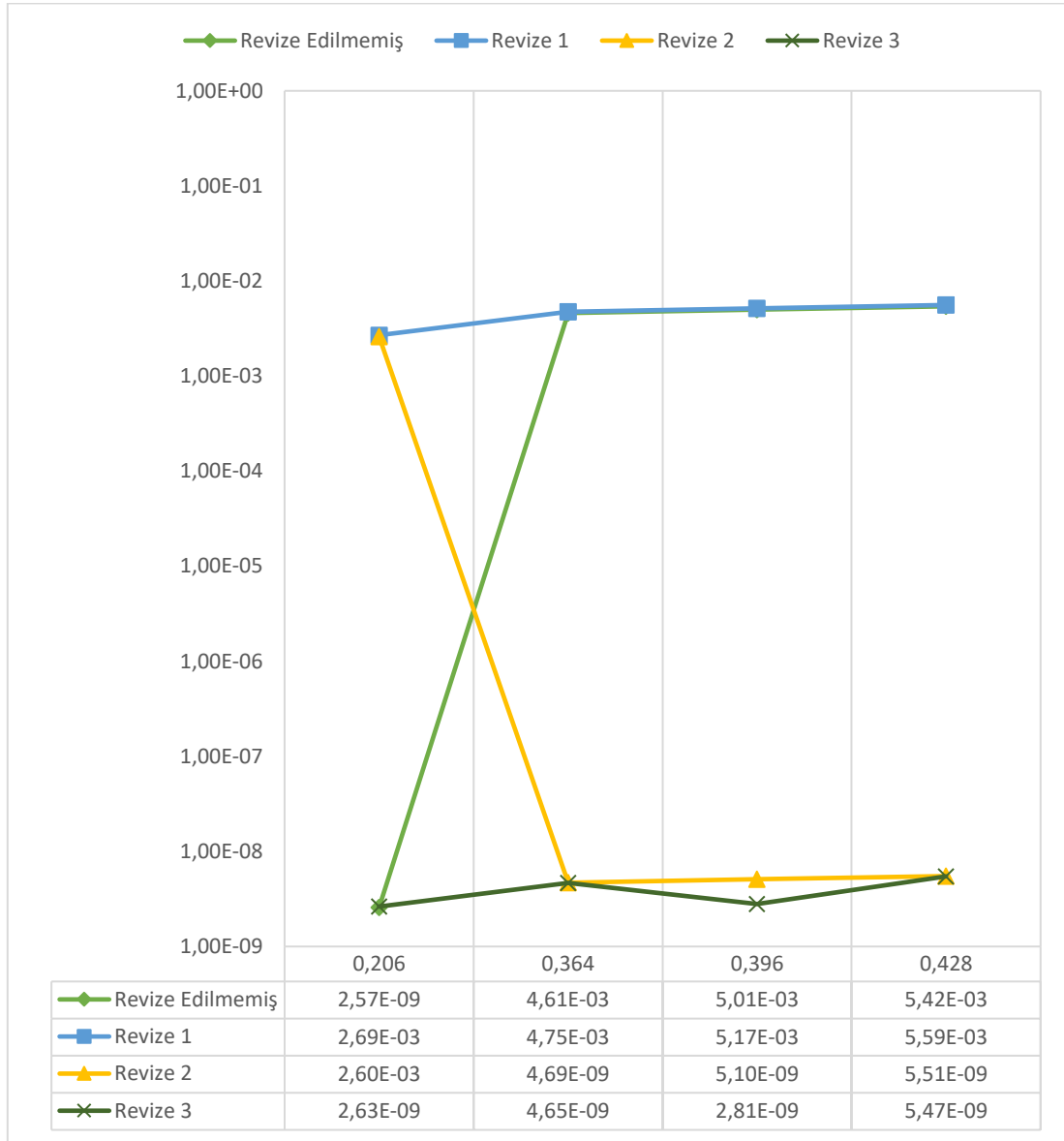
Şekil 3.63. Normal durumda, düz parça ekleme durumu ve çapraz olarak eklenen parça durumunda yapılan statik analizler sonucunda elde edilen max deformasyon sonuçlarının karşılaştırmalı grafiği

Şekil 3.63 incelendiği zaman eklenen tüm parçalar şasinin deformasyon miktarlarını azaltmış olup, daha stabil bir şasi elde edilmiştir. Ancak bu duruma aykırı olarak 0,206 MPa'lık yük uygulandığı zaman düz parça eklenen şasinin deformasyon oranının arttığı görülmektedir. Bu durumun bize göre açıklaması ise ağırlık farklıdır. Çünkü düz parça 13,90 kg'lık bir ağırlığa sahiptir. Bu ağırlığın az olduğu çapraz parça eklenmiş duruma bakıldığı zaman neredeyse bir etkisinin olmadığı görülmektedir.



