

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TRAVERS KONUMU VE BAĞLANTI
GEOMETRİSİNİN AÇIK KESİTLİ BİR
MERDİVEN ŞASİNİN BURULMA RİJİTLİĞİNE
ETKİSİNİN SAYISAL İNCELEMESİ

Onur ÇOLAK

Eylül, 2024

İZMİR

**TRAVERS KONUMU VE BAĞLANTI
GEOMETRİSİNİN AÇIK KESİTLİ BİR
MERDİVEN ŞASİNİN BURULMA RİJİTLİĞİNE
ETKİSİNİN SAYISAL İNCELEMESİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon ve İmalat Programı

Onur ÇOLAK

Eylül, 2024

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

ONUR ÇOLAK tarafından DOÇ.DR. MEHMET MURAT TOPAÇ yönetiminde hazırlanan “TRAVERS KONUMU VE BAĞLANTI GEOMETRİSİNİN AÇIK KESİTLİ BİR MERDİVEN ŞASİNİN BURULMA RİJİTLİĞİNE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELEMESİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç.Dr. Mehmet Murat TOPAÇ

Danışman

Prof. Dr. Yusuf ARMAN

Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Serdar KARAOĞLU

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Okan FISTIKOĞLU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Gerek eğitim hayatımda gerekse iş hayatımın her anında desteğini her zaman hissettiğim, bir makina mühendisi olarak yetişmemde en büyük pay sahibi olan değerli hocam Dr. Mehmet Murat Topaç'a teşekkürü borç bilirim.

Tez süresince sağlamış olduğu büyük destekten dolayı Makina Mühendisi Kübra Polat'a ve bu hayattaki yol arkadaşım Gözde Ciniviz'e teşekkür ederim.

Ayrıca hayatım boyunca aldığım her kararda beni hep destekleyen aileme teşekkür ederim.

Onur ÇOLAK

TRAVERS KONUMU VE BAĞLANTI GEOMETRİSİNİN AÇIK KESİTLİ BİR MERDİVEN ŞASİNİN BURULMA RİJİTİLİĞİNE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELEMESİ

ÖZ

Şasi genel olarak bir taşıtın yapısal çerçevesi olarak tanımlanır. Motor, güç aktarma organları, süspansiyon sistemi ve taşıtın yükü dahil olmak üzere birçok bileşeni destekler. Şasi bu yapı bileşenlerinin entegrasyonunu sağlamalı aynı zamanda da yoldan gelen veya taşıtın hareketi sırasında oluşabilecek kuvvetlere karşı gerekli dayanımı sağlamalıdır. Taşıtın hareketi sırasında lastik tekerleklerin asimetrik yüklere maruz kalması durumunda şasi burulur. Şasinin burulma davranışı boyuna taşıyıcı yapı elemanlarını birbirlerine bağlayan traversler ve bu traversleri boyuna taşıyıcılara bağlayan bağlantı elemanları ile optimize edilebilir. Bu çalışma kapsamında hafif ticari bir kamyon şasisinde bulunan travers konumlarının ve travers bağlantı geometrilerinin şasi burulma davranışına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Travers bağlantı yapılarının kanat açıklıkları arttırılarak, travers profili değiştirilerek ve travers konumları değiştirilerek şasinin burulma direngenliği optimize edilmeye çalışılmıştır. Ayrıca diğer yapı elemanlarının şasiye entegrasyonunun sağlanabilmesi için kullanılan braketlerin de şasi burulma davranışına etkisi çalışma kapsamında ele alınmıştır. Bunun için ilk önce şasinin SE modeli oluşturulmuş travers konumu ve bağlantı geometrisinin değişimlerinin şasi üzerinde belirlenen noktalardan alınan burulma açı değerlerine etkileri incelenmiştir. Ardından en iyi burulma açısı değerine sahip olabilecek aynı zamanda da olabilen en hafif tasarım şasi tasarım formu belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Şasi tasarımı, burulma direngenliği, optimizasyon, şasi yapısal analizi

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF CROSSMEMBER POSITION AND CONNECTION GEOMETRY ON TORSIONAL STIFFNESS OF AN OPEN SECTION LADDER FRAME

ABSTRACT

The chassis is generally defined as the structural frame of a vehicle. It supports many components, including the engine, powertrain, suspension system and vehicle load. The chassis must ensure the integration of these structural components and at the same time provide the necessary resistance to forces from the road or during the movement of the vehicle. If the tyre wheels are subjected to asymmetric loads during vehicle movement, the chassis will buckle. The torsional behaviour of the chassis can be optimised by means of crossmembers connecting the longitudinal structural members and fasteners connecting these crossmembers to the longitudinal members. In this study, the effect of cross member locations and cross member connection geometries on the chassis torsional behaviour of a light commercial truck chassis is numerically investigated. The torsional stiffness of the chassis is tried to be optimised by increasing the wing spans of the crossmember connection structures, changing the crossmember profile and changing the crossmember locations. In addition, the effect of the brackets used for the integration of other structural elements to the chassis on the torsional behaviour of the chassis is also considered in this study. In order to that, firstly, the FEA model of the chassis was created and the effects of the traverse position and connection geometry changes on the torsion angle values taken from the points determined on the chassis were examined. Then, the lightest design chassis design form that can have the best torsion angle value is determined.

Keywords: Chassis design, torsional stiffness, optimisation, chassis structural analysis

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
BÖLÜM BİR - GİRİŞ	1
1.1 Özet	1
1.2 Literatür Özeti	2
1.3 Çalışmanın Hedefi	9
BÖLÜM İKİ - KAMYONLARDA KULLANILAN ŞASİ TİPLERİ VE YAPI ELEMANLARI.....	10
2.1 Şasi Tipleri.....	10
2.1.1 Merdiven Şasi.....	10
2.1.2 Monokok (Tek Gövdeli) Şasi.....	11
2.1.3 C-Profilli Kesite Sahip Şasiler.....	11
2.1.4 Kapalı Profilli Kesite Sahip Şasiler.....	12
2.1.5 Omurga Şasi (Backbone Frame).....	13
2.1.6 Uzay Kafesi Şasi (Space Frame).....	14
2.1.7 Platform Şasi.....	15
2.2 Şasi Yapı Elemanları.....	15
2.2.1 Boyuna Taşıyıcılar	16
2.2.2 Traversler.....	17
2.2.3 Köşebentler ve Braketler.....	18
2.2.4 Süspansiyon Bağlantıları.....	19
2.2.5. Motor ve Şanzıman Bağlantıları.....	20
2.2.6. Kabin Bağlantıları.....	20
2.2.7. Amortisör Bağlantıları.....	21

2.2.8. Tamponlar ve Darbe Emiciler.....	22
2.3 Şasi Malzemeleri.....	22
2.3.1. Çelik.....	23
2.3.2. Alüminyum.....	23
2.3.3. Kompozitler.....	23
2.3.4. Magnezyum Alaşımları.....	24
2.4 Kamyon Şasi Teknolojilerinde Çalışmalar Ve Gelecek Trendleri.....	24
2.4.1. Gelişmiş Malzemeler.....	24
2.4.2. Ağırlık Azaltma.....	24
2.4.3. Üretim Teknolojileri.....	25
2.4.4. Satış Sonrası Hizmetler İçin Veri İzleme Sistemi.....	25
2.4.5 Sürdürülebilirlik.....	25
2.4.6.Güvenlik İyileştirmeleri.....	26
2.4.7 Otonom Sistemlerle Entegrasyon.....	26
2.4.8 Akıllı Malzemeler.....	26
2.5 Şasilerde Kullanılan Travers ve Köşebentlerin Geometrilere.....	27
2.5.1 Travers Geometri Tipleri.....	27
2.5.1.1 Dairesel Profil.....	27
2.5.1.2 C Profil.....	27
2.5.1.3 I Profil.....	28
2.5.1.4 Kavisli veya Düz Olmayan Geometrilere.....	29
2.5.2 Köşebent Geometri Tipleri.....	30
2.5.2.1 L Köşebentler.....	30
2.5.2.2 Kavisli veya Dolgu Köşebentler.....	31
2.5.2.3 Üçgen Köşebentler.....	32
2.5.2.4 Kapalı Kesite Sahip Köşebentler.....	32
2.6 Şasi Sistemlerinde Bağlantı Yöntemleri.....	33
2.6.1 Kaynaklı Bağlantılar.....	33
2.6.2 Cıvatalı Bağlantılar.....	34
2.6.2.1 Cıvata Türleri.....	35
2.6.2.1.1 Standart Cıvatalar.....	35
2.6.2.1.2 Yüksek Mukavemetli Cıvatalar.....	35

2.6.2.1.3 Özel Cıvatalar.....	35
2.6.2.2 Cıvatalı Bağlantılar İçin Tasarım Hususları.....	36
2.6.2.3 Cıvatalı Bağlantı Bakımı.....	36
2.6.3 Perçinli Bağlantılar.....	37
2.6.4 Hibrit Bağlantılar.....	37
BÖLÜM ÜÇ - TAŞIT ŞASİSİNE ETKİYEN YÜKLER.....	39
3.1 Giriş.....	39
3.2 Şasiye Etki Eden Yük Tipleri.....	39
3.2.1 Dikey Yükler.....	39
3.2.2 Dinamik Yükler.....	40
3.2.3 Yanal Yükler.....	41
3.2.4 Burulma Yükleri.....	42
3.2.5 Frenleme ve İvmelenme Yükleri.....	43
BÖLÜM DÖRT- SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ.....	44
4.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Amacı.....	44
4.2 Sonlu Elemanlar Yönteminin Temeli.....	44
4.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde Eleman Tipleri.....	47
4.3.1 1B Elemanlar	47
4.3.2 2 Boyutlu Elemanlar.....	47
4.3.3 3 Boyutlu Elemanlar.....	48
4.3.4 Kabuk Elemanları.....	48
4.3.5 Eksenel Simetrik Elemanlar.....	49
4.4 Sonlu Elemanlarda Mesh Yapısı.....	49
4.5 Sonlu Elemanlarda Optimizasyon ve Deney Tasarımı Yaklaşımı.....	50
4.5.1 Deney Tasarımı Yaklaşımı ve Yanıt Yüzeyi Yöntemi.....	51
BÖLÜM BEŞ - ŞASİ BURULMA DAVRANIŞININ MATEMATİKSEL İNCELEMESİ.....	54
5.1 Şasi Burulma Davranışı.....	53
5.2 Simetrik Yük Durumundaki Taşıt İçin Eş Değer Yay Modeli.....	54

5.3 Asimetrik Yük Durumundaki Taşıt İçin Eş Değer Yay Modeli.....	55
---	----

BÖLÜM ALTI - TAŞIT ŞASİSİ GENEL ÖZELLİKLERİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ.....64

6.1 Şasi Katı Modeli.....	64
---------------------------	----

6.2 Taşıtın Burulma Analizleri.....	65
-------------------------------------	----

6.2.1 Travers Konumunun Optimizasyonun Yapılması	65
--	----

6.3 Şasi SE modeli.....	67
-------------------------	----

BÖLÜM YEDİ - SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ SONUÇLARI...71

7.1 Köşebent Bağlantılarının Burulma Direngenliğine Etkisi.....	72
---	----

7.2 Travers Geometrisinin Burulma Rijitliğine Etkisi.....	76
---	----

7.3 Güç Aktarma Bağlantı Elemanlarının Burulma Rijitliğine Etkisi.....	78
--	----

7.4 Final Şasi Tasarımı ve SE analizleri.....	79
---	----

BÖLÜM SEKİZ - SONUÇLAR.....80

KAYNAKLAR.....	83
----------------	----

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Çok amaçlı bir taşıta ait şasi tasarımı	9
Şekil 2.1 Örnek bir merdiven şasi tasarımı.....	10
Şekil 2.2 Monokok şasi tasarımı örneği.....	11
Şekil 2.3 Açık kesitli profiller kullanılarak oluşturulmuş olan bir şasi tasarımı örneği.....	12
Şekil 2.4 Kapalı kesitli profiller kullanılarak oluşturulmuş olan bir şasi tasarımı örneği.....	13
Şekil 2.5 Omurga şasi tasarım örneği.....	14
Şekil 2.6 Space Frame şasi örneği.....	14
Şekil 2.7 Platform şasi tasarımı örneği.....	15
Şekil 2.8 Yapı elemanları entegre edilmiş bir şasi platformu	16
Şekil 2.9 Örnek bir şasi tasarımında boyuna taşıyıcı elemanlar.....	17
Şekil 2.10 Çok amaçlı bir taşıta ait travers tasarım detayları.....	18
Şekil 2.11 Örnek köşebent bağlantı geometrileri.....	19
Şekil2.12 Çekici bir kamyonunda bulunan süspansiyon bağlantı detayları.....	19
Şekil 2.13 Örnek bir taşıttaki motor şanzıman bağlantı detayları.....	20
Şekil 2.14 Bir kamyon kabininin süspansiyon bağlantı detayları.....	21
Şekil 2.15 Bir taşıtta bulunan amortisör bağlantısı örneği.....	21
Şekil 2.16 Bir kamyon gövdesine ait darbe emici parçalar ve diğer dış gövde plastikleri.....	22
Şekil 2.17 Yay taşıyıcı brakette yapılan ağırlık azaltma tabanlı tasarım çalışması..	25
Şekil 2.18 Zf firması tarafından üretilen otonom bir taşıt.....	26
Şekil 2.19 Dairesel kesitli traverslere ait bir şasi tasarım örneği.....	27
Şekil 2.20 C profile sahip traverslerden oluşan bir taşıt şasisi tasarımı örneği.....	28
Şekil 2.21 I profile sahip traverslerden oluşan bir taşıt şasisi tasarımı örneği.....	29
Şekil 2.22 Kavisli yapıda tasarlanmış olan bir travers tasarım örneği.....	30

Şekil 2.23 L köşebent bağlantı yapısına ilişkin bir konstrüksiyon yapısı.....	31
Şekil 2.24 Kavisli yapıdaki bir köşebent tasarımı.....	31
Şekil 2.25 Üçgen köşebent kullanılarak oluşturulan bir şasi tasarımı.....	32
Şekil 2.26 Kapalı kesitli profiller kullanılarak oluşturulmuş bir şasi platformu.....	33
Şekil 2.27 Kaynak işlemi uygulanarak oluşturulmuş taşıt konstrüksiyonu yapısı...	34
Şekil 2.28 Cıvatalı bağlantı kullanılarak oluşturulmuş bir tasarım örneği.....	34
Şekil 2.29 Özel olarak tasarımı yapılmış cıvata örneği.....	36
Şekil 2.30 Perçinli bağlantı içeren bir boyuna taşıyıcı eleman.....	37
Şekil2.31 Hibrit bağlantı detayı içeren tasarım.....	38
Şekil 3.1 Bir kamyon şasisine etkiyen dikey yüklerin şematik gösterimi.....	40
Şekil 3.2 Bir kamyon şasisine etkiyen dinamik yüklerin şematik gösterimi.....	41
Şekil 3.3 Bir kamyon şasisine etkiyen yanal yüklerin şematik gösterimi.....	42
Şekil 3.4 Bir kamyon şasisine etkiyen burulma yüklerinin şematik gösterimi.....	42
Şekil 3.5 Kamyon şasisine etkiyen frenleme ve ivmelenme kuvvetlerinin şematik gösterimi.....	43
Şekil 4.1 F kuvveti ile zorlanan parçanın sonlu elemanlar modeli	45
Şekil 4.2 1B eleman örneği.....	48
Şekil 4.3 2 boyutlu eleman örneği.....	48
Şekil 4.4 3 boyutlu eleman örneği.....	49
Şekil 4.5 Örnek bir kabuk eleman örneği.....	49
Şekil 4.6 Örnek bir eksenel simetrik eleman örneği.....	50
Şekil 4.7 İdeal mesh tipi ve boyutuna sahip bir analiz modeli.....	51
Şekil 4.8 Yanıt yüzeyi metodolojisi.....	53
Şekil 4.9 Genel olarak bir deney tasarımı ve yanıt yüzeyi yöntemlerini içeren yol haritası.....	53
Şekil 5.1 Simetrik bir yüklemeye sahip taşıtın eş değer yay modeli.....	55
Şekil 5.2 Bir tekerlekte oluşan asimetrik yüklemenin eş değer yay modeli.....	56
Şekil 5.3 İndirgenmiş eş değer yay modeli	57
Şekil 5.4 Asimetrik yükleme sahip bir taşıtın eş değer yay modeli.....	59

Şekil 6.1 Taşıt şasisinin genel görüntüsü.....	65
Şekil 6.2 Taşıtın basitleştirilmiş alt modelinin genel görüntüsü.....	65
Şekil 6.3 Taşıt alt modelinin mesh yapısı.....	66
Şekil 6.4 Parametrenin çalıştığı bölge.....	66
Şekil 6.5 Şasi tasarım sürecinde travers konumun değişimi.....	67
Şekil 6.6 Şasi SE modeli.....	68
Şekil 6.7 Burulma açısı ölçümü için belirlenen noktalar.....	68
Şekil 6.8 Cıvata bağlantı detayları.....	69
Şekil 7.1 Analizlerden elde edilen yanıt yüzeyleri.....	71
Şekil 7.2 Belirlenen noktalardaki burulma açılarının yüzdesel değişimi.....	72
Şekil 7.3 Parametre olarak belirlenen kanat açısı değeri.....	73
Şekil 7.4 Kanat açısı revize edilerek oluşturulan tasarım.....	73
Şekil 7.5 Kanat açısı değerinin burulma rijitliğine olan etkisi.....	74
Şekil 7.6 Parametre olarak belirlenmiş kanat açısı değeri ve tasarım hacmi.....	74
Şekil 7.7 Parça kanat açısı değişiminin burulma direngenliğine etkisi.....	75
Şekil 7.8 Revize ve mevcut tasarımın karşılaştırmasına ilişkin bir görsel.....	76
Şekil 7.9 Mevcut Travers Tasarımı.....	77
Şekil 7.10 Revize Travers Tasarımları.....	77
Şekil 7.11 Güç aktarma grubuna ait bağlantı parçası.....	78
Şekil 7.12 Tasarım değişikliği sonucunda şasi burulma açısının yüzdesel olarak değişimi.....	79
Şekil 7.13 Mevcut ve revize tasarıma sahip şasilerin SE sonuçları.....	80
Şekil 7.14 Mevcut ve revize durumda şaside oluşan burulma açı değerlerinin yüzdesel değişimi.....	80
Şekil 7.15 Mevcut ve revize tasarımların yüzdesel kütle farkları.....	81
Şekil 7.16 Mevcut ve revize tasarımların yüzdesel gerilme farkları.....	81

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 6.1 Malzeme özellikleri.....	64
------------------------------------	----



BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Özet

Bir kamyonun şasisi, aracın genel performansı, güvenliği ve kullanılabilirliği için kritik öneme sahip birkaç önemli işleve hizmet eder. Öncelikli olarak şasi, kamyonun ana yapısal çerçevesi olarak görev yapar (Gawande vd., 2018). Gövde, motor, şanzıman, akslar ve kargo dahil olmak üzere diğer tüm bileşenleri destekler. Şasi, hem statik yükleri (kamyonun ve kargonun ağırlığı) hem de dinamik yükleri (hızlanma, frenleme ve viraj alma gibi hareket sırasındaki kuvvetler) taşımak zorundadır (Kurdi vd., 2017). Şasi, ayrıca kamyonun ana bileşenlerinin montaj noktalarını sağlar. Motor, şanzıman, süspansiyon sistemi, akslar, kabin ve kargo gövdesi gibi ana bileşenlerin düzgün bir şekilde hizalanması ve dengeli olmasını sağlamakla görevlidir. Bu nedenle, taşıtın güvenli ve verimli çalışması için kritik öneme sahiptir (Beerman, 1977). Güvenlik açısından, şasi çarpışma durumunda enerjiyi emecek ve dağıtacak şekilde tasarlanmalıdır. Bu sayede şasi, yolcuları ve kritik bileşenleri korur. Ayrıca, şasi kamyonun yapısal bütünlüğünü koruyarak güvenliği tehlikeye atabilecek deformasyonları önler. Kamyon şasisi, farklı kamyon türlerine ve uygulamalara uyacak çeşitli konfigürasyonlara izin verir. Bu modülerlik, damperli kamyonlar, açık kasa kamyonlar ve tankerler gibi farklı türdeki kamyonların ihtiyaçlarına uyum sağlamasını mümkün kılar. Şasi ayrıca özel ihtiyaçlara göre römork, alet kutusu veya diğer ekipmanların eklenmesi gibi özelleştirmelere de olanak tanır (Arvidsson vd., 2023). Dayanıklılık ve uzun ömürlülük, kamyon şasisinden beklenen önemli özelliklerdendir. Şasi, zorlu koşullara ve uzun süreli kullanıma dayanabilmesi için yüksek mukavemetli malzemelerden üretilir. Ayrıca, genellikle korozyona karşı dayanıklı olacak şekilde işlenir veya kaplanır, bu da kamyonun ömrünü uzatır. Şasinin yüksek çekme dayanımına sahip olması, bükülmeden veya kırılmadan ağır yüklere dayanabilmesi anlamına gelir (Ereke, 1989). Yorulma direnci de şasinin zaman içinde tekrarlayan gerilimlere arıza olmadan dayanabilmesini sağlar. Burulma esnekliği, yoldan gelen şokları ve titreşimleri absorbe ederek daha yumuşak bir sürüş sağlar ve şasi ile monte edilmiş bileşenler üzerindeki stresi azaltır. Kamyon şasisi, yol tutuşunu ve güvenliği etkileyebilecek aşırı esnemeyi engelleyecek şekilde minimal esnekliğe

sahip olmalıdır. Hafif tasarım, mukavemetten ödün vermeden şasi ağırlığının azaltılması yakıt verimliliğini ve taşıma kapasitesini artırabilir. Bu nedenle, malzeme seçimlerinde yüksek mukavemetli çelik veya alüminyum gibi gelişmiş malzemeler kullanılır. Bakım kolaylığı da şasinin bir diğer önemli özelliğidir. Bileşenler muayene, bakım ve onarım için kolayca erişilebilir olmalıdır (Babu vd., 2020) Ayrıca, kolayca değiştirilebilen veya yükseltilebilen modüler parçalar kullanılması bakım işlemlerini daha da kolaylaştırır. Güvenlik özellikleri arasında, çarpışmalar sırasında yolcuları ve hayati bileşenleri korumak için tasarlanmış çarpışmaya dayanıklılık ve çarpma enerjisini emmek ve dağıtmak için çökme bölgeleri gibi özellikler bulunur. Şasi, modern elektronik sistemlerin montajını ve entegrasyonunu desteklemelidir. Sensörler, GPS ve telematik dahil olmak üzere elektronik sistemlerin entegrasyonu, şasinin gelişmiş sistemlerle uyumluluğunu artırır. Gelecekteki yükseltmeler ve teknolojik ilerlemeler için potansiyel düşünülerek tasarlanan şasi, geleceğe hazırlık açısından da önemli bir rol oynar (Saplinova vd., 2020)

Bu çalışma kapsamında hafif ticari bir kamyon şasisinde bulunan travers konumlarının ve travers bağlantı geometrilerinin şasi burulma davranışına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Travers bağlantı yapılarının kanat açıklıkları arttırılarak, travers profili değiştirilerek ve travers konumları değiştirilerek şasinin burulma direngenliği optimize edilmeye çalışılmıştır. Ayrıca diğer yapı elemanlarının şasiye entegrasyonunun sağlanabilmesi için kullanılan braketlerin de şasi burulma davranışına etkisi çalışma kapsamında ele alınmıştır. Bunun için ilk önce şasi SE modeli oluşturulmuş travers konumu ve bağlantı geometrisinin değişimlerinin şasi üzerinde belirlenen noktalardan alınan burulma açısı değerlerine etkileri incelenmiştir. Ardından en iyi burulma açısı değerine sahip olabilecek aynı zamanda da olabilen en hafif tasarım şasi tasarım formu belirlenmiştir.

1.2 Literatür Özeti

Kamyon şasi tasarımlarında Sonlu elemanlar analizinin (SEA) kullanılması, yapısal bütünlüğün sağlanması, performansın optimize edilmesi ve güvenlik standartlarının karşılanması için gereklidir. Sonlu elemanlar analizleri sayesinde araştırmacılar çeşitli tasarım parametrelerini, malzeme özelliklerini değerlendirebilir ve kamyon şasi yapılarının genel verimliliğini ve etkinliğini artırmak için modifikasyonlar

yapabilirler. SEA'nın şasi tasarımına entegrasyonu sadece geliştirme sürecini kolaylaştırmakla kalmaz, aynı zamanda araştırmacıların modern araç tasarımıyla ilgili karmaşık zorlukları ele almak için yenilikçi çözümler keşfetmelerini sağlar. Bu kapsamda literatürde birçok araştırmacı kamyon şasisi tasarım ve geliştirme süreçli sonlu elemanlar yöntemini kullanmıştır.

Araştırmacılar, çeşitli yük koşullarını simüle etmek ve çelik ve alüminyum gibi şasi malzemelerinin deformasyon ve gerilme sınırlarını analiz etmek için SEA'yı kullanmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi sayesinde farklı şasi malzemelerinin mekanik davranışları bilgisayar ortamında incelenmiştir (Almaskari vd., 2020).

Sonlu elemanlar yöntemi, farklı şasi tasarımlarının yüklere nasıl dayandığının ayrıntılı bir şekilde incelenmesine olanak tanıyarak güvenlik ve yapısal bütünlük arasında bir denge sağlanması konusunda araştırmacılara yardımcı olmaktadır (Mardji vd., 2018).

SEA ayrıca ağır hizmet tipi kamyon şasi tasarımlarında burulma sertliğinin değerlendirilmesine yardımcı olarak şasi kütlelerinin ve sertlik özelliklerinin optimize edilmesine yardımcı olur (Kurdi vd., 2014).

Kamyon gibi araçlar için şasi tasarımı alanında, SEA, sağlam şasi yapıları geliştirmek için uygun maliyetli ve zaman açısından verimli bir yöntem olduğunu kanıtlamaktadır. SEA simülasyonları sayesinde araştırmacılar, şasinin tasarım gereksinimlerini ve performans standartlarını karşılamasını sağlarken yenilikçi ürün geliştirmeye odaklanabilmektedir (Odi-Owei vd., 2022).

Ayrıca, SEA tabanlı teknikler yalnızca kamyonlar için değil, aynı zamanda römorklar, makineler ve tarım aletleri için de şasi tasarlamak ve optimize etmek için yaygın olarak kullanılmaktadır (Malkani vd., 2020).

Araştırmacılar, yarış arabaları da dahil olmak üzere belirli araç türleri için şasi tasarımlarını analiz etmek ve optimize etmek için SEA uygulamasını araştırmışlardır. Sonlu elemanlar yöntemleri kullanılarak, yarış arabası şasisinin yapısal performansını optimize etmek için deneyler tasarlanabilir ve hem güvenlik hem de performans gereksinimlerinin karşılanması sağlanabilir (Chandan vd., 2016).

Ayrıca, çalışmalarda, delik açma gibi modifikasyonların kamyon şasilerinin yorulma dayanımı ve ömrü üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Araştırmacılar, SE kullanarak stres

analizi ve ömür hesaplamaları yoluyla, çeşitli çalışma koşulları altında kamyon  asilerinin yapısal bütünlüğünü de erlendirebilmektedir (Wei vd., 2018).

Şasi optimizasyonu bağlamında, SEA,  asi tasarımlarının burulma sertliğinin analiz edilmesinde etkili olmuştur. Araştırmacılar, SEA'yı kullanarak  asi modellerinin yapısal özelliklerini değerlendirebilir ve sertliği artırmak ve ağırlığı azaltmak için tasarım değişiklikleri önerebilirler (Kurdi vd., 2018).

Ayrıca,  oklu yükleme koşulları altında kamyon  asisinin topoloji optimizasyonunu gerçekleştirmek için SEA teknikleri uygulanmış ve  asi performansını artırmak için geli mi  hesaplama yöntemlerinin kullanılmasının önemi vurgulanmıştır (Doğru, 2019).

SE'nin  asi tasarımına entegrasyonu, mobil robotlar ve elektrikli arabalar gibi alanlardaki uygulamaları da içerecek şekilde geleneksel araçların ötesine uzanmaktadır. Örneğin, araştırmacılar mobil robotlarda  asi yapılarının bükülmesini analiz etmek için SEA'yı kullanmış ve belirli süspansiyon elemanlarını hariç tutarak ağırlığı azaltmayı amaçlamışlardır (Okada vd., 2015).

Benzer şekilde, elektrikli otomobiller bağlamında, performans gereksinimlerini karşılayan ve yenilikçi ürün geliştirmeyi kolaylaştıran uygun maliyetli  asi tasarımları geliştirmek için SEA kullanılmıştır (Tsirogiannis vd., 2019).

Ayrıca, SEA, ağır vasıta  asilerinde kullanılan kompozit malzemelerin analizi ve optimizasyonunda çok önemli bir rol oynamıştır. Sonlu elemanlar modal analizi sayesinde araştırmacılar titreşimi azaltmak, ağırlığı artırmak ve kamyon  asi yapılarının mukavemetini optimize etmek için modifikasyonlar önerebilmektedir (Vinod vd., 2017).

Ayrıca, tahmin doğruluğunu ve yapısal performansı artırmak için model güncelleme yaklaşımlarının kullanıldığı  asi yapılarının dinamik özelliklerini incelemek için de SEA kullanılmıştır (Abdullah vd., 2017).

Literatürde taşıt  asilerinde ortaya çıkan burulma davranışının matematiksel olarak incelenmesi ve ta ıta burulma davranışı sırasında etki eden moment ve yüklerin belirlenebilmesi için birçok çalışma yapılmıştır. Burulma gibi zorlu mühendislik problemlerine yönelik temel modellerin taşıt davranışının yükleme altındaki

davranışının daha iyi anlaşılmasına ve geliştirme sürecinin ve hızlı ve verimli olmasına yol açar. Bu yaklaşımlar ve kabuller sayesinde çok daha basit sonlu eleman analiz modelleri kurulabilir.

Burulmadan kaynaklanan iç yük tahmini ilk olarak Sharman (1967) tarafından denenmiş ve Sharman merdiven şasisinin esnekliğini şasi parçalarının esnekliklerinin toplamı olarak varsaymıştır. Bu varsayım, uç kısımda bulunan şasi parçalarının ve daha az deformasyon sergileyen iç şasi parçalarının farklı davranışları nedeniyle eksik kalmıştır. Ayrıca, bu model merdiven şasi parçalarının değişen parça uzunluklarını ve sertliklerini hesaba katmamaktadır.

Şaside bulunan travers geometrilerinin burulma kuvvetleri altında göstermiş olduğu eğilme kısıtlamasının dikkate alınması ihtiyacı birçok yazar tarafından vurgulanmış ve burulma rijitliği ifadeleri üzerine birçok makale ortaya çıkmıştır. Ancak, bu makaleler (Beerman 1984; Megson, 1984; Megson ve Alade, 1976; Moibey, 1984; Sharman, 1982) şasiyi oluşturan elemanların ve bağlantılarının, yük aktarımı için gerçek yol koşullarını ve süspansiyon sisteminden kaynaklı yük transferlerini detaylı olarak ele almayıp matematiksel denklemleri kullanarak problemleri çözmeye odaklanmıştır.

Burulma davranışını sırasındaki karmaşık yük aktarımı süreci aktif bir araştırma konusu olmuştur (Ali, 1979; Beerman, 1980; Erz, 1957; Megson, 1970; Megson ve Alade, 1976; Moibey, 1984; Rusinski ve Teisseire, 1984; Schwabonlender, 1963; Sharman, 1982).

Burulmaya neden olan asimetrik yüklerin hangi şartlarda oluşacağı ise Sharmann (1976) tarafından detaylı olarak ele alınmıştır.

Prasad, (1989) yapmış olduğu çalışmada burulma yüklerinin hesaplanabilmesi için zemin reaksiyonlarını ve diğer yapı elemanlarında oluşan reaksiyon kuvvetlerini hesaplayabilmek için kapsamlı bir elastik yay modeli geliştirmiştir. Bu model yardımıyla elde ettiği sonuçlar sayesinde hem taşıtın hem de taşıta ait süspansiyon sisteminin tasarım ve operasyonel parametreleriyle ilgili çıkarımlar yapmıştır.

Kamyon şasisi burulma modelleri ve analizleri, yapısal bütünlük, stabilite ve performans sağlamak için ağır hizmet araçlarının tasarımında ve optimizasyonunda

çok önemlidir. Sonlu elemanlar analizi (SEA) kullanılarak kamyon şasisinin burulma sertliğini belirlemeye yönelik çok sayıda çalışma yapılmıştır (Kurdi vd., 2014).

Araştırmacılar, yay modeli, blok modeli, delik modeli ve çok delikli model gibi çeşitli modelleri dikkate alarak farklı şasi tasarımlarının burulma özelliklerini değerlendirmişlerdir (Doğru, 2019).

Tasarımda malzeme seçimi, sertlik, mukavemet, kütle ve maliyet optimizasyonuna odaklanarak şasi tasarımında optimum burulma rijitliğine ulaşmak kritik bir faktördür (Dionisius vd., 2022).

Sonlu eleman yöntemleri, mevcut şasi tasarımlarını inceleyen ve geliştirilmiş modeller öneren çalışmalarla kamyon şasisinin burulma sertliğini artırmak için yaygın olarak kullanılmaktadır (Kurdi vd., 2017).

Şasi burulma sertliğinin araç kullanım performansı üzerindeki etkisini analiz etmek için de araştırmalar yapılmış ve optimum sürüş dinamikleri için şasi sertliğinin önemi vurgulanmıştır (Shu-yi vd., 2010).

Kamyon şasilerindeki burulma sertliğinin analizi, otomotiv endüstrisinin şasi performansına yönelik gereksinimlerine odaklanan bir ilgi konusu olmuştur (Ao vd., 1991).

Ayrıca, şasi tasarımlarında burulma sertliğini ölçmek için büküm fikstürlerinin geliştirilmesi, SEA sonuçlarının deneysel olarak doğrulanması ve onaylanmasında etkili olmuştur (Kurdi vd., 2018).

Çalışmalarda ayrıca, yapısal performansı ve dayanıklılığı artırmayı amaçlayan ağır ticari araç şasi çerçeveleri için burulma sertliğinin optimizasyonunu araştırılmıştır (Gawande vd., 2018).

Ayrıca, şasi yapımında karbon fiber takviyeli polimer kullanımı, burulma sertliğini ve doğal frekans tepkilerini tahmin etmek için araştırılmış ve gelişmiş şasi özellikleri için malzeme teknolojisindeki ilerlemeler sergilenmiştir (Herrmann, 2016).

Travers geometrisinin ve konumu şasi burulma direngenliğini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Traverslerin et kalınlıkları, geometrileri ve şasi üzerindeki

konumları optimize edilerek şasi burulmasının azaltılması, taşıtın yapısal bütünlüğün artırılması ve genel araç performansının iyileştirilmesi mümkündür.

Travers geometrisinin ve konumunun şasi burulma direngenliği üzerindeki etkisini araştırmak için birçok önemli çalışma yapılmıştır. Bir spor arazi aracı şasisi üzerine yüksek sertliğe sahip X şeklinde bir travers eklenerek ve burulma çubuğu bağlantılarını birleştiren traversi güçlendirerek yapısal optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma, şasi performansını arttırmada özel travers tasarımlarının önemini vurgulamaktadır (Wang vd., 2019).

Yawalkar (2022) burulma rijitliğini artırmak için travers kalınlığını optimize etmeye odaklanmış ve 20 mm'lik bir kalınlığın şasi burulma rijitliğini artırmak için en uygun kalınlık olduğunu öne sürmüştür. Bu araştırma, travers boyutları ile şasi sertliği arasındaki doğrudan ilişkiyi vurgulamaktadır.

Chung (2023), küçük bir SUV arka burulma kirişli süspansiyon sistemi için travers takviyelerinde direngenlik ve sürüş stabilitesinin analizini incelemiş ve çapraz elemanların aracın burulmasını önlemedeki ve yapısal bütünlüğü sağlamadaki kritik rolünü vurgulamıştır.

Aiyan (2021) elektrikli bir otomobil şasisinin tasarımını ve optimizasyonunu ele almış, şasi bükülmesini azaltmak ve süspansiyon montaj braketlerindeki deformasyonları en aza indirmek için traversler gibi yapısal bileşenlerin stratejik olarak yerleştirilmesini vurgulamıştır. Bu çalışmalar toplu olarak, burulma sertliğini ve genel araç performansını artırmak için şasi tasarımında traverslerin öneminin altını çizmektedir.

Ayrıca, çalışmalarda çok kirişli sistemlerin yanal burulma burkulma kapasitesini etkilemede travers aralığının önemi vurgulanmıştır. Traverslerin bağlantı geometrileri de dahil olmak üzere destek mukavemetinin yapısal stabilitede nasıl önemli bir rol oynadığını gösterilmiştir (Zhao vd., 2010).

Gowtham (2023) merdiven şasisi tasarımında burulma direngenliğinin önemini ve bunun yol tutuşu ve devrilme gibi araç dinamik özellikleri üzerindeki etkisini vurgulayarak şasi geometrisinin araç performansındaki kritik rolünün altını çizmiştir.

Yapılan başka bir çalışmada, bir otomotiv şasisinin yapısını iyileştirmek için deneysel modal testler kullanılmış ve sertliği artırmak, dinamik gerilimi azaltmak ve kaynaklı plakalardaki kırılmaları önlemek için ek traverslere ihtiyaç duyulduğunu göstererek şasi optimizasyonunda traverslerin önemini daha da desteklemiştir (Wang vd., 2010).

Arant (2011), travers tasarımı içeren yenilikçi modelleme teknikleriyle şasi karmaşıklığının ve burulma deformasyonunun nasıl ele alınabileceğini vurgulayan bir şasi modelinin geliştirilmesini tartışmıştır.

Ayrıca, şasi burulma sertliğinin araç dinamikleri üzerindeki önemli etkisini vurgulamış, şasi esnekliğinin yol tutuşunu ve genel araç performansını nasıl etkileyebileceğini gösteren çalışmalarla travers geometrisini ve konumunu optimize etmenin önemini daha da vurgulamıştır (Kurdi vd., 2017).

Ayrıca, Patel (2013) ağırlık azaltımı için bir şasi çerçevesinin parametrik optimizasyonunu tartışmış ve traverslerin şasiye rijitlik ve yapısal bütünlük sağlamadaki rolünü ortaya koymuştur.

Araştırmacılar, şasi burulma direngenliğinin optimize edilmesi süreciyle ilgili olarak köşebentlerin geometrilerinin de tasarımları ve konumlarını dikkate almanın önemini vurgulamışlardır (Kurdi vd., 2014; Fellows vd., 2008; Podkowski vd., 2019).

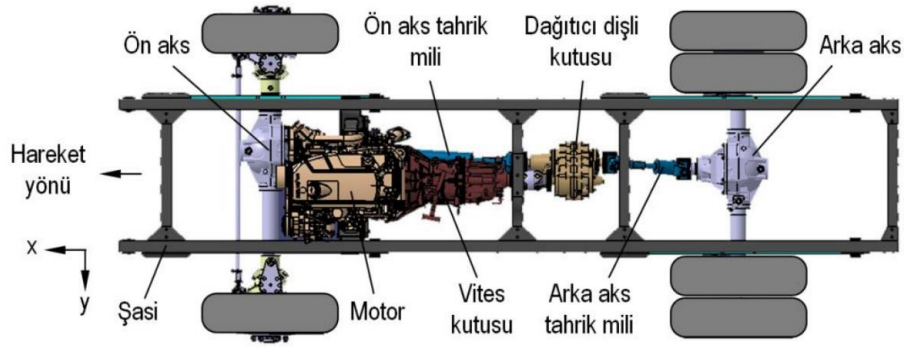
Köşebentlerin tasarımı ve yerleşimi, şasi boyunca sertliğin artırılmasında önemli bir rol oynar ve bu da potansiyel zayıflıkları azaltmak için ele alınması gereken stres yoğunlaşma alanlarına yol açabilir (Kim vd., 2012).

Köşebent geometrisini ve konumunu optimize ederek şasinin genel burulma direncini artırmak, böylece dinamik koşullar altında yapısal bütünlüğünü ve performansını iyileştirmek mümkündür (Kurdi vd., 2014; Fellows vd., 2008).

Ek olarak traversler ve süspansiyon montaj braketleri gibi bir şasi içindeki yapısal bileşenlerin konumunun ve geometrisinin, şasi bükülmesini en aza indirmede ve burulma sertliğini zayıflatabilecek yerel zorlanmaları azaltmada kritik öneme sahip olduğunu göstermiştir (Shu-yi vd., 2010). Bu bileşenleri stratejik olarak yerleştirerek, şasinin genel sertliğini artırmak ve burulma performansını iyileştirmek mümkündür, sonuçta daha iyi yol tutuş özellikleri elde edilir (Kurdi vd., 2018).

1.3 Çalışmanın Hedefi

Yapılan literatür araştırmaları sonucunda kamyon şasisi geliştirme süreçlerinde araştırmacılar birçok farklı yükleme koşullarını, malzeme davranışlarını ve tasarım süreçleri ile ilgili araştırmalar yapmışlardır. Ancak yazılı kaynaklarda özellikle kamyon şasisi geliştirme süreçlerinde burulma etkisinin tasarım yöntemleri kullanılarak optimize edilmesine yönelik çalışmalar oldukça azdır. Bu çalışmanın hedefi özellikle kamyon veya yol dışı kullanıma uygun taşıt üretici firmaların şasi platform geliştirme süreçlerinde taşıtın burulma davranışına etki eden faktörleri belirlemek, bu faktörlerin tasarım yöntemleri kullanılarak nasıl optimize edilebileceğini anlatmak ve bu optimizasyonun şasi yapı elemanlarının dayanıklılığına ve güvenliğine nasıl katkıda bulunduğunu göstermektir. Tasarımı tamamlanmış örnek bir şasi örneği Şekil 1.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 1.1 Çok amaçlı bir taşıta ait şasi tasarımı (Topaç vd., 2016)

BÖLÜM İKİ

KAMYONLARDA KULLANILAN ŞASI TİPLERİ VE YAPI ELEMANLARI

Kamyon şasilerinde taşıtın kullanım amacı, güvenlik talepleri, ağırlık ve diğer fonksiyonel özellikler göz önünde bulundurularak birçok farklı şasi tipi kullanılmaktadır. Merdiven şasi, sağlamlığı ve çok yönlülüğü nedeniyle geçmişten günümüze taşıt sektörü için en yaygın kullanılan şasi tipi olmaya devam ederken, boyuna taşıyıcıların kutu profil olduğu şasiler şasiler ağır hizmet uygulamaları için daha uygundur.

2.1 Şasi Tipleri

2.1.1 Merdiven Şasi

Merdiven çerçeve şasi, araçlar ve özellikle kamyonlar için yaygın olarak kullanılan bir şasi türüdür. İsmi, iki uzun boyuna taşıyıcı yapıdan ve bunları birbirine bağlayan çapraz elemanların oluşturduğu merdiven benzeri yapıdan gelir. Bu yapı, şasiye yüksek mukavemet ve dayanıklılık sağlar. Örnek bir merdiven şasi tasarımı Şekil 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1 Örnek bir merdiven şasi tasarımı (Presskogyo, 2019)

2.1.2 Monokok (Tek Gövdeli) Şasi

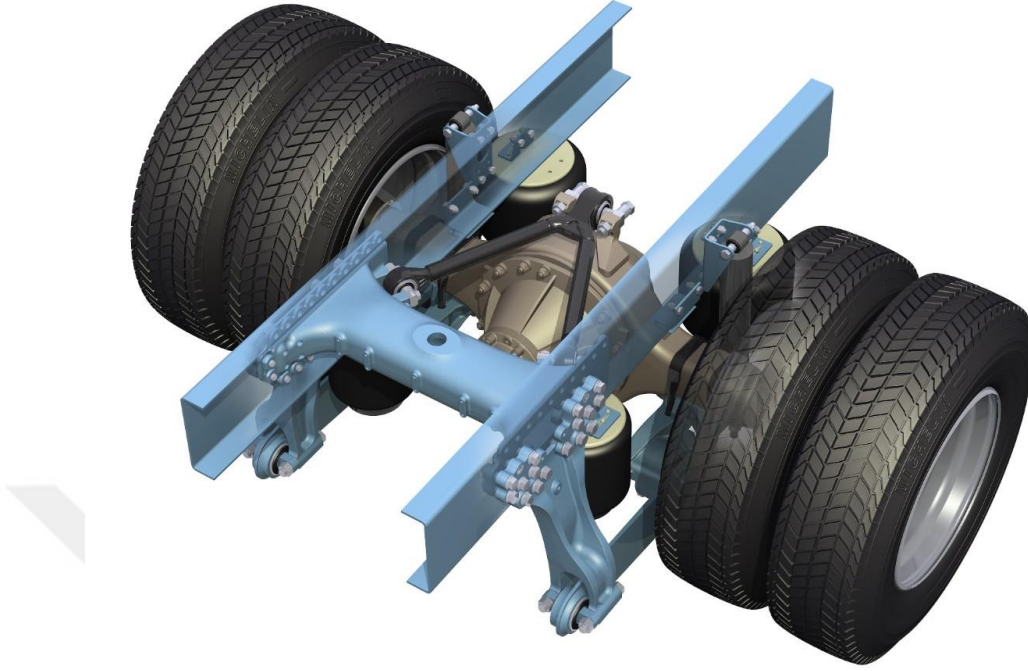
Monokok (tek gövdeli) şasi, modern otomotiv mühendisliğinde yaygın olarak kullanılan ve yapısal verimliliği artıran bir tasarım konseptidir. Bu tasarımda, şasi ve gövde tek bir bütün olarak inşa edilir, yani gövde yapısı aynı zamanda aracın ana taşıyıcı unsuru olur. Bu yapısal entegrasyon, araç ağırlığını azaltarak performansı ve yakıt verimliliğini artırır. Tek gövdeli şasi tasarımına örnek bir görsel Şekil 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2.2 Monokok şasi tasarımı örneği (Kacher, 2020)

2.1.3 C-Profilli Kesite Sahip Şasiler

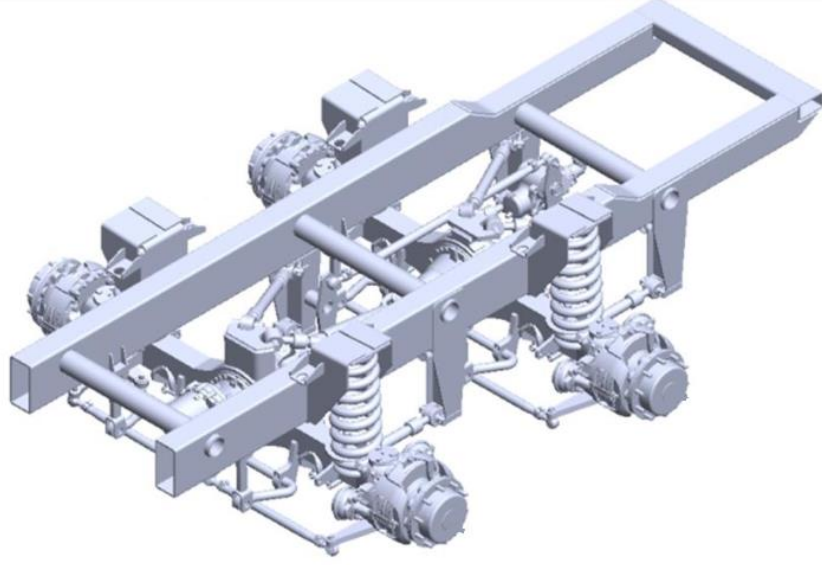
C profilli şasi, sağlamlık, esneklik ve bakım kolaylığı gibi avantajlarıyla kamyon ve ağır hizmet araçları için ideal bir yapısal çözüm sunar. Bu şasi çeşidi, hem üreticiler hem de kullanıcılar için pek çok fayda sağlar ve farklı uygulamalara uyum sağlayabilecek çok yönlü bir platform oluşturur. Adını, C şeklindeki kesit profilinden alır ve bu tasarım, hem mukavemet hem de esneklik açısından avantajlar diğer şasi tasarımlarına göre mühendislere avantajlar sunar. Aynı zamanda literatürde açık kesitli şasi türü olarak da bilinir. Scania firmasına ait açık kesitli bir şasi yapısı Şekil 2.3’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.3 Açık kesitli profiller kullanılarak oluşturulmuş bir şasi tasarımı örneği (Scania, 2017)

2.1.4 Kapalı Profilli Kesite Sahip Şasiler

Kutu profilli şasi, özellikle kamyonlar ve diğer ticari araçlar için yaygın olarak kullanılan sağlam ve dayanıklı bir şasi türüdür. Bu şasi tipi, adını dört tarafı kapalı ve kutu şeklinde bir kesit profiline sahip yapısından alır. Yüksek taşıma kapasitesine sahip yol dışı kullanımda görev alacak taşıtlarda sıklıkla kullanılır. Kapalı kesitli boyuna taşıyıcı yapı elemanlarına sahip bir özel hizmet taşıtının görseli Şekil 2.4'te görüldüğü gibidir.



Şekil 2.4 Kapalı kesitli profiller kullanılarak oluşturulmuş bir şasi tasarım örneği (Topaç vd., 2017)

2.1.5 Omurga Şasi (Backbone Frame)

Omurga şasi, öncelikle spor otomobillerde ve bazı özel araç tasarımlarında kullanılan bir araç şasi yapısı türüdür. Aracın uzunluğu boyunca uzanan ve yapısal destek sağlayan merkezi bir omurga adı verilen yapı elemanından adını alır. Bu merkezi yapı tipik olarak taşıtın ön aksı ile arka aksını birbirine bağlar ve motor, şanzıman ve süspansiyon gibi ana bileşenleri destekler. Škoda firması tarafından tasarlanmış olan örnek bir omurga şasi yapısı Şekil 2.5'te görüldüğü gibidir.