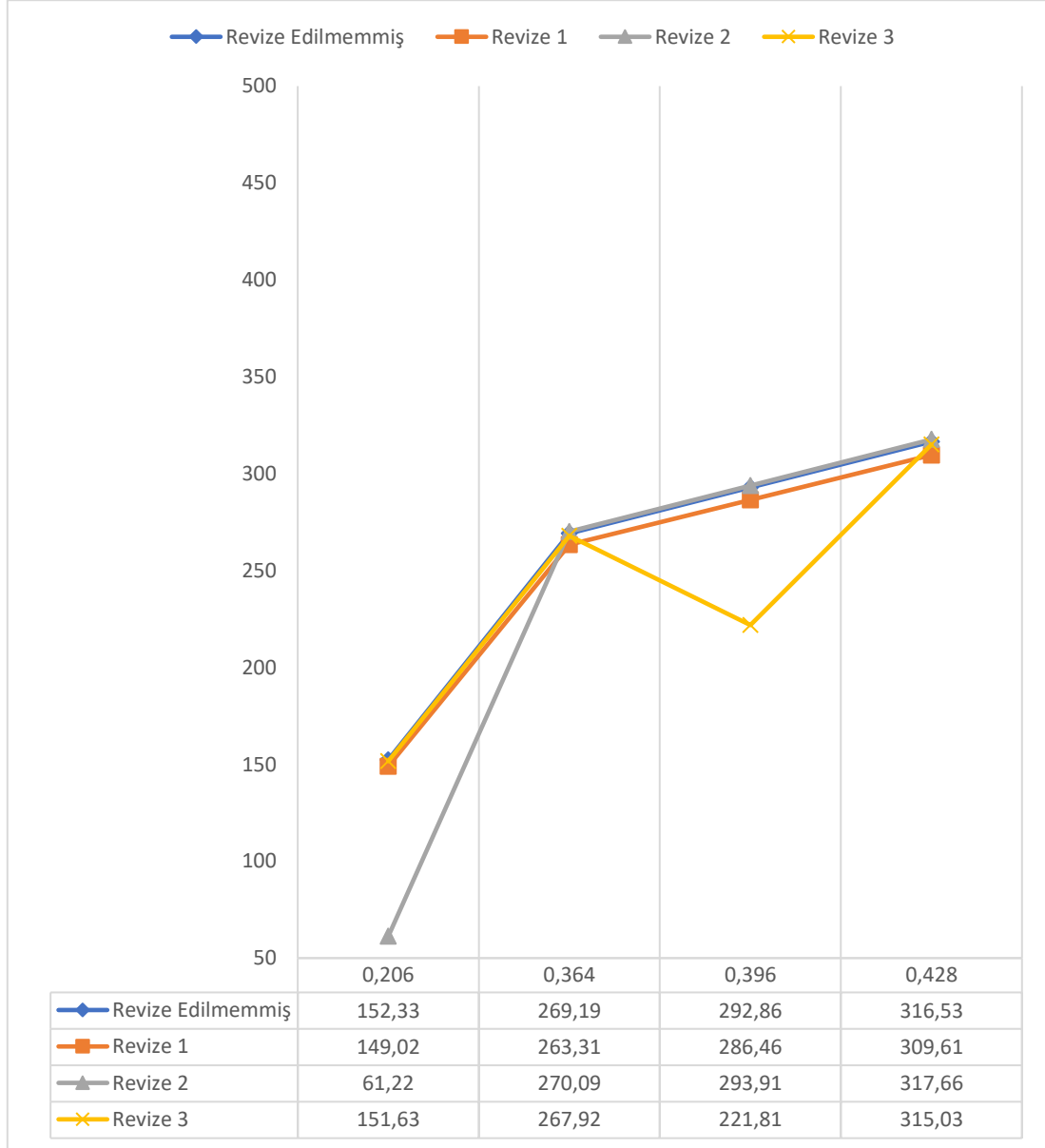
Şekil 3.64. Normal durumda, düz parça ekleme durumu ve çapraz olarak eklenen parça durumunda yapılan statik analizler sonucunda elde edilen max stres sonuçlarının karşılaştırmalı grafiği