Şekil 2.5 Omurga şasi tasarım örneği (Skoda, 2019)

2.1.6 Uzay Kafesi Şasi (Space Frame)

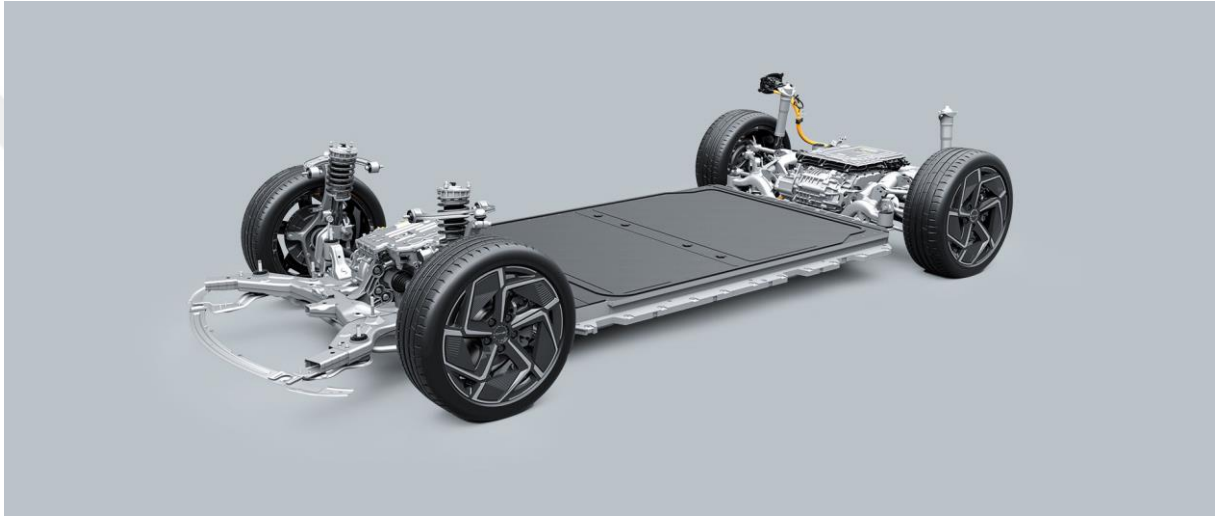
Genel olarak kafes şasi olarak da bilinen Space Frame şasiler, birbirine bağlı dairesel kesitli profil parçalardan oluşur. Hafif ve son derece sert bir yapı ile karakterize edilen bir tür araç şasi yapısıdır. Bu tasarım, güç/ağırlık oranı ve tasarım esnekliği nedeniyle yüksek performanslı araçlarda, yarış arabalarında ve özel araçlarda yaygın olarak kullanılır. Örnek bir space frame şasi tasarımı Şekil 2.6’da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.6 Space Frame şasi örneği (Mercedes-Benz, 1955)

2.1.7 Platform Şasi

Platform şasisi, aracın ana bileşenlerinin monte edildiği veya entegre edildiği düz bir platform veya taban kullanımını içeren bir tür araç şasi yapısıdır. Bu tür bir şasi, çeşitli araç tipleri ve tasarımları için çok yönlü bir temel sağlar. Günümüzde özellikle elektrikli binek taşıt şasilerinin çoğunda bu yapıyı görmek mümkündür. Artan elektrikli araç trendi ve gelişen teknoloji göz önüne alındığında önümüzdeki yıllarda kullanımının daha da artacağı söylenebilir. Binek bir taşıtta platform şasi uygulaması Şekil 2.7’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.7 Platform şasi tasarımı örneği (BYD, 2024)

2.2 Şasi Yapı Elemanları

Şasi yapısal elemanları şasinin görevini yerine getirebilmesi için gerekli olan dayanım ve entegrasyonu sağlamakla görevli parçalardır. Her bir yapısal elemanın tasarımı, taşıtın performansını ve uzun ömürlülüğünü sağlamak için kritik öneme sahiptir. Yapı elemanları entegre edilmiş bir şasi platformu Şekil 2.8’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.8 Yapı elemanları entegre edilmiş bir şasi platformu (Çukurova Defence, 2023)

2.2.1 Boyuna Taşıyıcılar

Boyuna taşıyıcılar şasinin yapısal dayanımını oluşturan birincil elemanlardır. Genel olarak üretimlerinde yüksek mukavemetli çelikler kullanılsa da bazı uygulamalarda alüminyum malzemelerden de imal edilebilirler. Boyun taşıyıcı elemanlar taşıtın statik yük durumunda hasara uğramamalı ayrıca dinamik yol koşullarında oluşabilecek eğilme, bükülme, burulma gibi kuvvetler altında da gerekli dayanımı göstermelidir. Örnek bir şasi tasarımında boyuna taşıyıcı elemanlar Şekil 2.9’da sarı renk görüldüğü gibidir.



Şekil 2.9 Örnek bir şasi tasarımında boyuna taşıyıcı elemanlar (Scania, 2020)

2.2.2 Traversler

Ana görevi boyuna taşıyıcıları birbirine bağlamak olan traversler aynı zamanda da bükülme, burulma gibi yük durumlarında şasiye yanal destek sağlar. Genellikle boyuna taşıyıcılar hangi malzemeden üretilmişse o malzemeden üretilmelidir. Ek olarak traverslerin et kalınlıkları kırılma gibi hasar durumları ile karşılaşmaması adına boyuna taşıyıcılarla eşit olmalıdır. Aksi durumda travers bağlantı bölgelerinde şasisinin daha rijit veya esnek davranmasından kaynaklı hasarlar meydana gelebilir. Şasilerin özellikle dinamik koşullardaki dayanımı traverslerin sayısı ve konumları ile optimize edilebilir. Çok amaçlı bir taşıta ait travers tasarımları Şekil 2.10’da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.10 Çok amaçlı bir taşıta ait travers tasarım detayları (Volvo, 2021)

2.2.3 Köşebentler ve Braketler

Köşebentler ve braketlerin asıl görevi traversler ile boyuna taşıyıcıları birbirine bağlamaktır. Geçmişten günümüze genelde çelik veya alüminyum malzemelerden imal edilseler de gelişen teknoloji ile birlikte nadir de olsa kompozit malzemelerden üretilen köşebent ve braketler görmek mümkündür. Köşebent ve braket bağlantılardan maksimum verim alabilmek için uygun yerleştirme ve birleştirme yöntemleri kullanılmalıdır. Uygun konumda olmayan veya yanlış birleştirme yöntemine sahip olan parçalar taşıt yapısal bütünlüğünü tam olarak sağlayamaz. Örnek köşebent bağlantı geometrileri Şekil 2.11’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.11 Örnek köşebent bağlantı geometrileri (Volvo, 2021)

2.2.4 Süspansiyon Bağlantıları

Süspansiyon bağlantı elemanları taşıtın süspansiyon sisteminin şasiye entegrasyonu için kullanılan parçalardır. Sürüş koşullarından kaynaklı yüksek kuvvetler altında çalışacak olan parçalar olduğu genellikle yüksek mukavemetli çeliklerden veya özel durumlarda özel alaşımlar kullanılarak üretilirler. Çekici bir kamyonunda bulunan süspansiyon bağlantı detayları Şekil 2.12’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.12 Çekici bir kamyonunda bulunan süspansiyon bağlantı detayları (Hendrickson, 2010)

2.2.5 Motor ve Şanzıman Bağlantıları

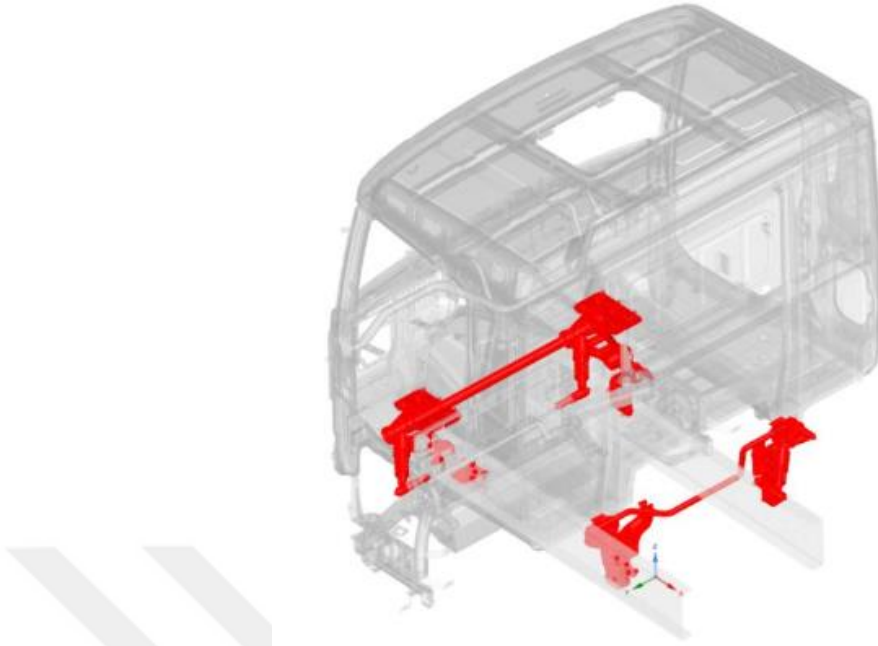
Motor ve şanzıman bağlantıları aracın güç aktarma organlarının şasiye entegrasyonunu sağlamakla görevli parçalardır. Bu parçaların kesintisiz ve düzgün bir güç aktarım sağlamakla görevli oldukları için sadece yüksek mukavemete sahip olmaları yeterli değildir. Aynı zamanda da oluşacak olan titreşimleri sönümlmeleri beklenir. Bu nedenle genelde kauçuk veya metal kompozit yapılar kullanılarak imal edilirler. Örnek bir taşıttaki motor şanzıman bağlantı görselleri Şekil 2.13'te görüldüğü gibidir.



Şekil 2.13 Örnek bir taşıttaki motor şanzıman bağlantı detayları (FCC, 2020)

2.2.6. Kabin Bağlantıları

Kabin bağlantıları taşıt kabinin şasiye entegrasyonu için gerekli olan yapısal elemanlardır. Yoldan gelen titreşim ve şokları sönümleyerek sürücü için optimal bir konfor sağlarlar. Genelde titreşim sönümleme yeteneği yüksek olan kauçuk burçlar ve metal braketler kullanılarak üretilirler. Bir kamyon kabininin süspansiyon bağlantı detayları Şekil 2.14'de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.14 Bir kamyon kabininin süspansiyon bağlantı detayları (Özmen vd., 2021)

2.2.7 Amortisör Bağlantıları

Amortisör bağlantıları ise bir diğer sönümleme yapı elemanı olan amortisörlerin şasiye bağlanmasını sağlarlar. Yüksek darbe kuvvetleri altında çalışan bir yapı elemanı olduğu için yüksek mukavemetli çelik kullanılarak imal edilirler. Bir taşıtta bulunan amortisör bağlantısı örneği Şekil 2.15’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.15 Bir taşıtta bulunan amortisör bağlantısı örneği (Camper, 2019)

2.2.8 Tamponlar ve Darbe Emiciler

Taşıtın dış gövdesini ve diğer bileşenleri korumak için kullanılan yapı elemanlarıdır. Herhangi bir çarpışma anında oluşacak olan darbe enerjisini emerek kontrollü bir deforme sağlar. Plastik, kompozit, çelik, alüminyum gibi birçok hammadde kullanılarak üretilmeleri yapılabilir. Örnek bir kamyon gövdesine ait darbe emici parçalar ve diğer dış gövde plastikleri Şekil 2.16’da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.16 Kamyon gövdesine ait darbe emici parçalar ve diğer dış gövde plastikleri (Daf, 2024)

2.3 Şasi Malzemeleri

Şasinin malzemesi, aracın güvenliğini ve performansını sağlamada çok önemli bir faktördür (Heißing vd., 2011). Şasinin yapımında kullanılan malzeme taşıtın kullanım amacına göre maliyet, ağırlık, güç ve dayanıklılık gibi faktörlere bağlı olarak seçilir. Şasi yapımında çelik, alüminyum ve karbon fiber takviyeli kompozitler gibi malzemeler sıklıkla kullanılmaktadır. Şasi tipi ve malzemesinin seçimi, aracın kullanım amacı, yük kapasitesi gereksinimleri, istenen performans özellikleri ve maliyet hususları gibi çeşitli faktörlere bağlıdır (Rashid vd., 2015). Bu faktörlere ek olarak, teknolojiye gelişmeler ve yeni malzemelerin mevcudiyeti de şasi tipi ve malzemesinin seçimini etkileyebilir (Heißing vd., 2011). Bu nedenle, mühendislerin

ve tasarımcıların bir araç için şasi tipini ve malzemesini seçerken bu faktörleri dikkatlice göz önünde bulundurmaları ve kapsamlı analizler yapmaları önemlidir.

2.3.1 Çelik

Taşıt şasilerinin birçoğunda iyi gerilme mukavemeti değerine sahip ve yorulma ömrü açısından da oldukça dayanıklılığa sahip olması nedeniyle yüksek mukavemetli çelikler kullanılırlar. Çelikler hem maliyet açısından üreticiler için uygun bir çözüm olurken aynı zamanda da taşıtın sağlaması gereken performans kriterlerini başarıyla yerine getirebilir. Bu sayede hem maliyet açısından uygun hem de yeterlilikleri sağlayacak bir malzeme seçimi yapılmış olur. Ancak bazı taşıt sistemleri uygulamalarında hem daha mukavemetli hem de daha hafif malzemelerin seçilmesi gerekebilir. Böyle durumlarda ise yüksek mukavemetli çelikler kullanılır. Bu çelikler maliyet olarak pahalı olmasına rağmen taşıtın hafif ve güçlü bir şasi isterinin olduğu özel projelerde değerlendirilebilirler. Ek olarak bazı özel tip kamyon veya askeri araç şasilerinin maksimum mukavemete ve çok iyi bir sertliğe sahip olması beklenebilir. Genelde yol dışı şartlarda kullanılan bu araçlar burulma gibi yük durumlarında taşıtın esnemesinin minimum olması istenir. Bu tarz uygulamalarda ise ultra yüksek mukavemetli çelik grupları tasarımcılar tarafından tercih edilir.

2.3.2 Alüminyum

Alüminyumlar şasi üretiminde çelikler kadar yaygın kullanıma sahip değildirler. Hafif olmaları ve korozyon dirençleri nedeniyle birçok şasi parçasında kullanılabilirler. Hafif yapıları sayesinde taşıtın ağırlığını azaltırlar bu sayede taşıtın yakıt verimliliğini ve performansını iyileştirmekle kalmayıp taşıma kapasitesinin de artmasına olanak sağlarlar. Alüminyumlar genelde yüksek mukavemet beklenmeyen ve ağırlık azaltılmasının uygun olduğu parçalarda kullanılıp çelik malzemeden üretilen diğer parçalarla entegre şekilde çalışırlar.

2.3.3 Kompozitler

Yüksek mukavemet ve hafiflik özellikleri sayesinde kompozitler gerek taşıt alt yapı sistemlerinde gerekse üst yapı gövdelerinin geliştirilmesinde günümüzde sıkça kullanılmaktadır. Özellikle elyaf takviyeli kompozitler yüksek mukavemet gerektiren uygulamalarda sıklıkla tercih edilmektedirler. Bir başka kompozit malzeme olan

karbon fiber kompozitler ise ağırlık hedeflerinin çok düşük olduğu yüksek performans istenen özel tip platform projelerinde çok pahalı olmalarına rağmen kullanılırlar.

2.3.4 Magnezyum Alaşımları

Kompozitler gibi magnezyum alaşımları da önceliğin ağırlık olduğu bileşenlerde kullanılırlar. Magnezyum alaşımları kullanılarak çok hafif ve yüksek mukavemetli parçalar tasarlanabilir. Ancak gerek üretim zorlukları ve hem hammadde hem de üretim ekipmanlarının pahalılığı nedeniyle şasi parçalarında sınırlı kullanıma sahiptirler.

2.4 Kamyon Şasi Teknolojilerinde Çalışmalar ve Gelecek Trendleri

Gelişen teknoloji ile birlikte önümüzdeki yıllarda, kamyon şasi teknolojilerindeki araştırma ve geliştirme çalışmaları muhtemelen çok daha multidisipliner alanlarda olacaktır. Tasarımcıların hedefi artık sadece iyi mukavemet sağlayan yapıları oluşturmak değil, alternatif sürdürülebilir çözümlerde üretmek olacaktır.

2.4.1 Gelişmiş Malzemeler

Çelik, alüminyum veya kompozit malzemeler gibi malzemelerin yerine ilerleyen yıllarda bazı şasi yapısal parçalarında nanomalzemeler, biyo-bazlı kompozitleri de görmek mümkün olacaktır. Bu sayede daha güçlü ve daha hafif taşıt tasarımları yapılmakla kalmayacak taşıt performansları da bunlara bağlı olarak arttırılacaktır. Ayrıca çevre dostu olan bu malzemelerin kullanımı daha sürdürülebilir ve temiz bir çevre oluşturulmasına da katkı sağlayacaktır.

2.4.2 Ağırlık Azaltma

Üretim teknolojilerinin de hızla gelişmesi ile artık klasik imalat yöntemleri ile üretilmeyen birçok parçanın üretimi kolay bir şekilde yapılabilmektedir. Bu nedenle mühendisler ağırlık ve mukavemeti optimize etmek için farklı malzemeleri tek bir şasi platformunda birleştirip çok malzemeli şasi platformlarının tasarımlarına ilerleyen yıllarda başlayacaklardır. Ek olarak topoloji optimizasyonu gibi algoritmaların gelişimi ile artık hafifletilmiş tasarım çok daha önemli bir hale gelecektir. Yay taşıyıcı bir braketten yapılan ağırlık azaltma tabanlı tasarım çalışması Şekil 2.17’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.17 Yay taşıyıcı brakette yapılan ağırlık azaltma tabanlı tasarım çalışması (Topaç vd., 2020)

2.4.3 Üretim Teknolojileri

Üretim teknolojilerinin son yıllarda gelişmesiyle birlikte özellikle çok büyük alanlarda farklı malzemeleri kullanarak üretim yapan 3D yazıcılar, full otomatik çok eksenli kaynak makineleri gibi ekipmanlar kullanılarak oldukça rekabetçi tasarımlar artık üretilebilir hale gelecektir.

2.4.4 Satış Sonrası Hizmetler İçin Veri İzleme Sistemi

Sadece taşıtın üretim veya tasarım sürecinin optimizasyonu önümüzdeki yıllarda yeterli olmayacaktır. Bu nedenle satış sonrası servis maliyetlerinin de düşürülmesi için aktif çalışmalar yapılmaktadır. Taşıtta yüksek kuvvet altında çalışan parçaların gerçek zamanlı olarak davranışlarının incelenebilmesi için sensör teknolojileri şasi sistemlerine entegre edilecektir. Bu sayede satış sonrası hizmetler ekibi verileri kullanarak gereksiz bakım maliyetlerinden uzaklaşacaklardır.

2.4.5 Sürdürülebilirlik

Sürdürülebilirlik üretimin olduğu her alanda olduğu gibi şasi sistemleri tasarımında da önemli bir gelecek trendi olacaktır. Özellikle ömrü dolan taşıtlarda bulunan parçaların yaşam döngüleri sonunda kolayca dönüştürülebilir olmaları mühendislerin en büyük hedefleri arasında yer alacaktır. Aynı zamanda şasi sistemlerinin parçalarını üretmek için enerji tüketimi daha az olan üretim teknikleri geliştirilmeye çalışılacaktır.

2.4.6 Güvenlik İyileştirmeleri

Taşıt şasilerinin kaza anlarında yolcu ve sürücü için daha iyi koruma sağlamayabilmesi için yüksek enerji sönümleme yeteneğine sahip malzemeler geliştirilecek ve şasi sistemlerine dahil edilecektir.

2.4.7 Otonom Sistemlerle Entegrasyon

Özellikle elektrifikasyon trendinin giderek arttığı dönemde otonom taşıtların da geliştirilme süreçleri oldukça hızlı ilerlemektedir. Geleneksel taşıtlarda olmayan birçok özellik artık günümüzdeki taşıtlarda bulunmakta olup günümüzde birçok taşıt artık akıllı cihaz olarak adlandırılmaktadır. Şasi sistemleri taşıtların bu otonom ve elektrifikasyon süreçlerine uyum sağlayacak yenilikçi çözümlerde olmalıdır. Taşıtın otonom sürüşünde herhangi bir sorun olmaması adına sensörler ve diğer donanımlar taşıt şasisine kusursuz şekilde entegre edilebilmelidir. Otonom bir taşıta ait görsel Şekil 2.18’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.18 Zf firması tarafından üretilen otonom bir taşıt (Zf, 2023)

2.4.8 Akıllı Malzemeler

Şasilerde ilerleyen yıllarda kullanılacak olan malzeme trendlerinden bir diğeri de akıllı malzemeler olacaktır. Günümüzde sağlık sektöründe fazlası ile kullanılan kendi kendini onaran malzeme yapıları gibi malzemeler ilerleyen yıllarda otomotiv endüstrisinde de kullanılabilir hale gelecektir. Ek olarak değişen çevre koşullarına ve

yükleme durumlarına göre şekil değiştirebilen alaşım malzemeler gelecek trendlerinde mühendislerin çalıştığı konuların başında gelmektedir.

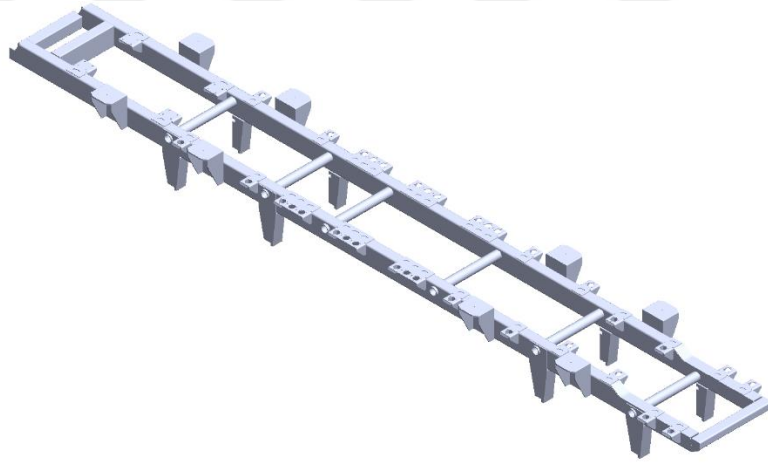
2.5 Şasilerde Kullanılan Travers ve Köşebentlerin Geometrileri

Travers geometrileri, şasinin yükü en iyi şekilde dağıtmasını ve taşıtın dengeli ve kontrol edilebilir bir sürüş sağlamasını amaçlar (Tekin & Tekir, 2020). Ayrıca, kamyonun kararlılığını ve direksiyon kontrolünü artırmak için kullanılır. Köşebentler ise traverslerin boyuna taşıyıcılarla birleştiği noktalarda kullanılır. Şaside bulunan hemen hemen tüm yapı elemanlarını arasındaki bağlantıları sağlamak için kullanılırlar.

2.5.1 Travers Geometri Tipleri

2.5.1.1 Dairesel Profil

Daire şeklinde kesite sahip olan bu profiller yüksek mukavemet özellikleri sayesinde ağır hizmet taşıtları şasilerinde kullanılırlar. Dairesel kesitli traverslere ait bir şasi tasarım örneği Şekil 2.19'da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.19 Dairesel kesitli traverslere ait bir şasi tasarım örneği (Topaç vd., 2020)

2.5.1.2 C Profil

C şeklinde kesite sahip olan bu profiller özellikle hafif ticari kamyon şasilerinde sıklıkla tercih edilirler. Özellikle hafif tasarımların hedeflendiği taşıt tasarımlarında kullanılan bu profiller yüksek yüklemelerde çalışmaya uygun değildirler.

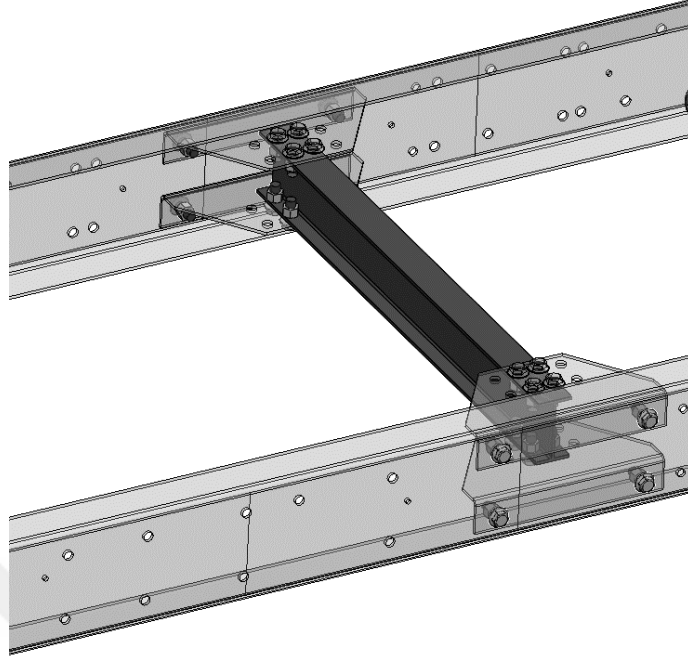
Ancak üretim maliyetlerin ucuz olmasından dolayı da sıklıkla tercih edilirler. C profile sahip traverslerden oluşan bir taşıt şasisi tasarımı Şekil 2.20’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.20 C profile sahip traverslerden oluşan bir taşıt şasisi tasarımı örneği (Daf, 2015)

2.5.1.3 I Profil

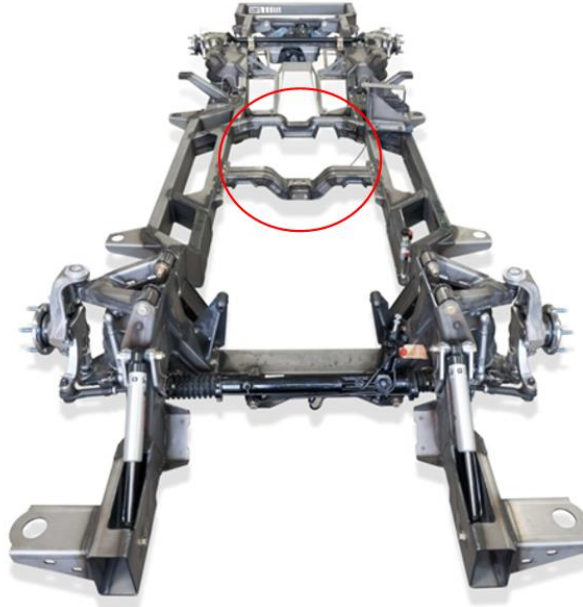
I profiller genellikle yüksek yük ve yol dışı şartlarda çalışacak olan taşıtların şasilerinde kullanılmaya uygun profillerdir. C ve U kesitli profillerden farklı olarak sahip olduğu flanşlar nedeniyle şasinin burulma direngenliğini önemli ölçüde artırır. I profile sahip traverslerden oluşan bir taşıt şasisi tasarımı Şekil 2.21’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.21 I profile sahip traverslerden oluşan bir taşıt şasisi tasarımı örneği

2.5.1.4 Kavisli veya Düz Olmayan Geometriler

Kavisli veya düz olmayan geometriye sahip traversler ise taşıt üzerinde diğer bileşenlerin entegrasyonunun yapılabilmesi veya bazı durumlarda şasiye ekstra rijitlik kazandırılması gerektiren durumlarda kullanılırlar. Özellikle güç aktarma elemanlarının bağlantı tiplerinde yaşanan tasarım kısıtlarından ötürü bazı traversler özel olarak şekillendirilebilir. Kavisli yapıda tasarlanmış olan bir travers tasarım örneği Şekil 2.22’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.22 Kavisli yapıda tasarlanmış olan bir travers tasarım örneği (Lmc Truck, 2015)

2.5.2 Köşebent Geometri Tipleri

2.5.2.1 L Köşebentler

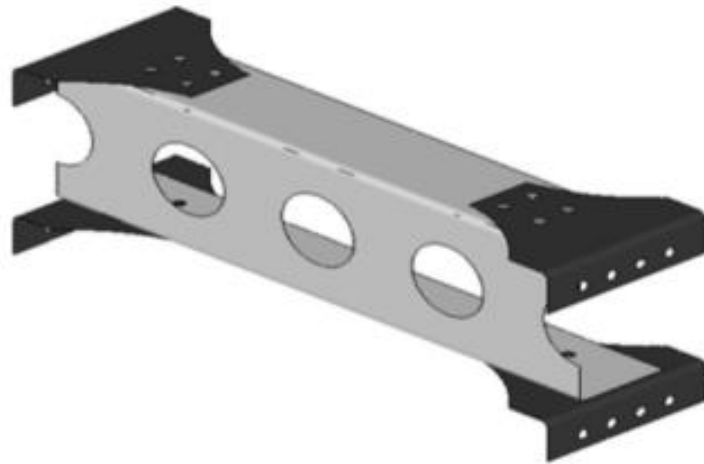
L şeklinde dış hatta sahip köşebentlerdir. Özellikle traverslerin boyuna taşıyıcılara entegrasyonunun yapılmasında kullanılırlar. Şasiye yoldan gelen yüklerin diğer yapı elemanlarına dağıtılmasında ve dengeli bir sürüş konforunun oluşturulmasında görev alırlar. Genellikle büküm yöntemi ile üretildikleri için imalatları kolay maliyetleri ucuzdur. L köşebent bağlantı yapısına ilişkin bir konstrüksiyon yapısı Şekil 2.23’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.23 L köşebent bağlantı yapısına ilişkin bir konstrüksiyon yapısı (Daf, 2020)

2.5.2.2 Kavisli veya Dolgu Köşebentler

Kavisli yapıya sahip travers geometrileri sahip oldukları yüksek kavisli yapı sayesinde yük geçişlerinin daha yumuşak yapılmasını sağlarlar. Bu sayede şasi sisteminin özellikle yorulma ömrünün artmasına neden olurlar. Yüksek yük altında çalışan dolayısıyla yüksek gerilme değerlerine sahip olabilecek parçalarda kullanılırlar. Parça üzerindeki gerilme dağılımlarını oldukça eşittir. Kavisli yapıdaki bir köşebent tasarımı Şekil 2.24’te görüldüğü gibidir.



Şekil 2.24 Kavisli yapıdaki bir köşebent tasarımı (Gawande vd., 2018)

2.5.2.3 Üçgen Köşebentler

Üçgen şekle sahip köşebentlerdir. Parçaların şasiye bağlanan kısımları, parçanın traverse bağlanan kısmından oldukça büyüktür. Kademeli yük dağılımını sağlayan parça geometrisinden dolayı parçaların hasar alma ihtimali oldukça düşüktür. Özellikle dinamik yükler altında çalışan geometrilerde kullanılırlar. Üçgen yapısı sayesinde aynı zamanda da diğer travers geometrilerine göre daha iyi titreşim sönümleme kabiliyetleri vardır. Bu nedenle birçok kamyon şasi tasarımlarında sıklıkla kullanılırlar. Üçgen köşebent kullanılarak oluşturulan bir şasi tasarımı Şekil 2.25’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.25 Üçgen köşebent kullanılarak oluşturulan bir şasi tasarımı (Renault, 2024)

2.5.2.4 Kapalı Kesite Sahip Köşebentler

Traverslerin boyuna taşıyıcılara bağlantılarının kapalı kesitli geometrilerle yapılmasını sağlayan köşebentlerdir. Taşıtın yük taşıma kapasitesini önemli ölçüde arttırmakla kalmayıp aynı zamanda maksimum mukavemete de sahip parçalardır. Bu nedenle vinç ve ağır hizmet kamyonları gibi taşıtlarda kullanılırlar. Kapalı kesitli profiller kullanılarak oluşturulmuş bir şasi platformu örneği Şekil 2.26’da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.26 Kapalı kesitli profiller kullanılarak oluşturulmuş bir şasi platformu (Scania, 2015)

2.6 Şasi Sistemlerinde Bağlantı Yöntemleri

Şasi sistemlerinde traversler, köşebentler ve boyuna taşıyıcılar farklı bağlantı yöntemleri kullanılarak birleştirilebilirler. Seçilen bağlantı yönteminin taşıtın sırası sırasında oluşan yükler altında sağlıklı şekilde çalışması beklenir. Ek olarak bağlantıların taşıtın ömrü boyunca hasar görmemesi gerekir.

2.6.1 Kaynaklı Bağlantılar

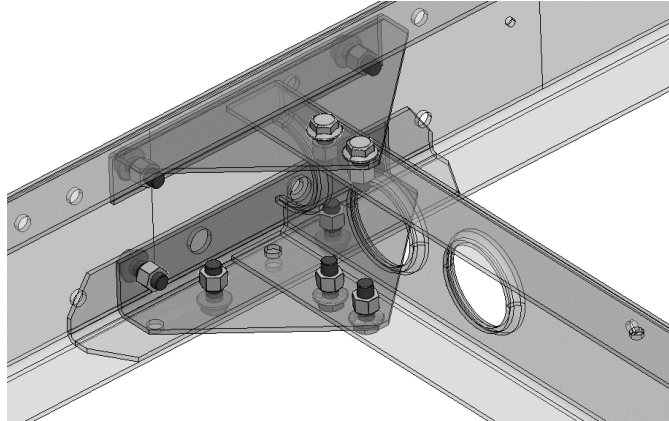
Traversler ve köşebentler boyuna taşıyıcılara kaynak işlemi uygulanarak birleştirilir. Kaynaklı birleştirmeler mukavemeti yüksek bağlantılar olduğu için şasinin yük aktarımını kolaylaştırır. Ayrıca kaynaklı birleştirme kullanılan şasi yapıları oldukça esnek bir yapıya sahiptir. Tüm bunlara rağmen tüm dünyada kalite kaynak için gerekli olan işçilik ve ekipman ücretleri oldukça pahalıdır. Parçalar kaynak edilirken ısıtılma maruz kaldığı için malzemelerde termal gerilimler oluşabilir bu durumda şasiyi oluşturan parçaları olumsuz etkileyebilir. Doğru kaynak teknik ve uygulaması ile taşıtın mukavemetini ve performansını önemli ölçüde artırır. Kaynak işlemi uygulanarak oluşturulmuş bir taşıt konstrüksiyonu yapısı Şekil 2.27’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.27 Kaynak işlemi uygulanarak oluşturulmuş taşıt şasi yapısı (Land Rover, 2021)

2.6.2 Cıvatalı Bağlantılar

Şasi tasarımı cıvatalı bağlantılar birleştirme, montaj ve demontaj kolaylığı, yüksek güç ve güvenilirlik, esneklik ve uygun maliyet gibi etkenlerden dolayı çok fazla tercih edilir. Özellikle hafif hizmet taşıtları şasilerinin hemen hemen hepsinde cıvatalı birleştirme kullanılır. Cıvatalar sadece şasiye etkiyen işletme yükleri altında yeterli dayanımı sağlamakla kalmaz aynı zamanda da taşıttaki diğer bileşenlerin şasiye entegrasyonu veya demontajını sağlar. İşçilik ve ekipman maliyetleri kaynaklı bağlantılar gibi pahalı olmadığı için satış sonrası hizmetlerde de kullanım kolaylığı sağlar. Cıvatalı bağlantı kullanılarak oluşturulmuş bir tasarım örneği Şekil 2.28’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.28 Cıvatalı bağlantı kullanılarak oluşturulmuş bir tasarım örneği

2.6.2.1 Cıvata Türleri

2.6.2.1.1 Standart Cıvatalar

Standart cıvatalardan en yaygın kullanıma sahip olan tür altı köşe başlı cıvatalardır. Altı köşe başlı cıvatalara şekillerin dolayı tork uygulanması diğer cıvatalara göre daha kolay olup yüksek sıkıştırma kuvveti sağlayabilirler. Kullanım amaçlarına göre düşük karbon çeliği veya alaşımlı çeliklerden imal edilebilirler. Yüksek kesme mukavemeti gerektiren birçok uygulamada kısmi dişli versiyonları kullanılır. Paslanmaz özellik istenilen şasi bağlantılarında kullanılması gerektiği durumunda paslanmaz çeliklerden imal edilebilirler veya geomet, kadmiyum gibi kaplama yöntemleri ile korozyon dirençleri artırılabilir.

Flanş cıvataları ise genelde daha iyi tork iletmek amacıyla altıgen başlı tasarlanır. Ancak geniş bir temas yüzeyine sahip oldukları için çok iyi yük dağılımı sağlar. Bu nedenle ticari kamyon şasilerinde bulunan düz yüzeyli birleştirme bağlantılarının hemen hemen hepsinde kullanılırlar. Yüksek basınç, sıcaklık ve yükleme değerlerinde oldukça iyi performans sağlarlar.

2.6.2.1.2 Yüksek Mukavemetli Cıvatalar

Yüksek mukavemetli cıvatalar kesme ve çekme kuvvetleri altındaki dayanımlarının çok yüksek olması nedeniyle kamyon şasileri, motor bağlantıları ve süspansiyon sistemlerinde kullanılırlar. Yüksek alaşımlı çelikler kullanılarak üretilen bu cıvataların akma dayanımları 1200 MPa' ya kadar çıkmaktadır. Tıpkı standart cıvatalar gibi paslanmazlık istenilen durumlarda paslanmaz çeliklerden üretilir veya kaplama yapılarak korozyon dirençleri artırılabilir.

2.6.2.1.3 Özel Cıvatalar

Yüksek mukavemet düşük ağırlık gerektiren cıvata uygulamalarında kullanılan cıvatalardır. Titanyum veya pahalı alaşımlar kullanılarak imal edildikleri için maliyetleri çok yüksektir. Titreşim altında gevşemeyi önleyecek yapıda olanları veya çok yüksek korozyon direncine sahip çeşitleri mevcuttur. Özel olarak tasarımı yapılmış muadillerine göre oldukça hafif tasarıma sahip bir cıvata örneği Şekil 2.29'da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.29 Özel olarak tasarımı yapılmış cıvata örneği (Norm Fasteners, 2021)

2.6.2.2 Cıvatalı Bağlantılar İçin Tasarım Hususları

Cıvatalı bağlantı tasarımlarında seçimi yapılacak olan cıvatanın şasinin imal edildiği malzeme ile uyumlu olması ve maruz kaldığı yükler altında maksimum performansta çalışması beklenir. Bunun için öncelikle doğru boyutta ve uzunlukta cıvata seçimi yapılmalıdır. Aksi halde kritik bir yükleme durumunda cıvatalar veya bağlantı elemanları hasar görebilir. Cıvata bağlantılarında mutlaka birleştirilmesi planlanan parçaların montaj yüzeylerinin düz olması beklenir aksi halde cıvata tutunma yüzeyini tam olarak kavrayamayacağından tam verimle çalışamaz. Bu durumda şaside hasar oluşma ihtimali çok yüksektir. Cıvatanın boyutuna ve uzunluğuna bağlı olarak doğru şekilde torklanarak montajının yapılması gereklidir. Aksi halde titreşim, asimetrik işletme kuvvetleri gibi durumlarda cıvata ile somun bağlantısında açılmalar meydana gelebilir. Son olarak cıvatanın montajının yapılacağı delikte veya somunda yeterli diş sayısının açılmış olması gereklidir.

2.6.2.3 Cıvatalı Bağlantı Bakımı

Taşıt şasisi eğer cıvatalı birleştirme kullanılarak imal edilmişse taşıtın ömrü boyunca sağlıklı çalışabilmesi cıvataların mutlaka düzenli olarak bakım kontrollerinin yapılması gereklidir. Cıvataların dinamik yükler altında gevşeme yapmadığından çevresel koşullardan dolayı korozyona uğramadığından mutlaka emin olunmalıdır. Ek olarak mutlaka tork kontrolleri bakım sürecinde yapılmalıdır. Taşıtın özellikle arazi gibi şartlarda kullanılması durumunda veya itfaiye gibi sürekli su/sıvı teması olan taşıtlarda olası bir hasarın önüne geçebilmek adına kaplamalı veya galvanizli cıvatalar

kullanılmalıdır. Hasara uğramış cıvatalar mutlaka taşıtın bakımı sırasında değiştirilmelidir.

2.6.3 Perçinli Bağlantılar

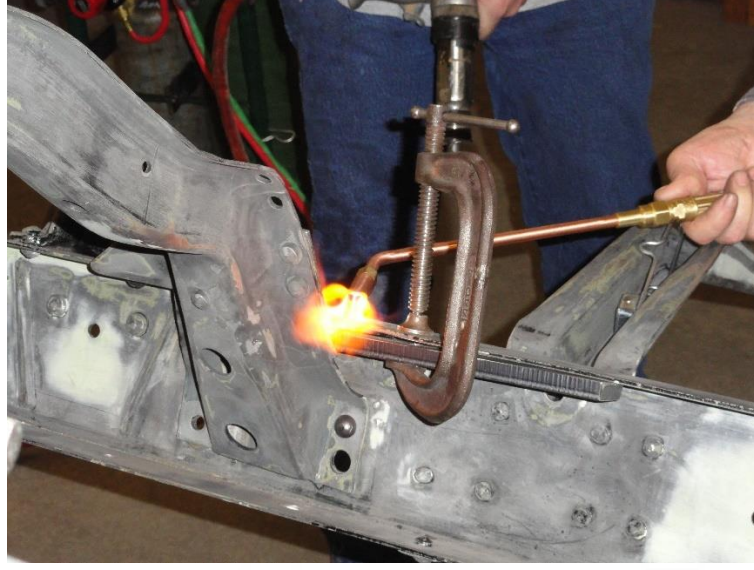
Perçinleme işlemi günümüzde şasi yapımında diğer birleştirme yöntemlerine göre çok daha az kullanılan bir yöntemdir. Traverslerin boyuna taşıyıcılara veya köşebentlere entegrasyonu perçinler ile sağlanır. Titreşimlere ve dinamik yüklere dayanımı nedeniyle havacılık sektörünün vazgeçilmezi haline gelen bu bağlantı türü bazı özel şasi uygulamalarında da kullanılmaktadır. Perçinli bağlantı içeren bir boyuna taşıyıcı eleman Şekil 2.30’da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.30 Perçinli bağlantı içeren bir boyuna taşıyıcı eleman (Texaco Tanker, 2019)

2.6.4 Hibrit Bağlantılar

Hibrit bağlantılar şasi performansını arttırmak için birden fazla bağlantı yöntemini aynı anda kullanan bağlantılardır. Farklı bağlantı türlerinin bir arada çalışmasından ötürü montaj ve bakım masrafları oldukça yüksektir. Genelde hibrit bağlantı yöntemi kullanılan bir şaside kaynaklı, cıvatalı ve perçinli birleştirme yöntemleri kullanılır. Örnek bir hibrit bağlantı detayı içeren tasarım Şekil 2.31’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.31 Hibrit bağlantı detayı içeren tasarım (Krehbiel, 2015)

BÖLÜM ÜÇ

TAŞIT ŞASİSİNE ETKİYEN YÜKLER

3.1 Giriş

Taşıt şasisi, bir taşıtın yapısal iskeletini oluşturan ve diğer yapı elemanlarının üzerine montaj edildiği taşıtın en önemli unsurudur. birçok farklı yüke maruz kalır. Kamyon şasisi, taşıtın çeşitli hareketleri sırasında dikey, uzunlamasına, yanal, burulma, darbe, yorulma ve çevresel yükler dahil olmak üzere çeşitli statik ve dinamik yükleri taşıyacak şekilde tasarlanmalıdır. Şasinin tüm çalışma koşullarında dayanıklılığını ve güvenilirliğini sağlamak için malzeme seçimi, şasi geometrisi, bağlantı tasarımı, süspansiyon entegrasyonu ve yük dağılımının dikkatle değerlendirilmesi şarttır. Bu bölümde, taşıt şasisine etki eden yüklerden taşıtın bu yükler altındaki davranışından bahsedilecektir.

3.2 Şasiye Etki Eden Yük Tipleri

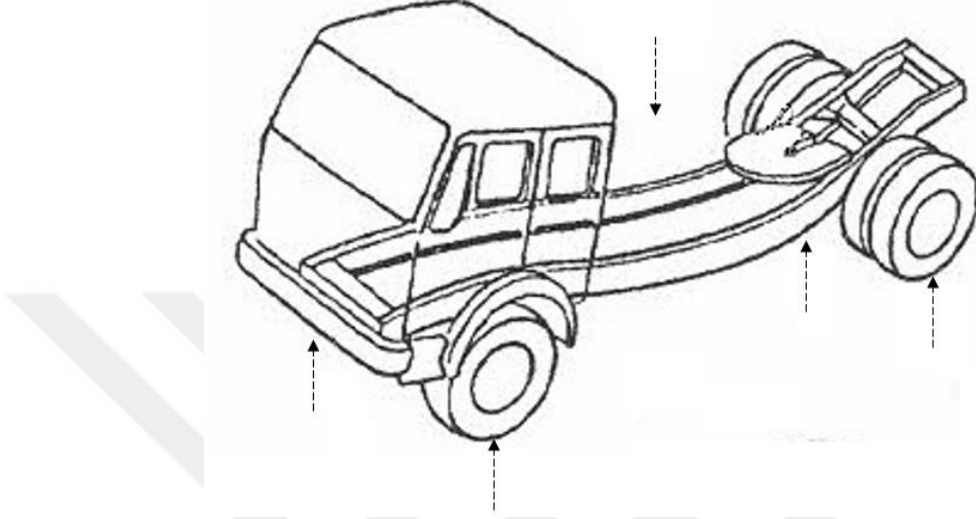
Taşıt şasisine etki eden başlıca yükler şunlardır:

- Dikey Yükler (Statik Yükler)
- Dinamik Yükler
- Yanal Yükler
- Burulma Yükleri
- Frenleme ve İvmelenme Yükleri

3.2.1 Dikey Yükler

Temel olarak dikey yüklerin şasi üzerinde oluşmasını taşıtın kendi ağırlığı ve taşıdığı yükün ağırlığı sağlar. Dikey yük durumu taşıtın statik durumundaki yük durumunu oluşturduğu için taşıt hızının sıfır olduğu veya taşıtın çok düşük hızlardaki hareketi sırasında geçerlidir. Taşıtın çok düşük hızlarda hareket ederken yol profilindeki bozukluklardan kaynaklı düşük kuvvetler bu yük durumunda ihmal edilebilir. Statik yük durumunda dikey olarak etki eden bu kuvvetler taşıtın süspansiyon sistemi tarafından absorbe edilir. Ancak taşıtın yük dağılımı düzgün olarak yapılmamışsa veya travers veya köşebent bağlantılarının konumları, sayısı veya

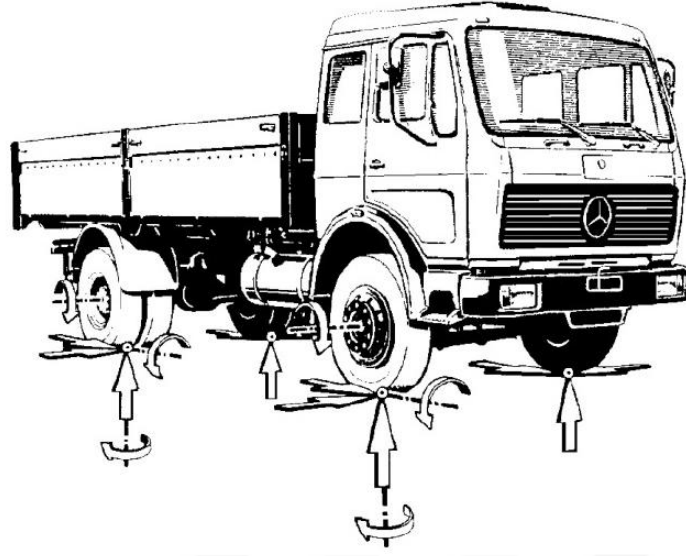
bağlantı şekilleri hatalıysa bu durumda da şasi üzerinde kalıcı hasarlar oluşabilir. Bir kamyon şasisine etkiyen dikey yüklerin şematik gösterimi Şekil 3.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.1 Bir kamyon şasisine etkiyen dikey yüklerin şematik gösterimi (Rubi ve Strifler, 1993)

3.2.2 Dinamik Yükler

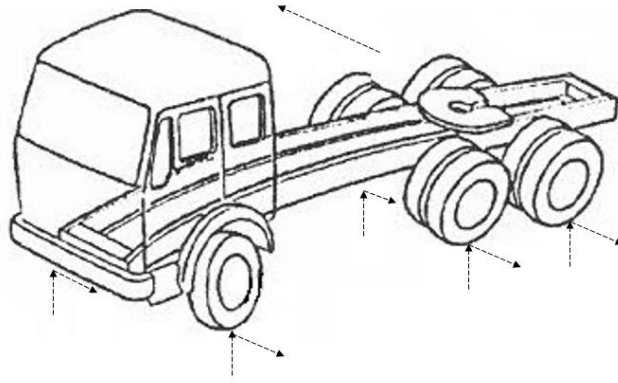
Dinamik yükler taşıtın hareketi esnasında oluşan yük çeşididir. Genelde yol profilinden kaynaklı düzgünsüzlüklerden veya taşıtın dinamik davranışından kaynaklı etkilerden dolayı oluşur. Taşıtın hareketi sırasında yol profili üzerinde bulunan çukurlardan veya tümseklerden dolayı oluşan kuvvetlerin bir kısmı süspansiyon sistemi tarafından sönmölenir. Ancak sönmölenemeyen bir kısım yüklerin şasi tarafından karşılanması beklenir. Özellikle yol dışı kullanıma göre tasarlanmış taşıtlarda bu tarz yükleme durumları ile çok sık karşılaşılır. Taşıt şasisi bu tarz yükleme koşullarında gerekli dayanımı sağlamalı, süspansiyon sistemi tarafından sönmölenemeyen kuvvetler altında hasara uğramamalıdır. Bir kamyon şasisine etkiyen dinamik yüklerin şematik gösterimi Şekil 3.2’de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.2 Bir kamyon şasisine etkiyen dinamik yüklerin şematik gösterimi (Harth vd., 2016)

3.2.3 Yanal Yükler

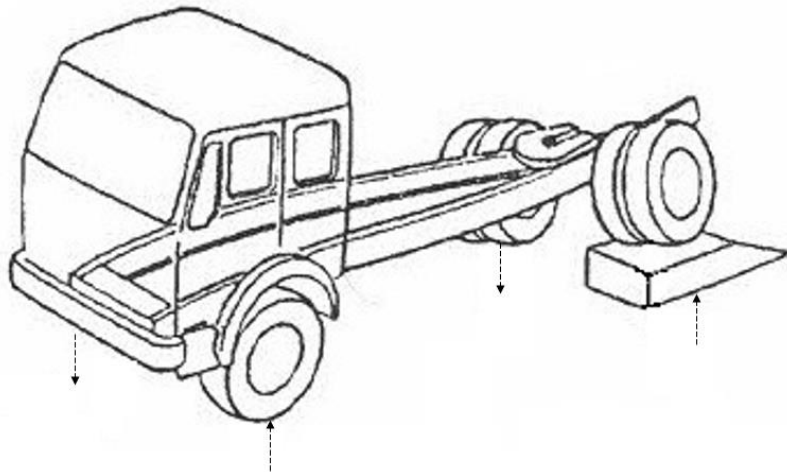
Yanal yükler yan rüzgarların etkisi ve taşıtın viraj hareketi sırasında dinamik davranışı nedeniyle ortaya çıkan yüklerdir. Taşıt viraj alırken merkezkaç kuvvetinin etkisiyle şasiye yanal yönde etki eden kuvvet artar. Merkezkaç kuvvetinin de etkisiyle bazen taşıtın ağırlık merkezi yer değiştirebilir bu durumda şasi elemanları burkulma ve burulma yüklerine maruz kalabilirler. Tüm yapı elemanlarının özellikle viraj alma kritik dinamik yük senaryolarında gerekli dayanımı göstermeleri gerekir. Buna ek olarak yüksek hızlı taşıtlarda daha yüksek olacak şekilde taşıta yan taraftan etki eden rüzgar kuvvetleri de ciddi derecede yan kuvvet oluşturur. Taşıtın aynı zamanda da çevresel etkilerden kaynaklı bu tarz yanal kuvvetler altında dayanımın iyi olması sürüş konforu ve güvenliği için önem arz etmektedir. Bir kamyon şasisine etkiyen yanal yüklerin şematik gösterimi Şekil 3.3'te görüldüğü gibidir.