Şekil 3.64 incelendiği zaman ise diğer stres grafiklerinde olduğu gibi deformasyon ile hemen hemen ters orantılı olduğu görülmektedir. Genel anlamda inişli çıkışlı bir grafik olduğu görülmekte olup dikkat edilmesi gereken husus 0,428 MPa'lık yük altında neredeyse üç max stres değeri aynı çıkmıştır. Bu değerlerin yorumlaması ise şu şekildedir; eklenen düz ve çapraz parçalar sistemi belli bir noktaya kadar iyileştirse de 0,428 MPa'lık yük ve daha büyük yüklerde artık bir etkisi olmayacaktır.



Şekil 3.65. Revize edilmemiş ve revize edilen tüm şasilere yapılan statik analizlere ait karşılaştırmalı max deformasyon grafiği

Şekil 3.65 incelendiği zaman minimum noktanın revize edilememiş şasi üzerinde meydana geldiği görülmektedir. Bunun yanı sıra en fazla deformasyonun ise ilk revize edilen şaside olduğu görülmüştür. Bu duruma şöyle bir açıklama yapılabilir. Şasinin bazı noktalarında yapılan hafifletme işlemi max deformasyon açısından olumsuz bir durum oluşturmuştur.



Şekil 3.66. Revize edilmemiş ve revize edilen tüm şasilere yapılan statik analizlere ait karşılaştırmalı max stres grafiği

Şekil 3.66 incelendiği zaman minimum noktanın ikinci revizede gerçekleştiği görülmektedir. Bunun yanı sıra en fazla stres değerinin de yine ikinci revize edilen şaside olduğu görülmüştür. Bu duruma şöyle bir açıklama yapılabilir. Şasiye eklenen elemanların ağırlıklarının küçük bir farkla bile olsa diğer stres değerlerinden fazla çıkmasına neden olmuştur.

Sonuç olarak; birinci revize işlemi deformasyon ve stres verilerinde normal durumdan kabul edilebilir miktarlarda artış gözlemlendiğinden 19,23 kg ağırlık azaltılarak avantaj sağlanması maliyeti düşürdüğünden olumlu değerlendirilmiştir. İkinci revize ve üçüncü revizede verilerin yüksüz ve yüklü ağırlıklarda bazı noktalarda deformasyon ve stres verilerini olumlu etkilediği gözlemlendiği görülse de düz ve çapraz parça eklemek hem maliyet bakımından hem de elde edilen sonuçların bu maliyeti artırmaya değmeyecek sonuçlar doğurduğu gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

Akarsu C (2012) Bir ticari kamyon şasisine bağlı parçaların titreşim kaynaklı yorulma analizi. Yüksek Lisans Tezi. İstanbul: İTÜ, s. 113

Aykanat B (2016) Bir kamyon şasisinin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi. Bitirme Projesi. İzmir, Dokuz Eylül Üniversitesi

Baadkar CC (2010) Semi-trailer structural failure analysis using finite element method. Yüksek Lisans Tezi, Yeni Zellanda, University of Canterbury

Demirel O (2012) Development of automobile chassis parts via aluminum extrusion and sand casting technology. Yüksek Lisans Tezi, Ankara, ODTÜ

Durutürk A (1999) Bir kamyon şasisinin burulma analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, İstanbul Teknik Üniversitesi, s. 125

Edis K (2006) 4x4 Arazi taşıtlarının şasi ve karoserlerinde gerilme ve titreşim analizleri. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, Yıldız Teknik Üniversitesi, s. 125

Fırtına Ö (2018). Yarı römork şasisinin parametrik tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Adana, Çukurova Üniversitesi, s.104

Ford (2007) Damper üstyapı bağlantı teknik bülteni. Ford Otosan Cargo Ürün Geliştirme Ekibi

Gönül M (2015) Adblue tankı kafesi şasi bağlantı braketleri tasarımı ve yapısal dayanım analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, İTÜ, s. 126

Işıklar M (2009) Farklı boyutlardaki şasilerin kaynak aparatının tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Isparta, Süleyman Demirel Üniversitesi, s. 94

Koca E (2015) Design, analysis and optimization of chassis for an electric vehicle. Yüksek Lisans Tezi, Adana, Çukurova Üniversitesi, s. 115

Kumar SR, Dhandapani N, Sathish Kumar S (2017) A study on performance characteristics analysis of chassis frame of the vehicle-review. International Journal of Pure and Applied Mathematics, p. 559-568