Şekil 3.3 Bir kamyon şasisine etkiyen yanal yüklerin şematik gösterimi (Rubi ve Strifler, 1993)

3.2.4 Burulma Yükleri

Burulma yüklerin taşıtın asimetrik tekerlek yükleri altında kalması durumunda oluşur. Burulma yükleri altında şasinin bir kısmı diğer kısmına göre dönme hareketi yapar. Özellikle taşıtın çukur veya tümseklere girmesi durumunda oluşsa da dengesiz yük dağılımından ve viraj alma sırasında da şasi burulma kuvvetlerine maruz kalabilir. Bir kamyon şasisine etkiyen burulma yüklerinin şematik gösterimi Şekil 3.4’de görüldüğü gibidir.



Şekil-3.4 Kamyon şasisine etkiyen burulma yüklerinin şematik gösterimi (Rubi ve Strifler, 1993)

3.2.5 Frenleme ve İvmelenme Yükleri

Taşıtın dinamik hareketi sırasında oluşan frenleme ve ivmelenme kuvvetleri şasinin ön ve arka kısımlarına etki eden yüksek kuvvetlerdir. Frenleme hareketi sırasında taşıtın yük dengesi ön tarafa doğru kayacağından dolayı şasi ön kısmı büyük kuvvetler altında zorlanır. Hızlanma sırasında taşıtın ivmesinden dolayı ağırlık dengesi arka tarafa doğru kayar ve şasinin arka kısımlarında bulunan yapı elemanlarında ciddi gerilemeler oluşabilir. Şasi tüm bu dinamik yükleme koşullarında taşıtın yapısal güvenliğini sağlamak zorundadır. Bir kamyon şasisine etkiyen frenleme ve ivmelenme kuvvetlerinin şematik gösterimi Şekil 3.5’da görüldüğü gibidir.



Şekil 3.5 Kamyon şasisine etkiyen frenleme ve ivmelenme kuvvetleri (Rubi ve Strifler, 1993)

BÖLÜM DÖRT

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

4.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Amacı

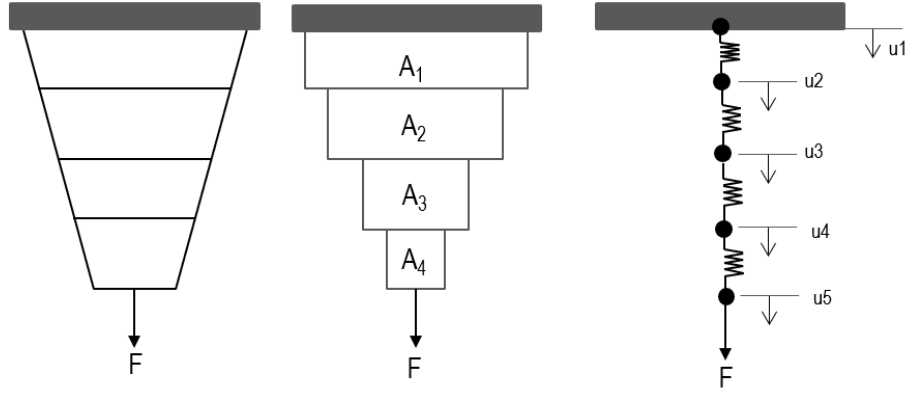
Sonlu elemanlar analizi karmaşık mühendislik problemlerinin veya sistemlerin farklı fiziksel koşullar altında davranışlarını çözmek için kullanılan bir sayısal analiz metodudur. Yöntem karmaşık geometrilere sahip parçaların daha küçük parçalara bölünüp çözümlenmesi üzerine kuruludur. Malzemelerin sadece mekanik özellikleri değil aynı zamanda termal özellikleri de birçok farklı yükleme koşulunda modellenip analiz edilebilir. Sonlu elemanlar yöntemi mühendislere sağladığı güvenilir sonuçlardan dolayı prototipleme veya test süreçlerinde hem maddi kazanç oluşturur hem de zaman tasarrufu sağlar. Ayrıca analizlerden elde edilen sonuçlar test sonuçları ile karşılaştırılıp doğrulanabilir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak birçok parçanın statik, dinamik yük durumlarındaki davranışı incelenebilir. Ayrıca akışkanlar dinamiği, optik, elektromanyetik gibi birçok bilim dalında kullanılarak problemlerin çözümlenmesine katkıda bulunur.

Bir yapının sonlu elemanlar analizi 4 adımda tamamlanır:

1. Ön hazırlık: Analize uygun bir geometri hazırlanır. Malzeme özellikleri ve probleme ait sınır koşulları doğru şekilde programa tanımlanır.
2. Mesh İşlemi: Geometri doğru mesh yapısı kullanılarak parçalara ayrılır.
3. Çözüm: Problemin çözümünde kullanılacak denklem yapısı ve matris yapısı kullanılarak problem çözülür.
4. Sonuç: Analizden çıkan sonuçlar yorumlanır.

4.2 Sonlu Elemanlar Yönteminin Temeli

Bu bölümde sonlu elemanlar yönteminin temelinde kullanılan bazı temel formüller ve matris yapılarından bahsedilecektir. A kesit alanına sahip bir parçanın F kuvveti ile zorlanması durumu Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Parça üzerinden oluşacak olan gerilme ise denklem 4.1’de belirtilen şekilde hesaplanabilir.



Şekil 4.1 F kuvveti ile zorlanan parçanın sonlu elemanlar modeli

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad 4.1$$

Aynı çubuğun L boyuna sahip olduğu varsayılırsa çubuk üzerindeki birim uzama (ε) ise denklem 4.2’de belirtilen şekilde hesaplanabilir.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad 4.2$$

Gerilme ve birim şekil değiştirme arasındaki ilişki Hooke Yasası kullanılarak formülize edilebilir. (Denklem 4.3) Hooke yasasına göre malzeme elastik bölgede ise kuvvet ve gerilme arasındaki ilişki doğru orantılı olarak artar veya azalır. Hooke kanunu plastik bölgeye geçmiş parçalar için geçerli değildir. Denklem 4.4’de ise F kuvveti ile zorlanan bir çubuğa ait uzama ve reaksiyon kuvvetlerinin hesaplanabileceği matris formu gösterilmektedir.

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad 4.3$$

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \\ U_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F \end{pmatrix} \quad 4.4$$

Çubuğu lineer olarak uzayabilen bir yay olarak kabul edersek ve yay kuvvetinin yayın sabiti ve deformasyon miktarının çarpımı olarak bulunabileceği düşünülürse denklem 4.5'te belirtilen denklem takımı oluşur.

$$k \times x = A \times EL \times \Delta L \quad 4.5$$

Sonlu elemanlar teorisi geometrilerin daha küçük parçalara bölünüp çözümlenmesi üzerine kurulu olduğundan bu yay dört eşit eşit parçaya bölünebilir. Yapı statik bir yapı olduğu için de toplam bileşke kuvvetin sıfıra eşit olması gereklidir. Bu durumda elemanlara ayrılmış olan yay parçalarına ait olan yay sabiti değerleri ve ilgili bölgelerin uzama miktarları kullanılarak aşağıdaki denklem takımları oluşturulabilir:

$$T - k_1 \times (U_2 - U_1) = 0 \quad 4.6$$

$$k_1 \times (U_2 - U_1) - k_2 \times (U_3 - U_2) = 0 \quad 4.7$$

$$k_2 \times (U_3 - U_2) - k_3 \times (U_4 - U_3) = 0 \quad 4.8$$

$$k_3 \times (U_4 - U_3) - k_4 \times (U_5 - U_4) = 0 \quad 4.9$$

$$k_4 \times (U_5 - U_4) - F = 0 \quad 4.10$$

Oluşturulan bu denklem takımları matris formunda yazılıp (Denklem-4.11) çözümleri gerçekleştirilebilir.

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \\ U_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F \end{pmatrix} \quad 4.11$$

T sistemin tepki kuvvetini belirtir ve matris formunda $[T]$ olarak belirtilir. F ise sisteme etki eden kuvveti sembolize eder ve matris formunda $[F]$ olarak ifade edilir. Oluşturulan düğüm noktalarının katılık değerlerinin bulunduğu matris $[K]$ ile ifade edilir. Son olarak birim yer değiştirmelerin bulunduğu değerler matris formunda $[u]$ olarak ifade edilmektedir. Tüm bunlar göz önünde bulundurularak oluşturulan matris formu genel hataları ile denklem 4.12’de belirtildiği şekilde tanımlanabilir.

$$[T] = [K] \times [u] - [F] \quad 4.12$$

Bu denklem setine ilgili başlangıç ve sınır şartlarının değerleri girilerek parça üzerinde belirlenen noktalardaki gerilme ve uzama değerleri elde edilebilir.

4.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde Eleman Tipleri

Sonlu elemanlar yönteminde problemin geometrisi, niteliği, sonuçların hassasiyeti gibi durumları incelemek adına çeşitli eleman tipleri kullanılmaktadır. Eleman tiplerinde ve ağ yapısında yapılan tercihler sonlu elemanlar analizinin doğruluğunu ve verimliliğini etkileyen en önemli parametrelerden bir tanesidir.

4.3.1 1B Elemanlar

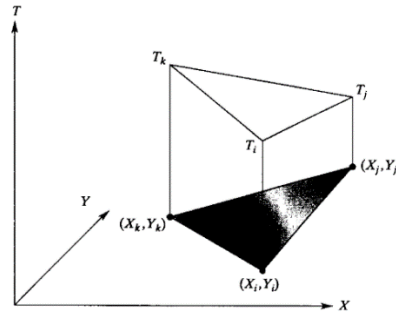
1 boyutlu elemanlar genellikle tek boyutu olan mühendislik problemlerinde kullanılırlar. Kirişler, kafes sistemleri yapılarda sıklıkla tercih edilmelerinden dolayı inşaat sektöründe fazlasıyla kullanılırlar. Hemen hemen tüm yükleme koşulları ile uyumlu çalışsalar da kullanımları kirişler gibi belli yapılarla sınırlıdır. Karmaşık geometrilerde kullanılmaları uygun değildir. Örnek 1B eleman örneği Şekil 4.2’de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.2 1B eleman örneği

4.3.2 2 Boyutlu Elemanlar

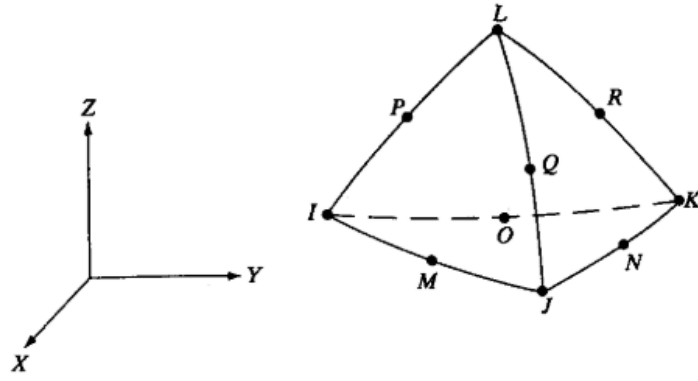
2 boyutlu elemanlar iki boyutlu mühendislik problemlerinde kullanılırlar. 3 veya 4 düğümden oluşan bu elemanlar karmaşık geometrilerin modellenmesinde iyi sonuçlar verirler. Düzlemsel gerilme ve şekil değiştirme problemlerinde oldukça tutarlı sonuçlar verirler. Örnek bir 2 boyutlu eleman örneği Şekil 4.3’de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.3 2 boyutlu eleman örneği (Madenci ve Güven, 2015)

4.3.3 3 Boyutlu Elemanlar

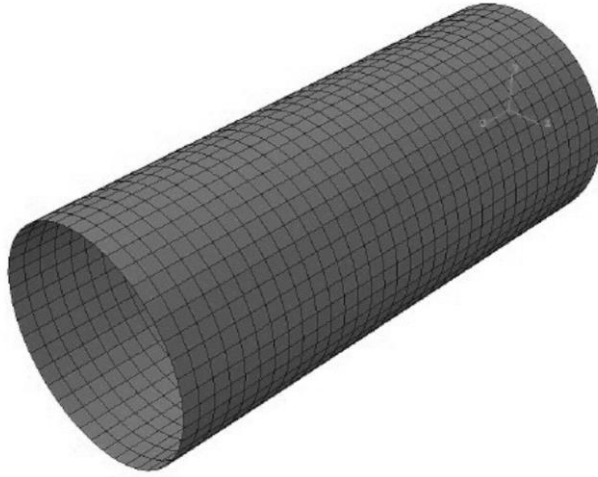
Üç boyutlu problemler için kullanılan bu elemanlar sonlu elemanlar yöntemlerinde en çok tercih edilen eleman türlerindendir. 4 düğümlü ve 8 düğümlü elemanlardan oluşan üç boyutlu elemanlar karmaşık olan her türlü mekanik ve termal problemde kullanılabilir. Özellikle 8 düğümlü elemanlar daha az eleman sayısı ile çok daha tutarlı sonuçlar vermesi nedeniyle sıklıkla tercih edilir. Örnek bir 3 boyutlu eleman örneği Şekil 4.4’de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.4 3 boyutlu eleman örneği (Madenci ve Güven, 2015)

4.3.4 Kabuk Elemanları

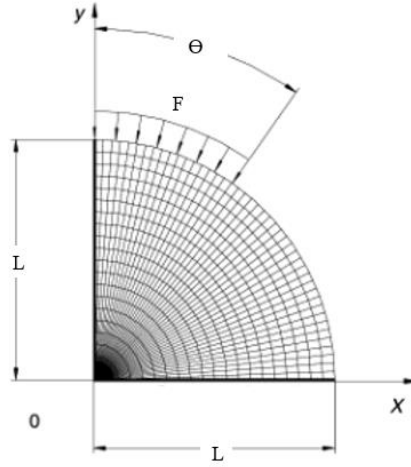
Kabuk elemanlar ince cidarlı parçaların analizinde kullanılması uygun olan eleman çeşitleridir. Örnek bir kabuk eleman Şekil 4.5’de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.5 Örnek bir kabuk eleman

4.3.5 Eksenel Simetrik Elemanlar

Eksenel olarak simetrik parçaların analizlerinde kullanılan eleman çeşididir. Sadece eksenel simetrik parçalarda uygulanabilir bir yöntem olduğu için geniş bir kullanım ağı yoktur. Problemleri iki boyuta indirmesi nedeniyle çözüm süresinin optimize edilmesine önemli katkı sağlar. Örnek bir eksenel simetrik eleman Şekil 4.6’da görüldüğü gibidir.



Şekil 4.6 Örnek bir eksenel simetrik eleman

4.4 Sonlu Elemanlarda Mesh Yapısı

Mesh, sonlu elemanlar analizinde geometriyi parçalara ayırmak için kullanılan bir yapıdır. Yapılacak olan analizin tutarlılığını direkt olarak belirleyen etkenlerden bir tanesidir. Sonlu elemanlar yönteminde elemanın tipi, düğüm sayısı gibi parametreler problemin karmaşıklığına ve parçanın geometrisine bağlı olarak değişir. Sonlu elemanlar analizlerinde eleman boyutu küçüldükçe analizin doğruluk oranı artar. Ancak çok küçük eleman boyutlarında analizlerin sonuç vermesi çok daha uzun sürer ve bu durum ekstra maliyet getirir. Belirli bir eleman boyutundan sonra artık parça üzerindeki gerilmelerin değişimi eleman boyutu küçülse dahi çok fazla değişkenlik göstermez. İdeal mesh boyutu bu sayede belirlenebilir ve analizin çözüm süresi optimize edilmiş olur. İdeal mesh tipi ve boyutuna sahip bir analiz modeli Şekil 4.7’de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.7 İdeal mesh tipi ve boyutuna sahip bir analiz modeli (Topaç vd., 2016)

4.5 Sonlu Elemanlarda Optimizasyon ve Deney Tasarımı Yaklaşımı

Optimizasyon belirli kısıtlar ve şartlar altında bir yapının malzeme seçiminin yapılmasından, tasarımına, dayanım kriterlerinden, ömür kriterlerine birçok süreçte aktif olarak kullanılarak günümüz mühendislik problemlerinin çözümünde önemli bir rol oynar. Optimizasyon yöntemlerinin mühendislik problemlerinde kullanılmasıyla birlikte optimal geometriye ulaşılması hedeflenen zaman önemli ölçüde azalmaktadır. Ek olarak bu yöntemle piyasa şartlarında farklı uygulamalara ve koşullara çözüm sunan birçok tasarım geliştirilebilmektedir. Günümüzde özellikle yapısal tasarım ve analiz uygulamalarında en çok kullanılan yöntem deney tasarımı yaklaşımıdır.

4.5.1 Deney Tasarımı Yaklaşımı ve Yanıt Yüzeyi Yöntemi

Sonlu elemanlar teorisinde deney tasarımı yaklaşımı (DOE) herhangi bir mühendislik probleminde parçaları veya sistemi optimize etmek için kullanılan metodik bir yoldur. Deney tasarımı yaklaşımında tasarım değişkenleri (girdi parametreleri olarak da bilinir) ile sistemin yanıtı (çıktı parametreleri olarak da bilinir) arasındaki ilişkiyi incelemek için birlikte kullanılır. Deney tasarımı yaklaşımında öncelikle sistemden alınması hedeflenen çıktılar belirlenir. Ardından bu çıktıların değişmesine neden olacak ve optimize edilmesi beklenen parametreler belirlenir. Bu parametreler kuvvet değeri, malzeme özellikleri, geometri veya gerilme değerleri gibi birçok farklı sistem girdisi olabilir. Optimize edilmesi hedeflenen parametrelerin değer aralıkları veya sistem beklentileri optimizasyon hedefi olarak belirlenebilir. Deney tasarımı yaklaşım, sistemdeki birden fazla değişkenin yanıt üzerindeki etkisini

sistematik bir şekilde incelemek için uygun tasarım noktaları (deneyler) üretir ve çeşitli sistem girdileri altında bu noktaların sistemik yanıtları aracılığıyla sistemin davranışının bir modelini oluşturur. Bu yöntem, araştırmacılara en önemli değişkenleri belirleme ve maksimum performans için optimum seviyelerini belirleme konusunda yardımcı olur. Bu sayede hızlı ve verimli şekilde bir sistemin farklı konfigürasyonlarının analizleri tamamlanıp en optimal seçenek belirlenebilir. Yanıt Yüzeyi Metodolojisi (RSM), girdi parametreleri ile çıktı parametreleri arasındaki ilişkiyi matematiksel ve istatistiksel modeller kullanarak açıklamaya çalışan metodik bir yaklaşımdır. Bu yöntem, girdi değişkenlerinin seviyelerine bağlı olarak sistemin tepkisini tahmin etmek ve girdi değişkenlerinin optimum seviyelerini belirleyerek sistemin performansını optimize etmek için kullanılabilir. Deney tasarımı yaklaşımı, sistemin tasarım parametreleri ile performansı arasındaki ilişkiyi anlamak için kullanılırken, Yanıt yüzeyi yönteminin temel amacı, uygun bir model elde etmek için tasarım değişkenleri ile sistem yanıtı arasındaki ilişkiyi tahmin etmek ve analiz etmektir. Tasarım değişkenleri ile sistem yanıtı arasındaki ilişkiyi açıklayan bir model oluşturmak amacıyla tasarlanmış cevap yüzeyi deneylerine gerek vardır. Bu deneylerden sağlanan sonuçlara göre tasarım değişkenlerinin sistem yanıtı üzerindeki etkileri belirlenebilir ve bu bilgiler kullanılarak matematiksel bir model oluşturulabilir (Amago, 2002). İkinci dereceden bir yanıt yüzeyi için gerekli model şu şekilde yazılabilir:

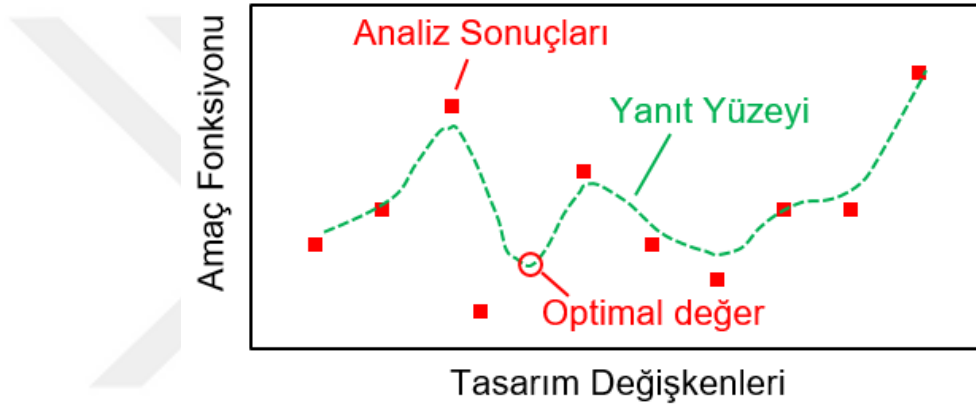
$$y = \beta C_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i \leq j}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad 4.13$$

Matris formunda ise bu ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

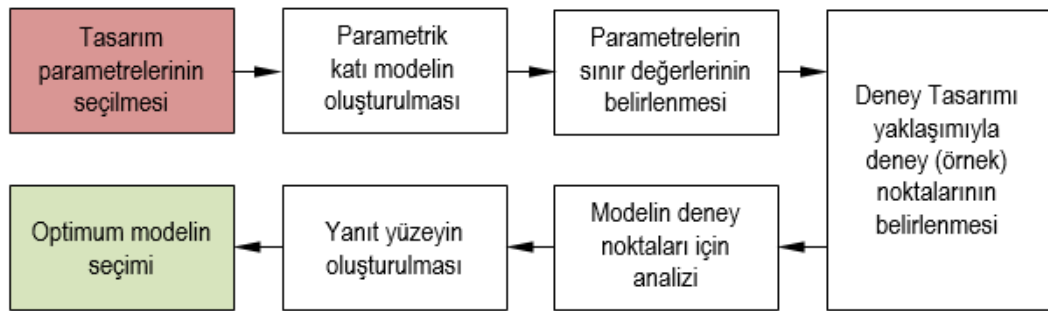
$$y = X\beta + \varepsilon \quad 4.14$$

$$y = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{Bmatrix} X \begin{Bmatrix} 1 & x_{11} & x_{11} & \dots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{12} & \dots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nk} \end{Bmatrix} = \beta = \begin{Bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_n \end{Bmatrix} \varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{Bmatrix} \quad 4.15$$

Bu ifadede, y gözlem vektörü, X model matrisi, β kısmi regresyon değişmezlerini barındıran vektör ve ε hata vektörüdür. Şekil 4.8 metodolojiyi göstermektedir. Genel olarak bir deney tasarımı ve yanıt yüzeyi yöntemlerini içeren yol haritası Şekil 4.9'da görüldüğü gibidir.