Küçükay YB (2009) Bir ticari taşıtın gövde-şasi bağlantı bölgesindeki mukavemetinin artırılmasına yönelik bir uygulama. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, İstanbul Teknik Üniversitesi, s. 111

Kütük Y (2019) Lowbed treyler araçları için rampa tasarımı ve yapısal analizi. Yüksek Lisans Tezi. Sakarya, Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, s. 88

Mahalingam NR, Prabhu S, Raja S, Ajay R, Vettrivel MS (2017) Design and analysis of rigid body truck. International Journal of Engineering Research in Mechanical and Civil Engineering, p. 1-6

Mi C, Li W, Xiao X, Jian H, Gu Z, Berto F (2019) Lifetime assessment and optimization of welded a-type frame in a mining truck considering uncertainties of material properties and structural geometry and load. Applied Sciences, p. 1-19

Moaaz AO, Ghazaly NM (2014) A review of the fatigue analysis of heavy duty truck frames. American Journal of Engineering Research, p. 1- 6

Özbayramoğlu E (2008) Shape optimization of wheeled excavator lower chassis. Yüksek Lisans Tezi, Ankara, ODTÜ, s. 96

Patel H, Panchal KC, Jadav CS (2013) Structural analysis of truck chassis frame and design optimization for weight reduction. International Journal of Engineering and Advanced Technology, p. 665-668

Poyraz M (2004) Bir kamyon şasisinin yapısal optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, İTÜ, s. 70

Rahman RA, Tamin MN, Kurdi O (2008) Stress analysis of heavy duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using fem. Jurnal Mekanikal, p. 76-85

Ren Y, Yu Y, Zhao B, Fan C, Li H (2017) Finite element analysis and optimal design for the frame of SX360 dump trucks. Science Direct, p. 638-647

Seyedi A (2019) Yeni bir tramvayın gövde ve şasisinin statik, dinamik ve çarpışma yükleri altında sonlu elemanlar yöntemi ile tasarımı ve optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Ankara, Hacettepe Üniversitesi, s. 119

Siraj A, Babu NR, Reddy KS (2019) Static analysis of dump truck chassis frame made of composite materials. International Journal of Engineering, Science and Technology, p. 21-32

Uludamar E, Tüccar G (2017) Design and analysis of hydraulic truck unloading platforms. Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi s. 55-62

URL-1 (2005) Karayolu taşıtları-Çekiciler ve yarı römorklar arasındaki mekanik bağlantı-Birbirleriyle değiştirilebilirlik. Türk Standardı, TS ISO 1726-1 <https://intweb.tse.org.tr/standard/standard/Standard.aspx?053107106111065067115113049116090107100056052055108081090071086075069085047110067109075073081116103090081086073108065117084119099099056085068103083075076101098101120081043119116090090084065085> (Erişim tarihi: 09.09.2021)

URL-2 (2021). Araç üstü kasa tipi damper. Makinsan, <https://www.makinsantrailer.com.tr/arac-ustu-kasa-tipi-damper> (Erişim tarihi: 09.09.2021)

URL-3 (2021). Dev damper. Özsan Treyler, <https://www.ozsantreyler.com/tr/urun/dev-damper> (Erişim tarihi: 09.09.2021)

Zhang JF, Deng L (2014) Analysis on strength of the frame of a mine dump truck. Applied Mechanics and Materials, p. 130-134

ÖZGEÇMİŞ

1993 yılında Ankara’da doğdu. Orta öğretimi Diyarbakır’da, lisans ve yüksek lisans eğitimini ise Bingöl’de tamamladı. Lisans eğitimini tamamladıktan sonra 2017-2020 yılları arasında Diyarbakır’da araç üstü ve treyler ekipmanları üreten Odabaşı Makine şirketinde Tasarım Mühendisi olarak çalıştı. 2020 yılından beri Bandırma Yemmak Makine Sanayi A.Ş’de, Kalite Kontrol Yöneticisi olarak görev yapmaktadır.

ISO 14001:2015 Çevre Yönetim Sistemi Bilgilendirme ve İç Denetçi, ISO 9001:2015 Kalite Yönetim Sistemi Bilgilendirme ve İç Denetçi, Doğalgaz İç Tesisat Mühendis Yetkilendirme ile Girişimcilik sertifikalarını almış, Mühendislik ve Proje Yönetimi alanlarında çalışmalarına devam etmektedir.