Şekil 4.8 Yanıt yüzeyi metodolojisi (Topaç vd., 2020)



Şekil 4.9 Genel olarak deney tasarımı ve yanıt yüzeyi yöntemlerini içeren yol haritası (Olguner, 2015)

BÖLÜM BEŞ

ŞASI BURULMA DAVRANIŞININ MATEMATİKSEL İNCELEMESİ

5.1 Şasi Burulma Davranışı

Bu bölümde bir taşıt şasisi üzerinde oluşan burulma momentinin basit yay modeli üzerine indirgenmesi ve hesap yönteminden bahsedilecektir. Taşıt tekerleklerinin simetrik olarak yüklendiği durumlarda taşıt şasisinin yük aktarım döngüsü ve yapının sınır şartları kolay olarak belirlenebilir. Ancak tekerleklerin asimetrik yüklerle yüklendiği burulma durumunda yük aktarma döngüsü ve sınır şartları oldukça karmaşık bir hal alır (Beerman, 1980). Şaside oluşan asimetrik tekerlek yükleri genel olarak dört temel olaydan dolayı meydana gelir:

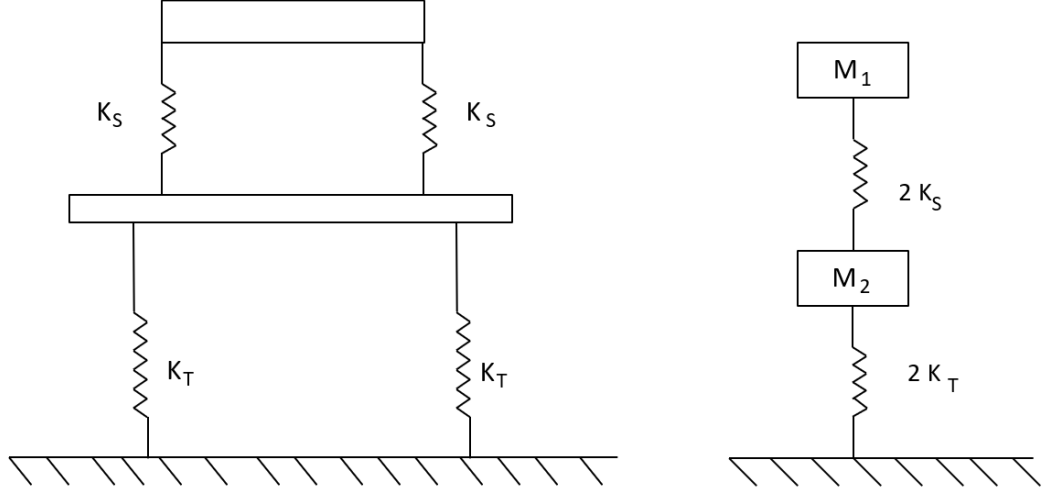
- 1- Yüklemeden kaynaklı yan kuvvet dengesizlikleri
- 2- Düzgün olmayan yol profilinden kaynaklı yükler
- 3- Taşıtın yüklü durumunda viraj alırken oluşturduğu yanal ivmeler
- 4- Şasi üzerinde büyük yan kuvvet oluşturacak sürüş manevraları

Bu tarz yükleme ve sınır koşullarının bilgisayar ortamında doğru olarak modellenmesi teknoloji ne kadar gelişmiş olsa da hala ciddi zaman ve maliyet gerektirmektedir. Bu nedenle bu tarz karmaşık problemlerin çözümlerinde fiziksel temel modellerin geliştirilmesi analiz modellerinin basitleştirilmesine olanak sağlar (Özes, 1999). Mekanik herhangi temel yükleme koşulu kuvvet-deplasman eğrisi kullanılarak doğrusal bir yay olarak tanımlanabilir. Doğrusal bir yay elemanı kullanılarak bir taşıtın eş değer yay modeli oluşturulabilir. Bu modelin serbest cisim diyagramları kullanılarak denge denklemleri ve reaksiyon kuvvetleri kolayca hesaplanabilir (Beerman, 1977).

5.2 Simetrik Yük Durumundaki Taşıt İçin Eş Değer Yay Modeli

Tüm tekerlek yüklerinin eşit olduğu durumda şasi statik olarak dengededir ve bu durumda tekerlek kuvvetleri herhangi bir şekilde şasi üzerinde moment oluşturamaz. Simetrik bir yükleme sahip taşıtın eş değer yay modeli Şekil 5.1'de görüldüğü gibidir. Simetrik yükleme koşulunda yapı elemanlarının yapmış olduğu yer değiştirmeler eşit olduğu için sistem iki kütle ve iki yaydan oluşan eş değer bir yay modeline dönüştürülebilir. Şekilde M1 olarak belirtilen kütle lastik tekerlek ve taşıtın

süspansiyon sisteminin kütlelerinin toplamıdır. M2 kütlesi ise ilgili aksın taşıdığı yaylandırılmış kütle temsil eder.



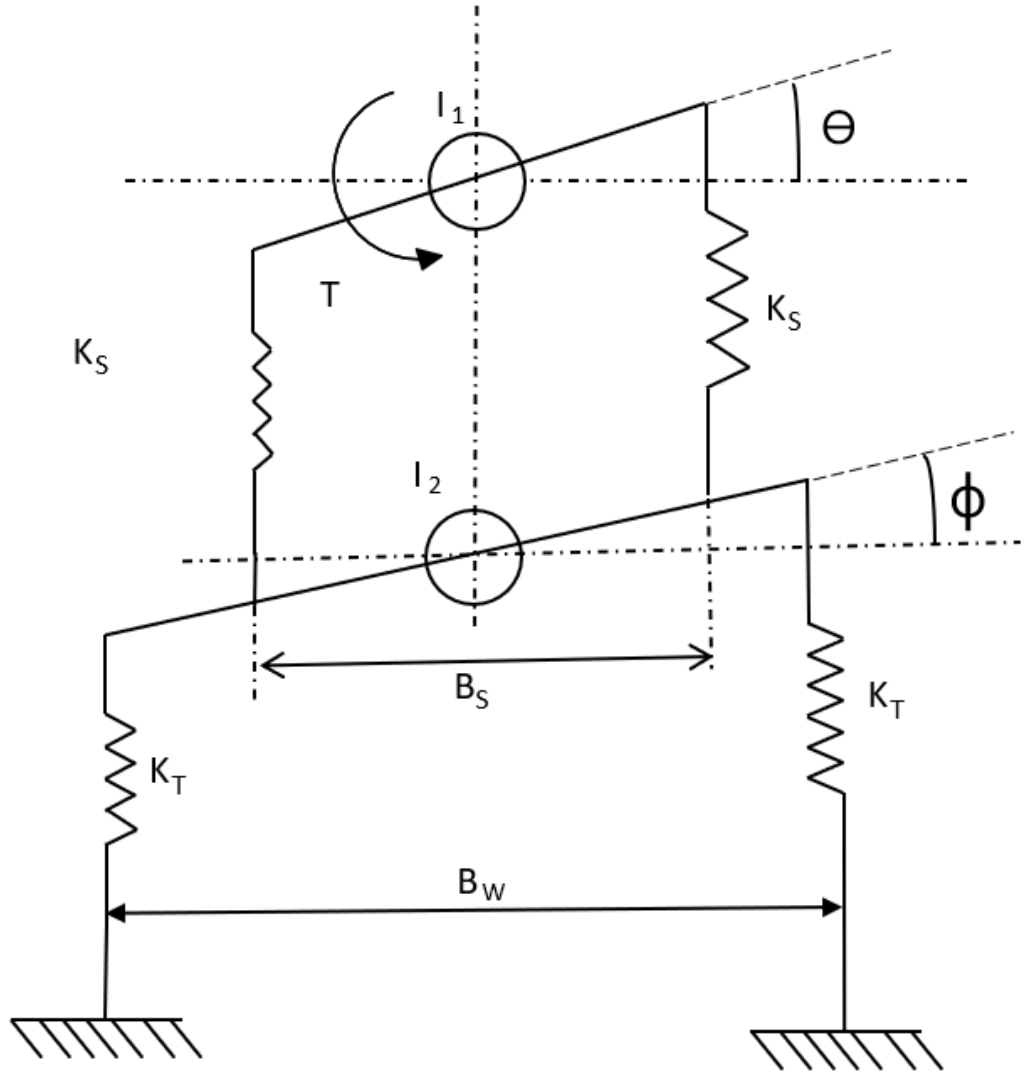
Şekil 5.1 Simetrik bir yüklemeye sahip taşıtın eş değer yay modeli (Beerman, 1980)

5.3 Asimetrik Yük Durumundaki Taşıt İçin Eş Değer Yay Modeli

Lastik tekerleklerin asimetrik olarak yüklendiği yük durumunda taşıt şasisi, eş değer yay modeli yardımıyla modellenenebilir. Model sayesinde, taşıtın karmaşık olan yapısı kütle-yay modeline indirgenerek sadeleştirilir. Taşıtın sadece bir tekerleğinin çukura veya tümseğe çıkması durumunda oluşan asimetrik yüklemenin eş değer yay modeli Şekil 5.2’de görüldüğü gibidir. Bir parçanın herhangi bir eksen etrafında dönmesine karşı gösterdiği dirence kütle atalet momenti denir. Şasi burulma direngenliğinin hesaplanabilmesi için şasi ve süspansiyon elemanlarının kütle atalet momentleri denklem 5.1 ve denklem 5.2 kullanılarak hesaplanır.

$$I_1 = \frac{M_1 B_s^2}{12} \quad 5.1$$

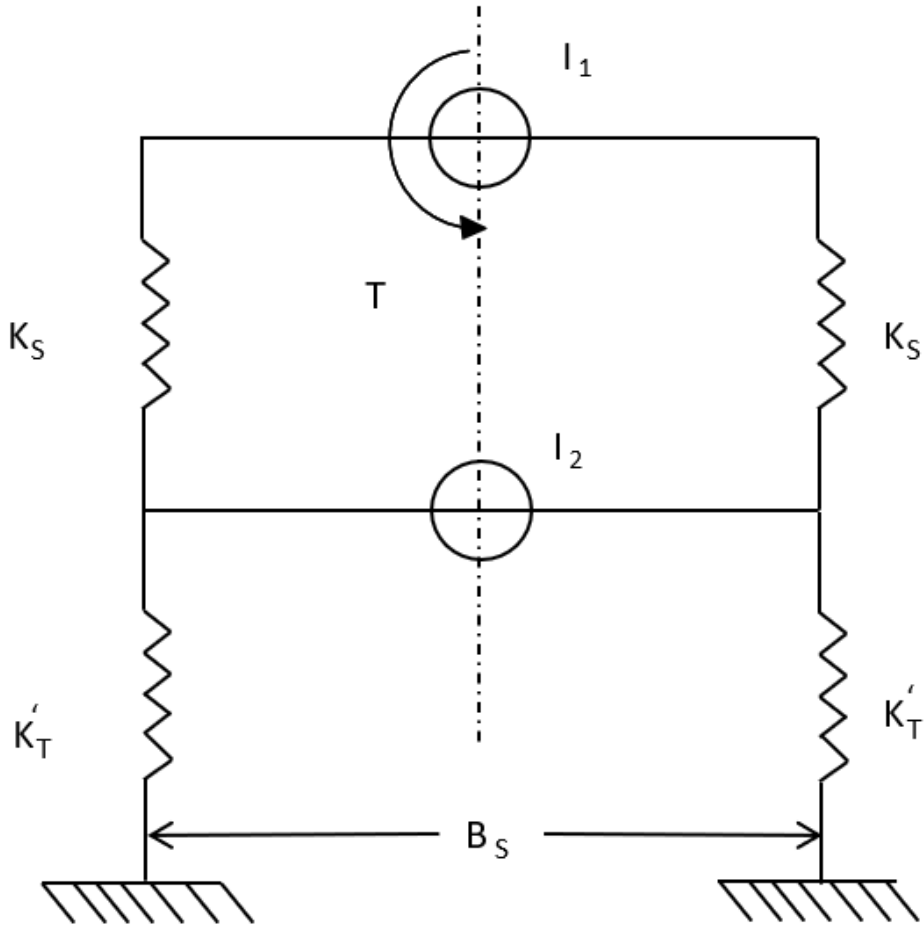
$$I_2 = \frac{M_2 B_w^2}{12} \quad 5.2$$



Şekil 5.2 Bir tekerlekte oluşan asimetrik yüklemenin eş değer yay modeli (Beerman, 1980)

Şekil 5.2’de belirtilen yay modelindeki lastik tekerlekler ve süspansiyon sistemi yay sabitleri arasındaki aksenal fark basitleştirilerek Şekil 5.3’de belirtilen yapıya denklem 5.3 yardımıyla indirgenebilir.

$$K'_T = K_T \frac{B_W^2}{B_S^2} \quad 5.3$$



Şekil 5.3 İndirgenmiş eş değer yay modeli (Beerman, 1980)

Bu durumda sistemde bulunan tekerleklerin ve süspansiyon sistemlerinin burulma katılıkları denklem 5.4 ve denklem 5.5 kullanılarak bulunabilir. Sistem tek bir yay modelinden oluşuyor olarak kabul edilebilir. Bu durumda denklem 5.4 ve denklem 5.5 birleştirilerek sistemin eş değer burulma katılığı denklem 5.6 kullanılarak hesaplanabilir.

$$K_{\theta S} = \frac{K_S B_S^2}{2} \quad 5.4$$

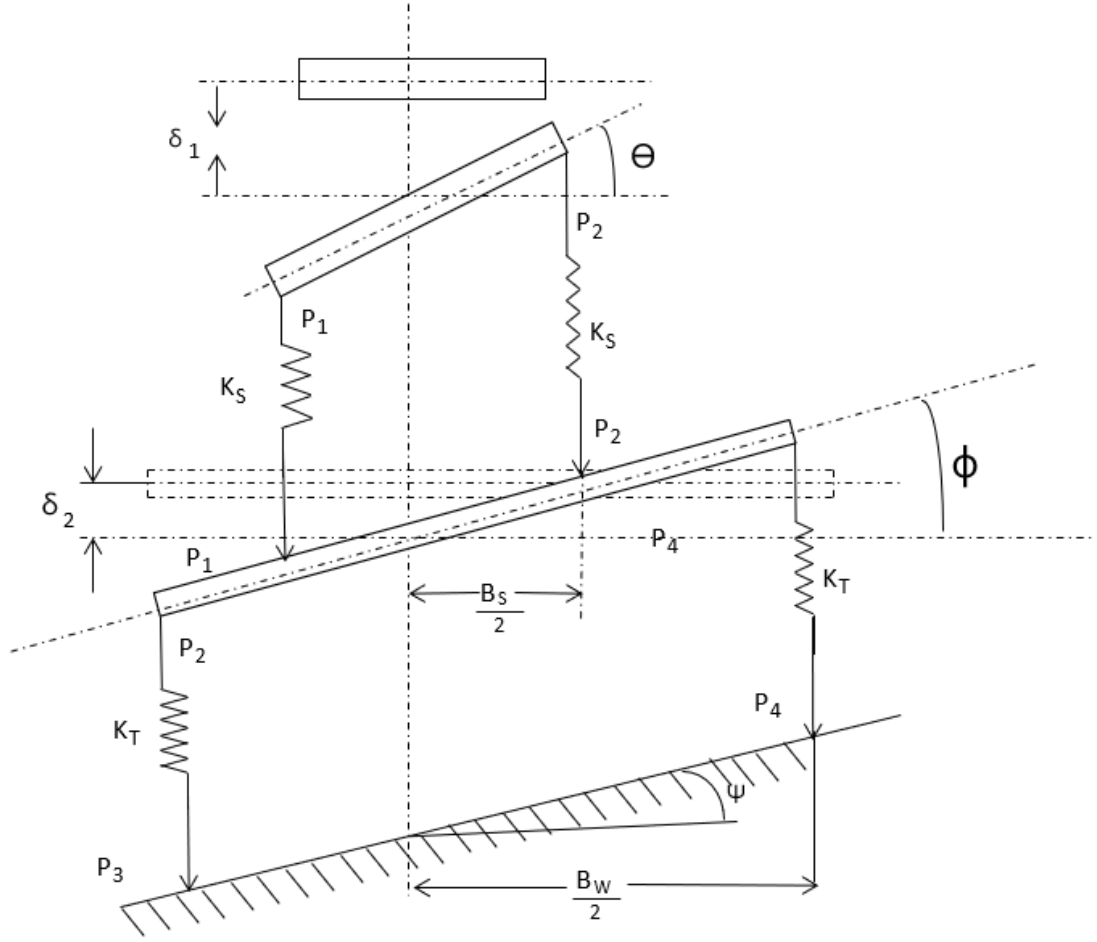
$$K_{\theta T} = \frac{K_T' B_S^2}{2} = \frac{K_T B_W^2}{2} \quad 5.5$$

$$K_{\theta} = \frac{K_{\theta S} K_{\theta T}}{K_{\theta S} + K_{\theta T}} \quad 5.6$$

Bu durumda sistemin burulma momenti denklem 5.7’de belirtildiği gibi hesaplanabilir. Bu hesap yöntemi taşıtın sadece tek bir tekerleğinin çukura veya tümseğe girmesi durumunda oluşacak olan momenti hesaplamak için geçerlidir.

$$T = K_{\theta} \theta \quad 5.7$$

Taşıtın aynı aksta bulunan bir tekerleğinin çukura, diğer tekerleğinin tümseğe çıkması durumunda ise taşıt modeli Şekil 5.4’de belirtildiği gibi modellenebilir.



Şekil 5.4 Asimetrik yükleme sahip bir taşıtın eş değer yay modeli (Beerman, 1980)

Sistemin burulma momentinin hesaplanabilmesi için süspansiyon sisteminin ve lastik tekerleklerin oluşturmuş olduğu burulma momentleri ayrı ayrı hesaplanmalıdır. Taşıtın süspansiyon sisteminde oluşan kuvvetler denklem 5.8 ve denklem 5.9 kullanılarak bulunur.

$$P_1 = K_S \left(\delta_1 + \frac{B_S}{2} \theta - \left(\delta_2 + \frac{B_S}{2} \phi \right) \right) \quad 5.8$$

$$P_2 = K_S \left(\delta_1 - \frac{B_S}{2} \theta - \left(\delta_2 - \frac{B_S}{2} \phi \right) \right) \quad 5.9$$

Süspansiyon sisteminde oluşan kuvvetlerin bileşkesi ise denklem 5.10 kullanılarak hesaplanabilir.

$$W_S = P_1 + P_2 = 2K_S(\delta_1 - \delta_2) \quad 5.10$$

Süspansiyon sistemindeki asimetrik kuvvetler taşıt orta ekseninden bir moment oluştururlar. Bu moment denklem 5.11 yardımıyla hesaplanabilir.

$$T = (P_1 - P_2) \frac{B_S}{2} \quad 5.11$$

Taşıtın asimetrik tekerlek yükleri ile yüklenmesi durumunda taşıt şasisi, lastik tekerlekler ve taşıtın süspansiyon sistemi taşıt boyuna eksenini etrafında bir dönme hareketi yapar. Bu dönme hareketi sırasında bu yapı elemanlarının taşıt yatay eksenini ile yaptığı açılar sırasıyla X,Y,Z olarak sembolize edilir. Hem sistemde bulunan yapı elemanlarının sahip olduğu bu açı değerleri hem de taşıtın süspansiyon sisteminde oluşan kuvvetler moment denklemine dahil edilirse denklem 5.12’de belirtilen formülasyon yapısı oluşturulur. Bu sayede süspansiyon sisteminde oluşan kuvvetlerin oluşturmuş olduğu burulma momenti hesaplanmış olur.

$$T = (\theta - \varphi) \frac{K_S B_S^2}{2} = K_{\theta S}(\theta - \varphi) \quad 5.12$$

Lastik tekerleklerden dolayı oluşmuş olan kuvvetler ise yine benzer bir hesap yöntemiyle denklem 5.13 ve denklem 5.14’ de belirtildiği gibi hesaplanabilir. Tekerleklerden gelen yüklerin toplamı ise denklem 5.15 yardımıyla hesaplanır.

$$P_3 = K_T \left(\delta_2 - \frac{B_W}{2} \varphi - \gamma B_W \right) \quad 5.13$$

$$P_4 = K_T \left(\delta_2 - \frac{B_W}{2} \varphi \right) \quad 5.14$$

$$W_D = P_3 + P_4 = 2K_T \left(\delta_2 - \frac{B_W}{2} \gamma \right) \quad 5.15$$

Lastik tekerleklerin sahip asimetrik kuvvetler taşıt orta ekseninden bir moment oluşturur. Bu moment denklem 5.16 yardımıyla hesaplanabilir.

$$T = (P_3 - P_4) \frac{B_W}{2} \quad 5.16$$

Taşıt tekerleklerinin sahip olduğu bu moment formülasyonuna tekerleklerde oluşan kuvveti elde etmemizi sağlayan bağıntılar entegre edilirse denklem 5.17’de belirtilen formülasyon ortaya çıkar.

$$T = \frac{K_T B_W^2}{2} (\varphi - \gamma) = K_{\theta T} (\varphi - \gamma) \quad 5.17$$

Oluşturulan formülasyon yapılarında süspansiyon sisteminin oluşturmuş olduğu kuvvet değerlerinin yaklaşık olarak tekerleklerde ortaya çıkan kuvvet değerine eşit olduğu söylenebilir. Bu durumda denklem 5.18’de belirtilen formülasyon yapısı ortaya çıkar. Denklem 5.18’de belirtilen formülasyon yapısı kullanılarak denklem 5.19 ve denklem 5.20’de belirtilmiş olan formülasyonlar oluşturulabilir. Bu sayede sisteme ait tek bir burulma katılığı değeri elde edilmiş olur.

$$W_D = W_S = W = 2K_S(\delta_1\delta_2) = 2K_T\left(\delta_2 - \frac{B_W}{2}\varphi\right) \quad 5.18$$

$$\frac{W}{2K_S} + \frac{W}{2K_T} = \left(\delta_1 - \frac{B_W}{W}\varphi\right) \quad 5.19$$

$$K = \frac{2K_SK_T}{K_S + K_T} \quad 5.20$$

Bu aşamadan sonra sistemin tek bir burulma katılığı değeri olduğu için ağırlık ile burulma katılığı değeri denklem 4.21’de belirtildiği gibi formulize edilebilir.

$$W = K\left(\delta_1 - \frac{B_W}{2}\varphi\right) \quad 5.21$$

Süspansiyon bölgesinde ve şasi ekseninde oluşan momentleri eşit kabul edersek denklem 4.22 elde edilir.

$$\frac{T}{\frac{K_SB_S^2}{2}} + \frac{T}{\frac{K_TB_W^2}{2}} = (\theta - \varphi) \quad 5.22$$

Son olarak tüm parametrelerin denklem takımlarında yerine yazılmasıyla denklem 5.23 elde edilir. Bu denklem takımı sadeleştirilerek denklem 5.24 elde edilir. Bu denklem kullanılarak asimetrik yükleme koşullarına bir taşıt şasisinin burulma momenti hesaplanabilir.

$$K_{\theta} = \frac{\left(\frac{K_S B_S^2}{2}\right) \left(\frac{K_T B_W^2}{2}\right)}{\left(\frac{K_S B_S^2}{2}\right) + \left(\frac{K_T B_W^2}{2}\right)} \quad 5.23$$

$$T = K_{\theta}(\theta - \varphi) \quad 5.24$$

Özetle bir taşıtta süspansiyon sistemini katılık değeri ne kadar yüksekse şasinin burulma katılığı o oranda artacaktır. Ek olarak taşıtın lastik tekerlek yay kat sayısı artması tekerleklerde oluşacak olan kuvveti azaltacağı için taşıtın burulma katılığının artmasını sağlayacaktır. Son olarak taşıtın iz genişliğinin veya süspansiyon sisteminin merkezleri arasındaki mesafelerin artması kuvvetlerin taşıt orta ekseninden uzaklaşmasına bu nedenle de taşıta daha büyük bir burulma momenti etkimesine neden olacaktır. Taşıta ait burulma momenti belirtilen bu metodoloji ile hesaplanabilmektedir. Ancak bu çalışma kapsamında belirlenen parametrelerin taşıtın burulma davranışına etkisi sayısal olarak inceleneceğinden dolayı basitleştirilmiş bir sonlu elemanlar modeli oluşturularak parametrelerin etkisi gözlemlenmiştir.

BÖLÜM ALTI

TAŞIT ŞASİSİ GENEL ÖZELLİKLERİ VE SONLU ELEMANLAR MODELİ

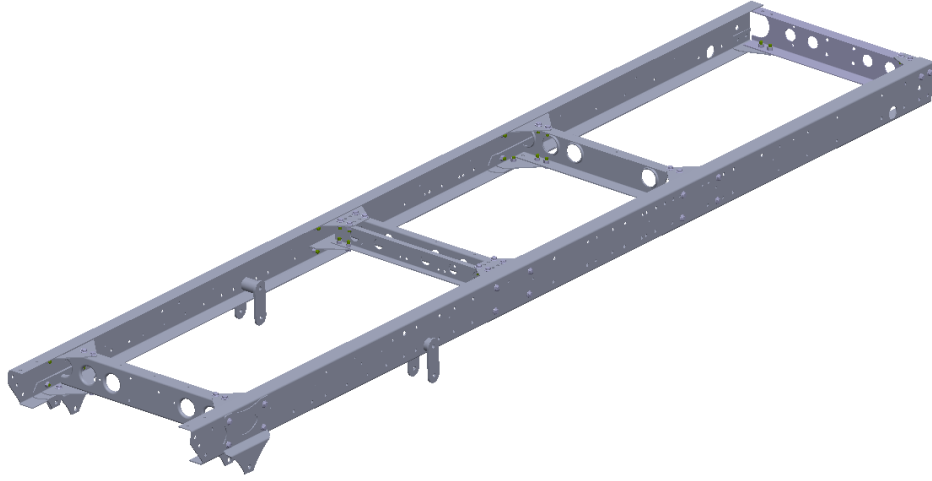
Bu bölümde taşıt şasisinin ön tekerleklerinin asimetrik kuvvetlere sahip olduğu durumdaki burulma davranışı incelenmiştir. Bu kapsamda öncelikle doğru travers konumunun bulunabilmesi için şasi alt modeli oluşturulmuş ve bu alt model yardımıyla traverslerin en iyi burulma direngenliğini sağladığı durum deney tasarımı ve yanıt yüzeyi yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Ardından travers geometrisi ve bağlantı tipi değişiminin burulma direngenliğine etkisi sayısal incelenmiştir. Son olarak diğer yapı elemanlarının şasiye entegrasyonunu sağlayan parçaların burulma direngenliğine etkisi incelenmiştir.

6.1 Şasi Katı Modeli

Toplamda 5 ton yük taşıma kapasitesine olan taşıt şasisi iki adet C kesite sahip boyuna taşıyıcıdan ve bu iki boyuna taşıyıcıyı birbirlerine bağlayan 5 adet C kesitli traverssten oluşur. Traversler boyuna taşıyıcılara köşebent braketleri yardımıyla bağlanmış olup bağlantılar cıvatalar ile sağlanmaktadır. Taşıtta toplamda 2 çeşit travers bağlantısı bulunmaktadır. İlk traversler süspansiyon sistemi bölgesinde bulunan traversleri boyuna taşıyıcılara bağlarken diğeri orta bölgede bulunan traversleri boyuna taşıyıcılara bağlamakla görevlidir. Taşıtın ön arka süspansiyon siteminde yaprak yaylar kullanılmakta ve bu yaylar şasiye braketler yardımıyla bağlanmaktadır. Taşıt şasisi tekerleklerden gelen yüksek kuvvetler altında hasara uğramaması amacıyla S-355 çelik malzeme kullanılarak imal edilmiştir. Mevcut durumda şasi ağırlığı 496,81 kg'dır. Malzemeye ait mekanik özellikler Tablo 6.1'de belirtilmiştir. Taşıt şasisinin katı modeli Şekil 6.1'de görüldüğü gibidir.

Tablo 6.1 Malzeme özellikleri

Elastisite Modülü (GPa)	Yoğunluk (g/cm ³)	Akma Gerilmesi (MPa)	Kopma Gerilmesi (MPa)
190	7.8	355	520

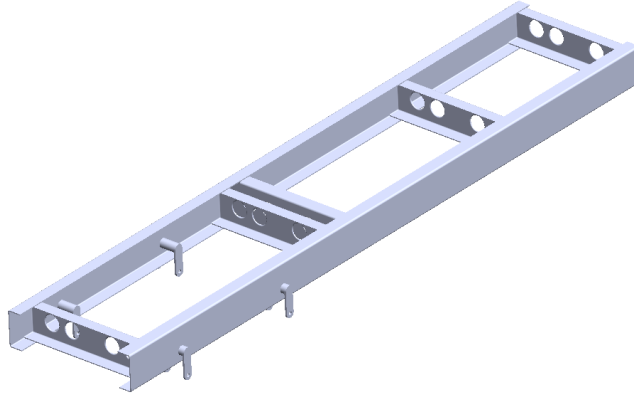


Şekil 6.1 Taşıt şasisinin genel görüntüsü

6.2 Taşıtın Burulma Analizleri

6.2.1 Travers Konumunun Optimizasyonu

Şasi burulma direngenliğini optimizasyonu süreçlerinde en kritik adımlardan birisi şasi üzerinde yük dağılımı sağlayan parçaların konumlarıdır. Parçaların doğru konumda şasiye entegrasyonunun sağlanması şasinin mekanik davranışlarını önemli ölçüde iyileştirir. Bu nedenle şasi üzerinde bulunan traverslerin optimal konumlarını belirlemek amacıyla bir şasi alt modeli oluşturulmuştur. Bu şasi alt modeli sayesinde travers konumundaki değişikliklerin şasi burulma direngenliğe olan etkisi incelenmiştir. Bunun için öncelikle Şekil 6.2’de belirtilen alt model oluşturulmuştur.



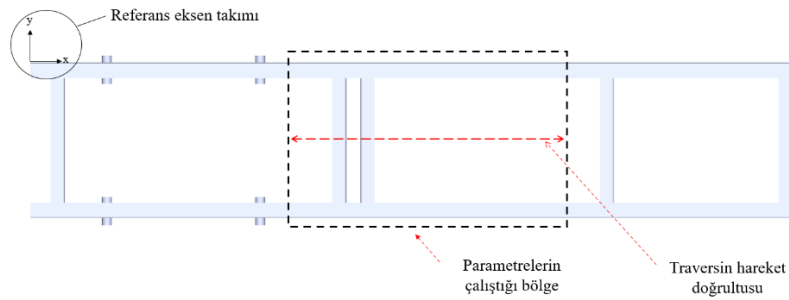
Şekil 6.2 Taşıtın basitleştirilmiş alt modelinin genel görüntüsü

Ardından taşıtın ön iki tekerleğinde asimetrik kuvvetler oluştuğu varsayılmış ve alt modelin sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Alt modelin sonlu elemanlar analizinde ele alınan model arka süspansiyon bölgesinden sabitlenmiş ve taşıtın ön tarafında sağda ve solda eşit sayıda bulunan yay bağlantı braketlerinden asimetrik kuvvetler uygulanmıştır. Oluşturulan alt model toplamda 72000 adet düğüm noktasından ve 34571 adet meshden oluşmaktadır. Yapının sonlu elemanlar ve mesh modeli Şekil 6.3'te görüldüğü gibidir.



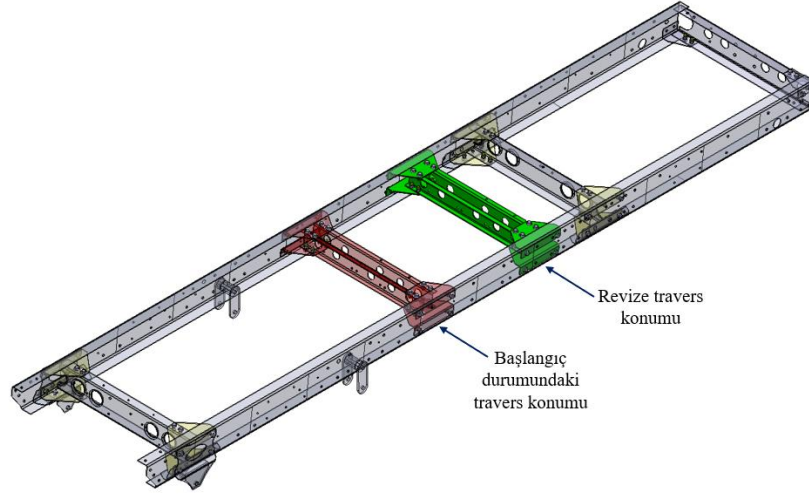
Şekil 6.3 Taşıt alt modelinin mesh yapısı

Bu sınır şartları altında travers konumu bir parametre olarak belirlenmiş ve traversin x eksenini boyunca + 1100-1800 mm hareket sınırları içerisinde deney tasarımı yaklaşımı ile analizleri çalıştırılmıştır. Parametrenin çalıştığı bölge, analizlerden elde edilen sonuçlar ve yanıt yüzeyleri Şekil 6.4 ve Şekil 6.5'te görüldüğü gibidir. Travers konumunun taşıtın arka tarafına doğru kaydırılmasıyla birlikte burulma direngenliğinin %10 oranında iyileştiği görülmüştür.



Şekil 6.4 Parametrenin çalıştığı bölge

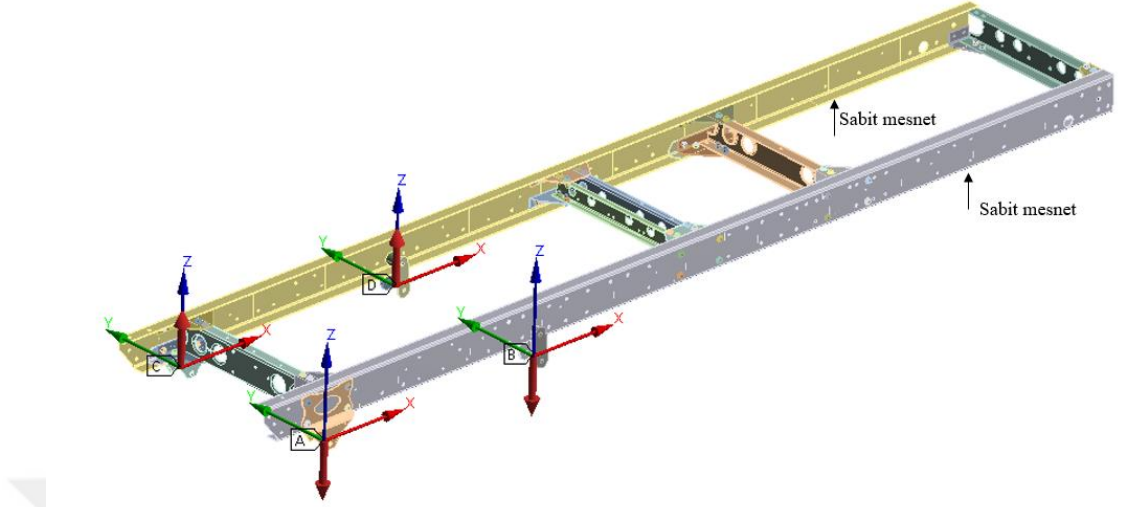
Yanıt yüzeyi yönteminden elde edilen sonuçlar yardımıyla Şekil 6.5'te belirtilen şasi tasarımı oluşturulmuştur.



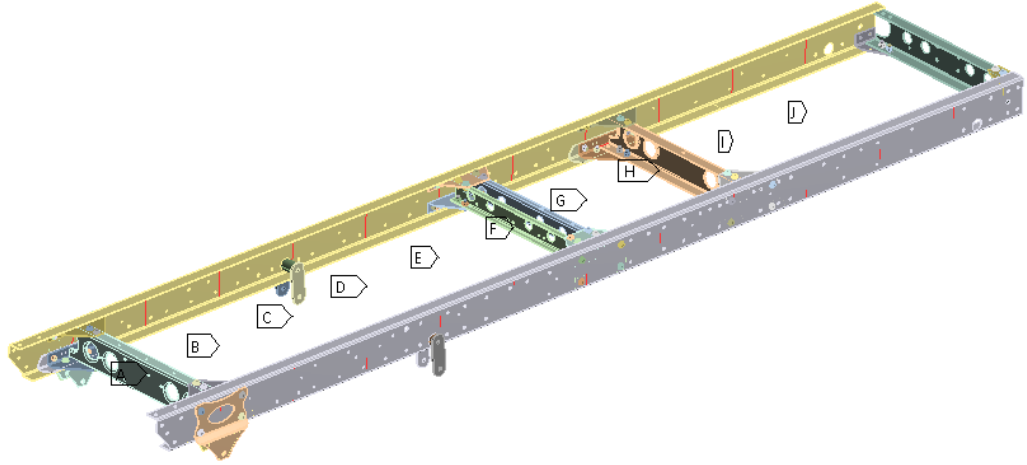
Şekil 6.5 Şasi tasarım sürecinde travers konumun değişimi

6.3 Şasi SE modeli

Travers konumunun etkisi parametrik olarak incelendikten sonra şasinin sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Şasi sonlu elemanlar modeli oluşturulurken taşıtın ön iki tekerleklerinin bir tanesinin bir çukura diğerinin ise bir tümseğe çıktığı durum sınır şartı olarak belirlenmiştir. Şasiye bu durumda etki eden kuvvetler şasi üzerinde bulunan 4 adet yay bağlantı noktasından etki etmektedir. Taşıtın bu yükleme koşulunda arka aksının düz olarak durduğu kabul edilmiş ve şasi arka süspansiyon sisteminin ortasından sabitlenmiştir. Şasi üzerinde bulunan bazı bölgelerin burulma açılarının hesaplanabilmesi için şasi üzerinde toplam 12 nokta oluşturulmuştur. Analiz sonuçlarında bu noktaların burulma açıları belirlenmiştir. Oluşturulan model toplamda 375.579 adet düğüm noktasından ve 181.373 adet meshden oluşmaktadır. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli ve burulma açılarının hesaplandığı noktalara ait görseller Şekil 6.6 ve Şekil 6.7'de görüldüğü gibidir.



Şekil 6.6 Şasi SE modeli

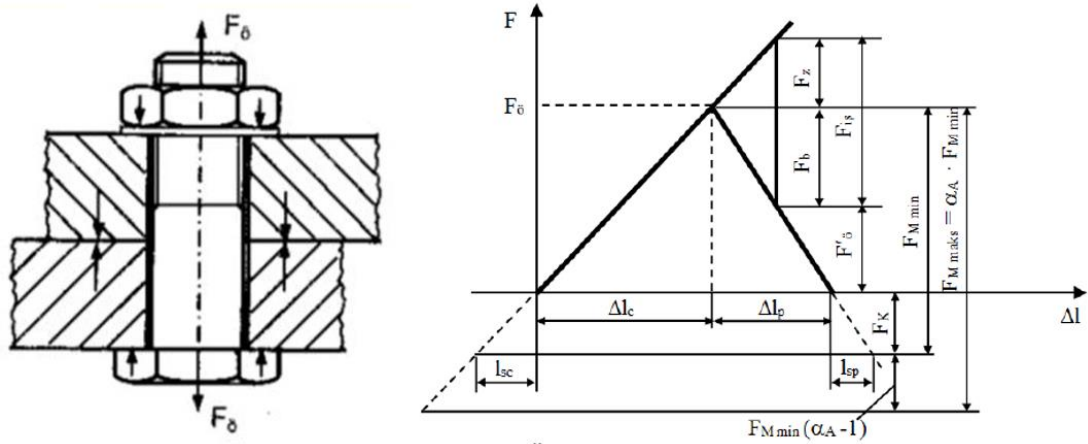


Şekil 6.7 Burulma açısı ölçümü için belirlenen noktalar

Analiz modelinden doğru sonuçlar alabilmek adına cıvatalar ön yükleme değerleri ile birlikte SE modeline eklenmiştir. Cıvata ön yükleme değeri cıvatanın çapı, kalitesi ve kullanım yerine göre belirlenir. Bu yüklemenin amacı cıvata dan tam verimle faydalanmaktır. Pratikte cıvata ön yükleme değeri cıvata üzerinde cıvata çapının 0.8 katı gerilme oluşturulacak şekilde seçilir. Bu gerilme cıvataların parçaya montajı sırasında cıvata yı çekmeye zorlayan F kuvveti nedeniyle oluşur. Çekme kuvveti

altında cıvatanın şekil değiştirmesi uzama şeklinde olurken bağlantı parçaları ise kısılmaya çalışır. Bu durumda meydana gelen şekil değişimleri elastik bölgede çalışıldığı kabul edilerek Hooke Yasası'na göre hesaplanabilir.

Köşebentler ve traversler arasındaki bağlantı cıvatalar ile sağlandığından dolayı analizde bu kısımlardaki sınır şartları doğru modellenmelidir. Traversler ile köşebent arasındaki yüzeyler sürtünmeli yüzey olarak tanımlanmalıdır. Cıvatanın alt yüzeyi ile köşebentin üst yüzeyi arasındaki ilişki ise program arayüzünde bulunan bonded bağlantı olarak modellenebilir. Eğer cıvata ile ilgili detay bir tasarım süreci iletilecekse bu yüzeyin de sürtünmeli yüzey olarak modellenmesi gerekebilir. Somun ile cıvata ve somun üst yüzeyi ile travers alt yüzeyi arasındaki etkileşimlerde yine bonded bağlantı ile modellenebilir. Genel olarak cıvatalı bağlantı detaylarını içeren görsel Şekil 6.8'de görüldüğü gibidir.



Şekil 6.8 Cıvata bağlantı detayları

Şekil 6.8'de belirtilen F_0 kuvveti cıvata sıkıldığında cıvata boyunca uygulanan ön gerilme kuvvetini (preload) temsil eder. Şekildeki bağlantı ise cıvatanın iki uç noktası (somun ve baş kısmı) ile sıkılarak birleştirilmiş durumdadır. Grafikte ise ön gerilme kuvveti grafik üzerinde yük ekseninde yatay bir çizgi olarak gösterilmiştir. Deformasyon (Δl) ise cıvata ve bağlantı elemanlarının deformasyonunu ifade eder. Δl_p , cıvatanın deformasyonu, Δl_c ise bağlantı elemanlarının deformasyonudur. Dış yük (F_Z) ise bağlantıya dışarıdan gelen ek kuvvet. Bu kuvvet, ön gerilme kuvvetine ek olarak cıvata ve bağlantı elemanları arasında paylaşılır. F_{min} ve F_{max} olarak belirtilen değerler

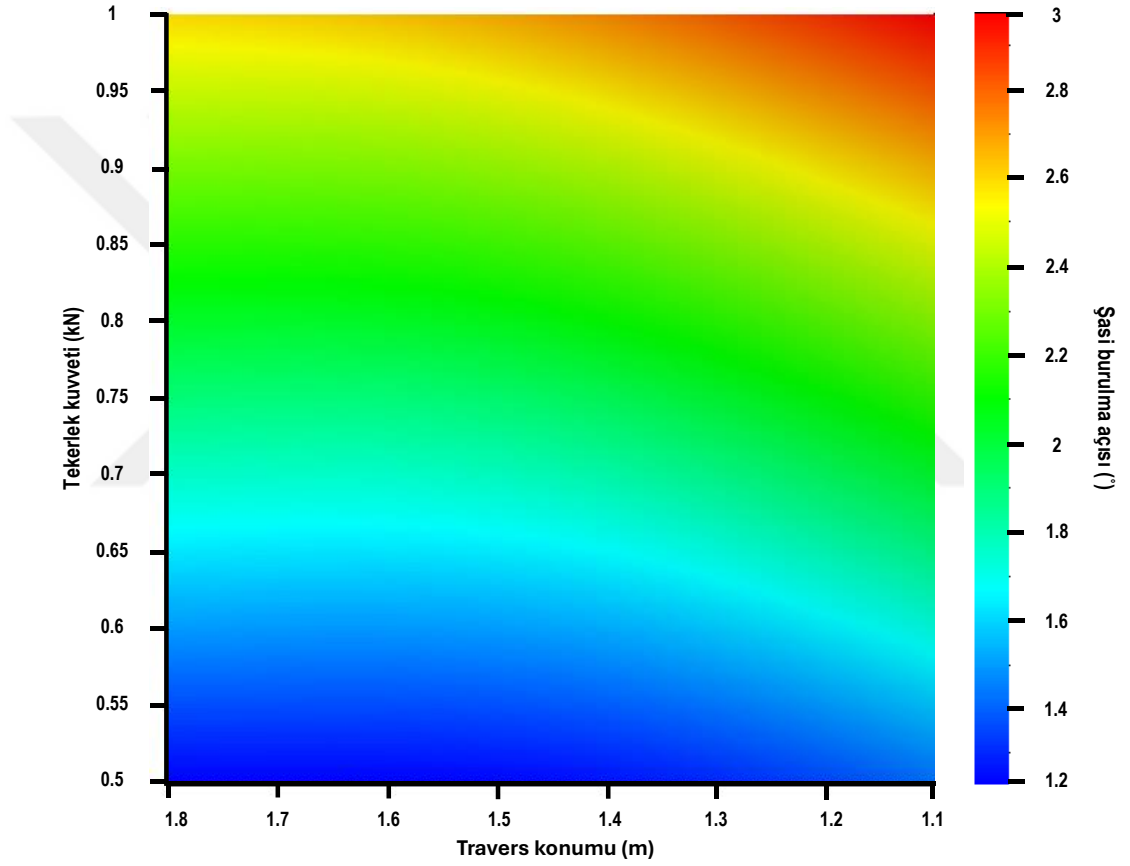
bağlantı oluşan minimum ve maksimum kuvvetlerdir. Bağlantıya dış yük uygulandığında bu kuvvetler değişir. I_{se} ve I_{sp} değerleri de bağlantı elemanlarının ve cıvatanın elastikiyetini temsil eden parametrelerdir. Cıvatanın sertliği ve bağlantı elemanlarının sertliği bu elastikiyet katsayıları ile ifade edilir. FM_{min} ve FM_{max} değerleri ise dış yük altında, cıvatanın aldığı minimum ve maksimum kuvvet değerlerini gösterir. Bu grafik sayesinde, dış yük uygulandığında cıvata ve bağlantı elemanlarının nasıl birlikte çalıştığını ve yükün nasıl dağıldığını yorumlanabilir. Cıvata ön gerilmeye sahip olduğunda, cıvata ve bağlantı elemanları dış yükü paylaşır. Bu paylaşım oranı, bağlantı elemanlarının ve cıvatanın sertliklerine bağlıdır.



BÖLÜM YEDİ

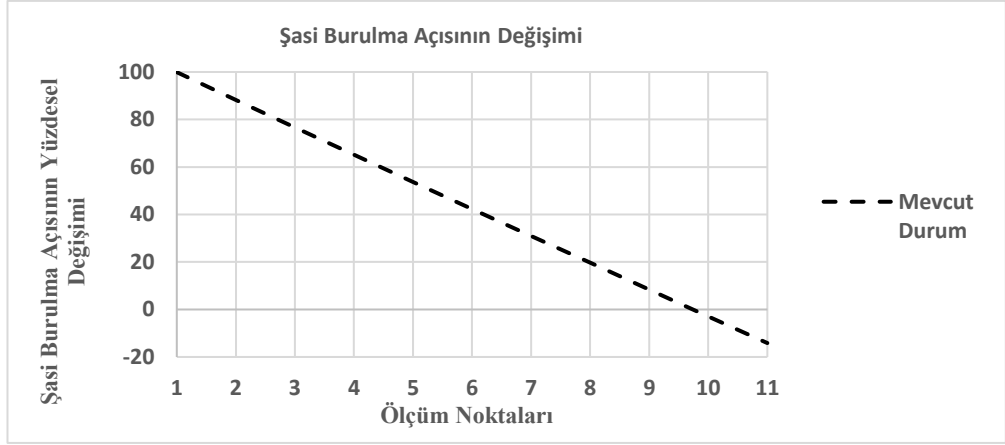
SONLU ELEMENLAR ANALİZLERİ SONUÇLARI

Çalışmanın bu bölümünde kurulan sonlu elemanlar modelinden elde edilen sonuçlar incelenmiştir. İlk olarak Şekil 6.4’de belirtilen model ve parametreler kullanılarak oluşturulmuş yanıt yüzeyi Şekil 7.1’de gösterilmiştir. Başlangıç tasarımına ait olan şasi tasarımının belirlenen noktalarındaki burulma açılarının değişimi Şekil 7.2’de görüldüğü gibidir.



Şekil 7.1 Analizlerden elde edilen yanıt yüzey

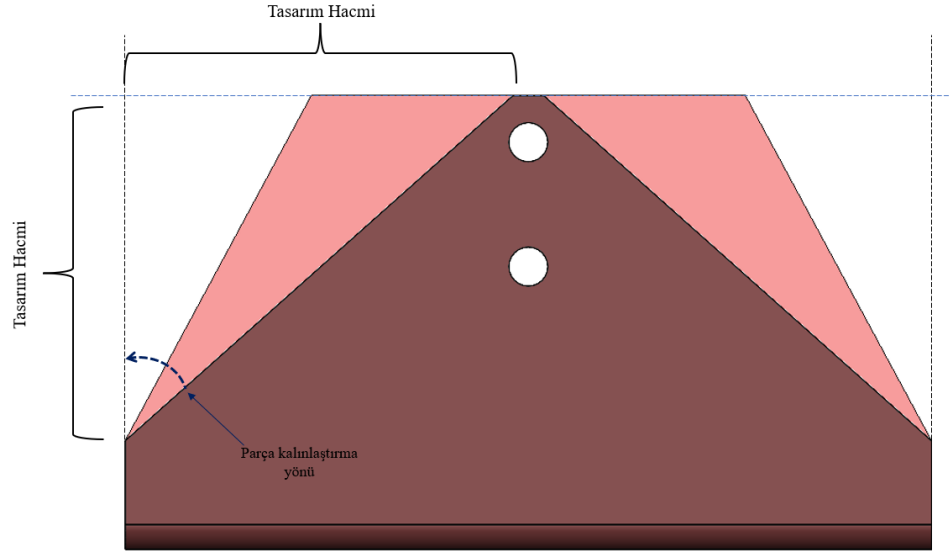
Ardından farklı tasarım ve konum optimizasyonları yapılarak şasi burulma açısı değerleri optimize edilmeye çalışılmıştır.



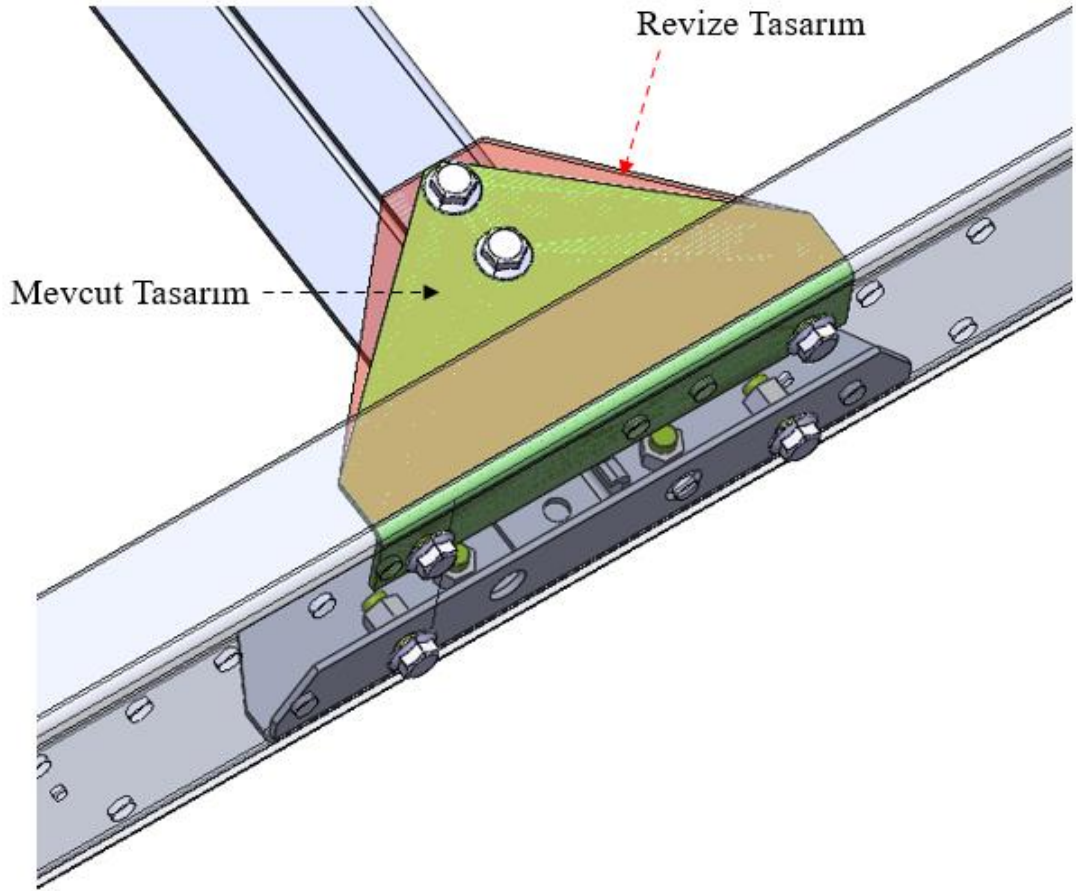
Şekil 7.2 Belirlenen noktalardaki burulma açılarının yüzdesel değişimi

7.1 Köşebent Bağlantılarının Burulma Direngenliğine Etkisi

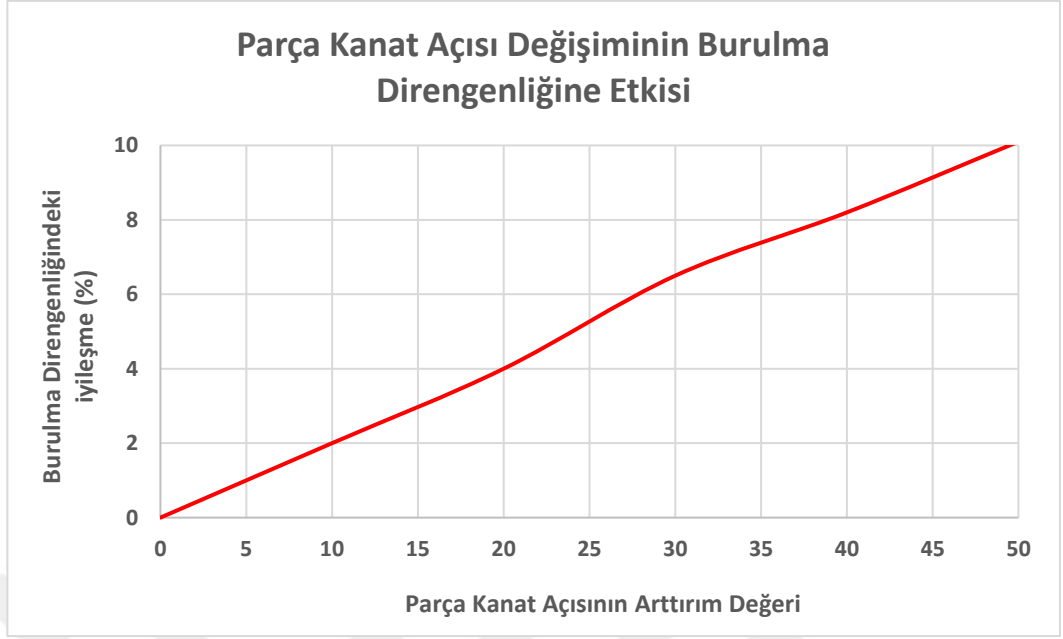
Köşebent bağlantıları taşıtın burulma davranışı sırasında traverslerin burulma davranışını kısıtladığı için taşıtın burulma direngenliğinin artırılmasında önemli rol oynar. Bu nedenle taşıtta traversleri boyuna taşıyıcılara bağlayan iki tip travers geometrisinin de kanat açısındaki değişimin burulma davranışına olan etkisi incelenmiştir. İlk olarak süspansiyon bağlantısı bölgesinde bulunan traverslerin kanat açılarındaki değişimin burulma direngenliğine etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda ilk olarak kanat açısı değeri parametre olarak belirlenmiştir. Parametre olan kanat açısı değeri Şekil 7.3’de belirtilmiştir. Kanat açısı değeri arttırılarak analizler tekrar edilmiştir. Bu sayede kanat açısı değişiminin şasi burulma rijitliği üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Kanat açısı revize edilerek oluşturulan tasarım ve kanat açısı değerinin burulma rijitliğine olan etkisi Şekil 7.4 ve Şekil 7.5’de görüldüğü gibidir. Yapılan analizlerin sonucunda kanat açısında yapılan 10°’lik bir açı arttırımının burulma rijitliğini %2 oranında iyileştirdiği görülmüştür. 10°’lik bir açı arttırımının kütle üzerindeki etkisi %0,4’dür. Bu sonuçlardan yola çıkarak doğru geometri kullanımı ile birlikte şasi kütlesini çok az arttırarak burulma rijitliğini azaltmak mümkündür.



Şekil 7.3 Parametre olarak belirlenen kanat açısı değeri

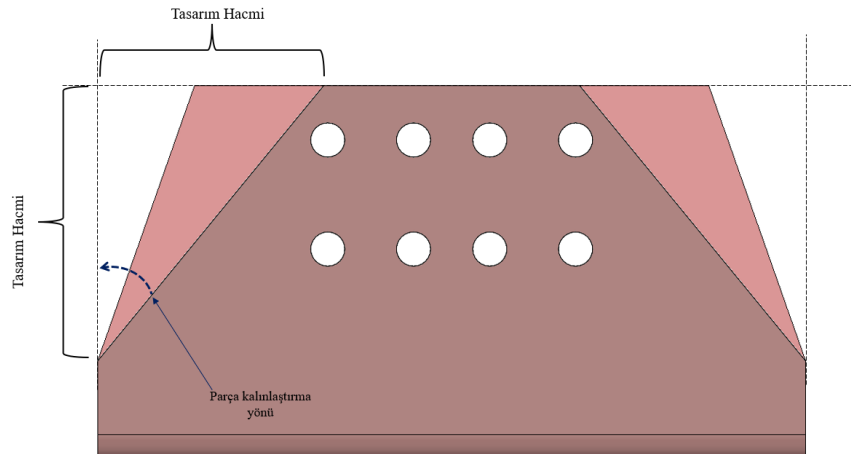


Şekil 7.4 Kanat açısı revize edilerek oluşturulan tasarım



Şekil 7.5 Kanat açısı değerinin burulma rijitliğine olan etkisi

Ardından orta traversi boyuna taşıyıcılara bağlayan köşebent geometrilerindeki kanat açısı değişiminin şasi burulma rijitliğine etkisi incelenmiştir. Yine süspansiyon bölgelerinde bulunan köşebent bağlantılarında olduğu gibi ilk olarak kanat açısı değeri parametre olarak belirlenmiştir. Parametre olarak belirlenen kanat açısı değeri Şekil 7.6’da belirtilmiştir. Kanat açısı değeri arttırılarak analizler tekrar edilmiştir. Böylece kanat açısı değişiminin şasi burulma rijitliği üzerindeki etkisi belirlenmiştir.

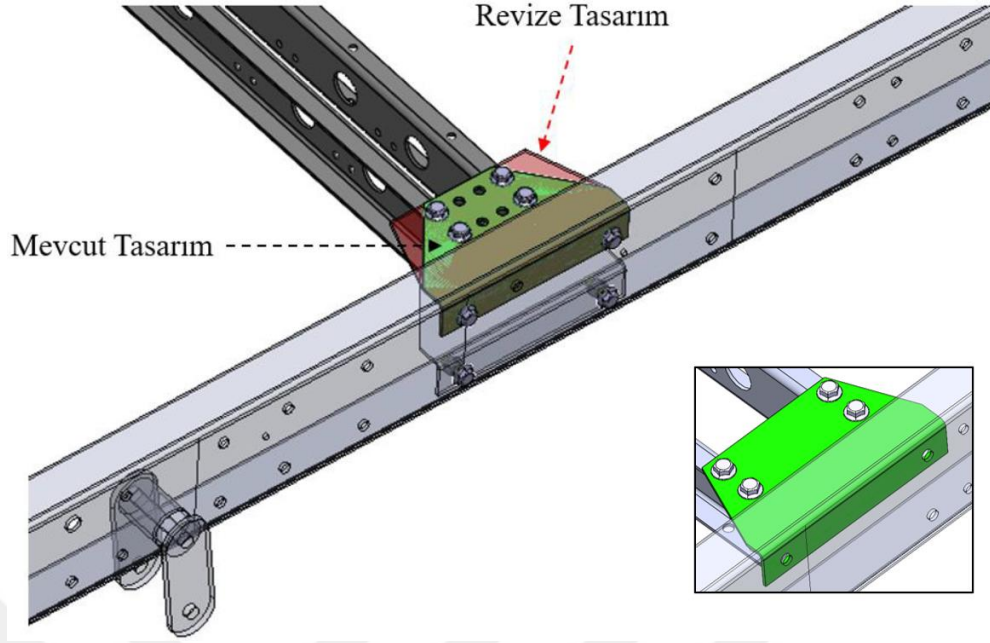


Şekil 7.6 Parametre olarak belirlenmiş kanat açısı değeri ve tasarım hacmi



Şekil 7.7 Parça kanat açısı değişiminin burulma direngenliğine etkisi

Böylece taşıt şasisinde kullanılan travers bağlantı geometrilerinin kanat açılarındaki değişimlerin burulma davranışına etkisi incelenmiştir. Bu durumda orta traversleri boyuna taşıyıcılara bağlayan geometrilerde yaklaşık 10° 'lik bir açı arttırımının burulma rijitliğini yaklaşık %2,5 oranında iyileştirdiği görülmüştür. Yaklaşık 10° 'lik bir açı arttırımının kütle üzerindeki etkisi %0,16'dır. Analiz sonuçlarından elde edilen verilerle travers bağlantı elemanları ciddi bir kütle artışına neden olmayacak bir tasarıma revize edilmiş ve bu sayede şasi burulma rijitliği de arttırılmıştır. Revize tasarım sadece parametrenin etkisinin incelenmesi amacıyla oluşturulmuş olup uygulamada genellikle Şekil 7.8'in sağ altında gösterilen tasarımlar kullanılmaktadır. Bu tarz değişimlerde braket açısı değiştikçe travers konumlarının da değişmesi gerekmektedir.

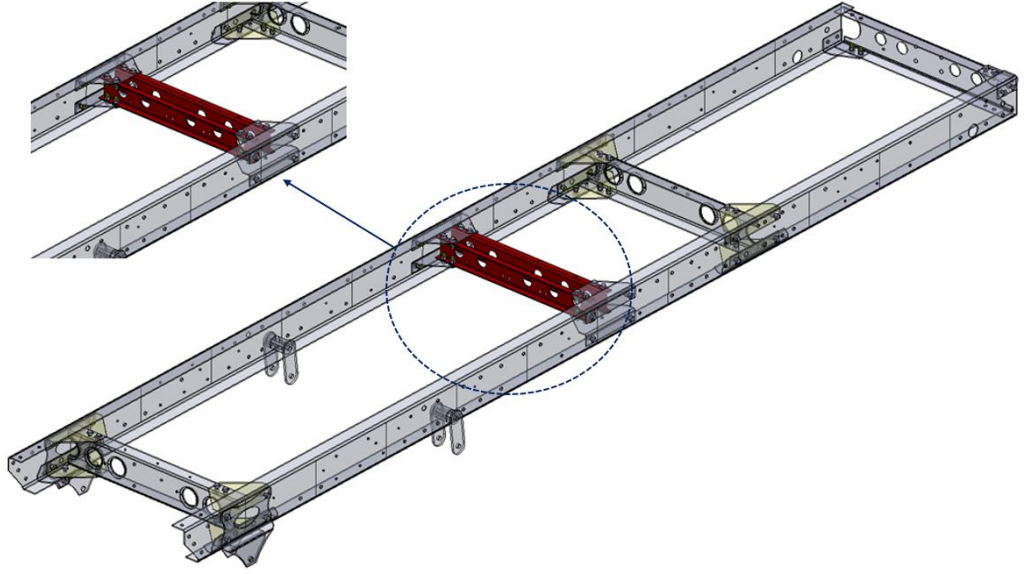


Şekil 7.8 Revize ve mevcut tasarımın karşılaştırmasına ilişkin bir görsel

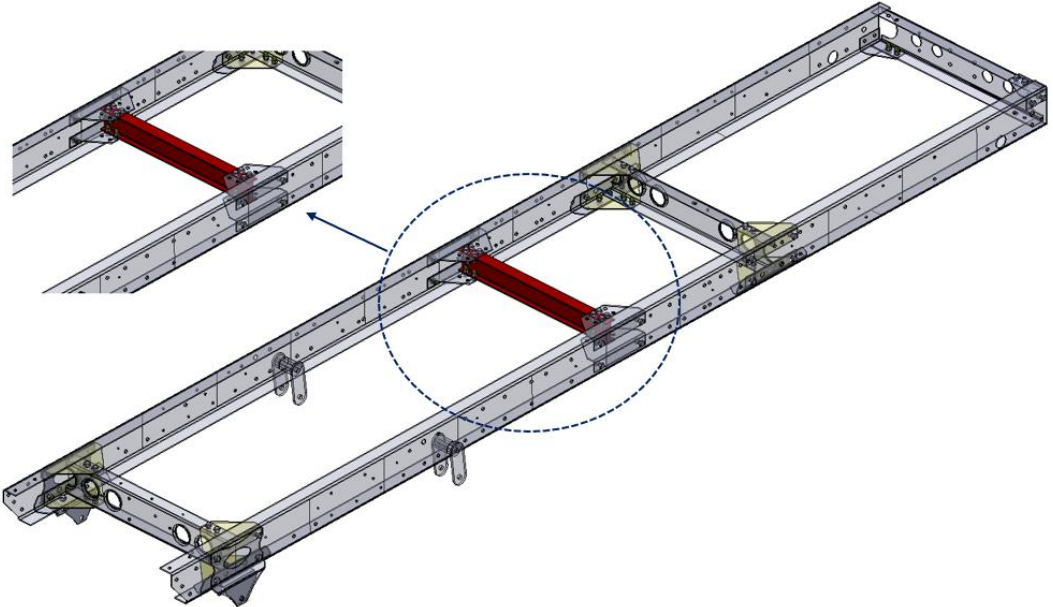
7.2 Travers Geometrisinin Burulma Rijitliğine Etkisi

Travers geometrilerinin tasarımında farklı kesite sahip tasarımlar yapılabilir. Bu bölümde travers kesiti geometrisinde yapılan değişikliklerin şasi burulma rijitliğine etkisi incelenmiştir. Mevcut tasarımda orta bölgede bulunan zıt yönlü sac traversler yerine aynı et kalınlığına sahip I profil kullanılarak şasi yapısı tekrardan oluşturulmuş ve analizler tekrar edilmiştir. İlgili travers geometri değişikliği Şekil 7.9 ve Şekil 7.10'da belirtilen detaylar ile görüldüğü gibidir. Yapılan analizlerin sonucunda I profile sahip şasi yapısının mevcut yapıya oranla burulma direngenliği açısından %2 daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Aynı zamanda mevcut tasarıma göre %1 oranında daha hafif bir tasarım elde edilmiştir. Bu farklılığın temel nedeni iki geometrinin atalet momentlerinin birbirinden farklı olmasıdır. Alan atalet momenti, yapı ve makine mühendisliğinde kesitlerin eğilme davranışlarını analiz etmek için kullanılan temel bir parametredir. Kesitin şekline ve boyutlarına bağlı olarak, malzemenin belirli bir eksene karşı ne kadar direnç göstereceğini belirler. Başka bir tabirle bir kesitin şekline bağlı olarak, o kesitin eğilme davranışını belirleyen bir özelliktir. Bir malzemenin belirli bir eksen etrafında ne kadar direnç gösterdiğinin ölçüsü olarak da bilinir. I kesite

sahip bir profil C kesitli bir profile oranla yaklaşık 3,5 kat daha fazla atalet momentine sahiptir.



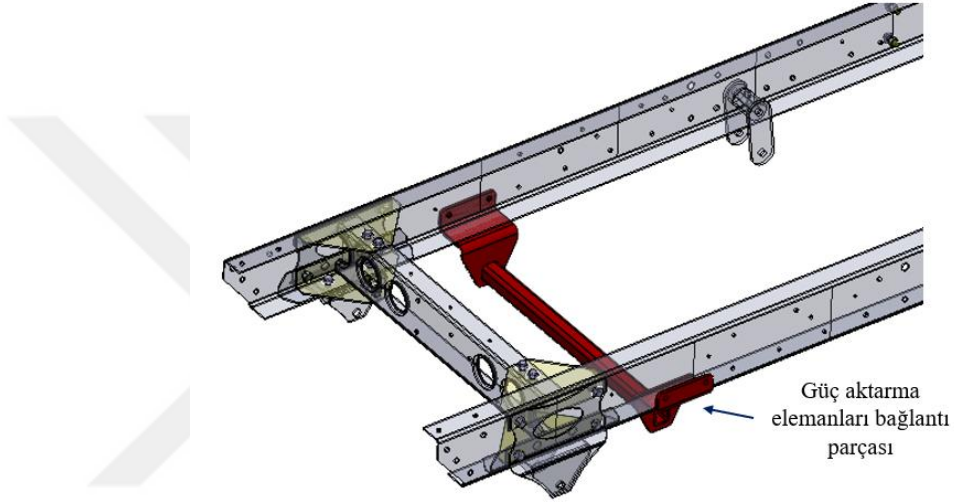
Şekil 7.9 Mevcut Travers Tasarımı



Şekil 7.10 Revize Travers Tasarımları

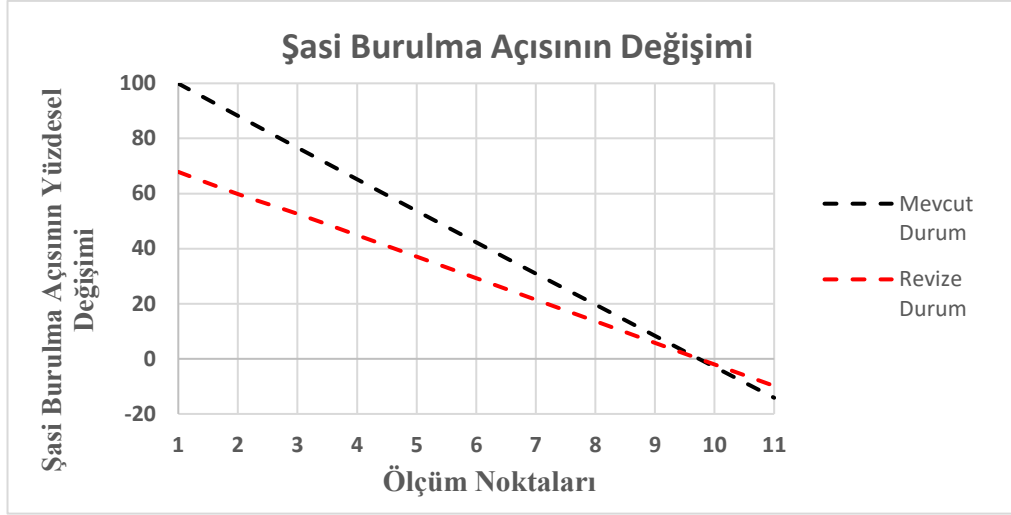
7.3 Güç Aktarma Bağlantı Elemanlarının Burulma Rijitliğine Etkisi

Güç aktarma organlarının şasiye entegrasyonu genellikle sac plakalar kullanılarak yapılır. Bu plakalar sadece güç aktarma organlarının şasiye entegrasyonunu sağlamakla kalmaz aynı zamanda da şasinin mukavemetini önemli ölçüde artırır. Bu yüzden güç aktarma organlarını şasiye entegre edece olan yapılar kritik yol ve yükleme durumunda hasara uğramamalıdır. İncelenen taşı şasisinde güç aktarma organlarının entegrasyonu kare kesitli bir profil yardımıyla yapılmaktadır.



Şekil 7.11 Güç aktarma grubuna ait bağlantı parçası

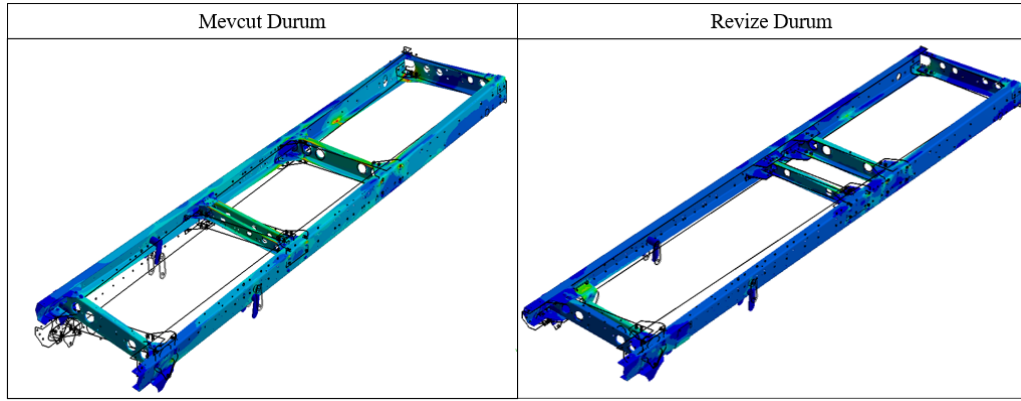
Güç aktarma organları bağlantı elemanlarının da şasiye montajı tamamlandıktan sonra analizler tekrar edilmiş ve güç aktarma grubunu şasiye entegre etmek için eklenen yapının şasinin burulma rijitliğini %28 oranında iyileştirdiği görülmüştür. Bu durumda şasi toplam kütlesi %3 oranında artmıştır. Bu durumda şaside oluşan burulma açısı değerlerinin değişimi Şekil 7.12’de belirtilmiştir. Bu sayede şasi toplam kütlesinde majör bir artış yaşanmadan şasi burulma rijitliği önemli ölçüde artırılmıştır.



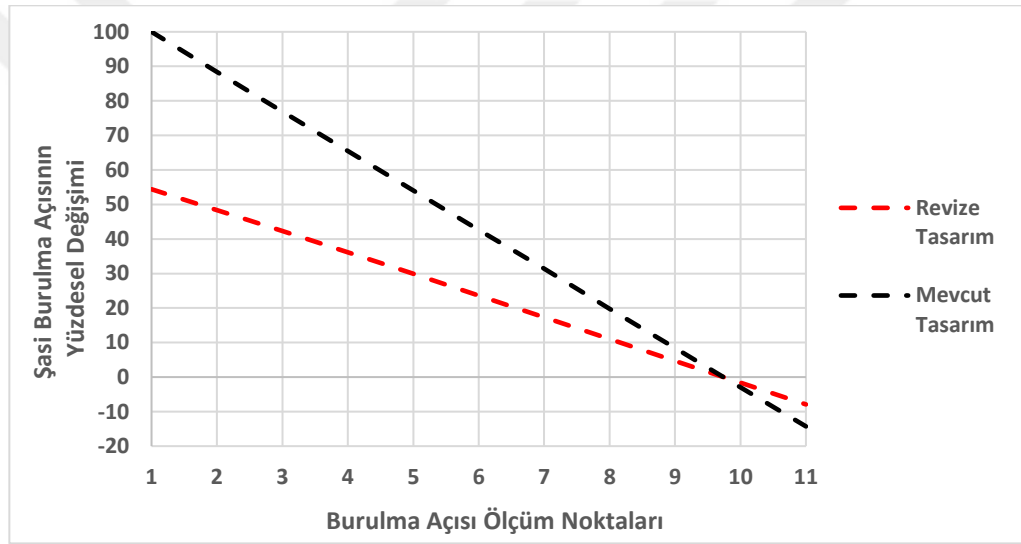
Şekil 7.12 Tasarım değişikliği sonucunda şasi burulma açısının yüzdesel olarak değişimi

7.4 Final Şasi Tasarımı ve SE sonuçları

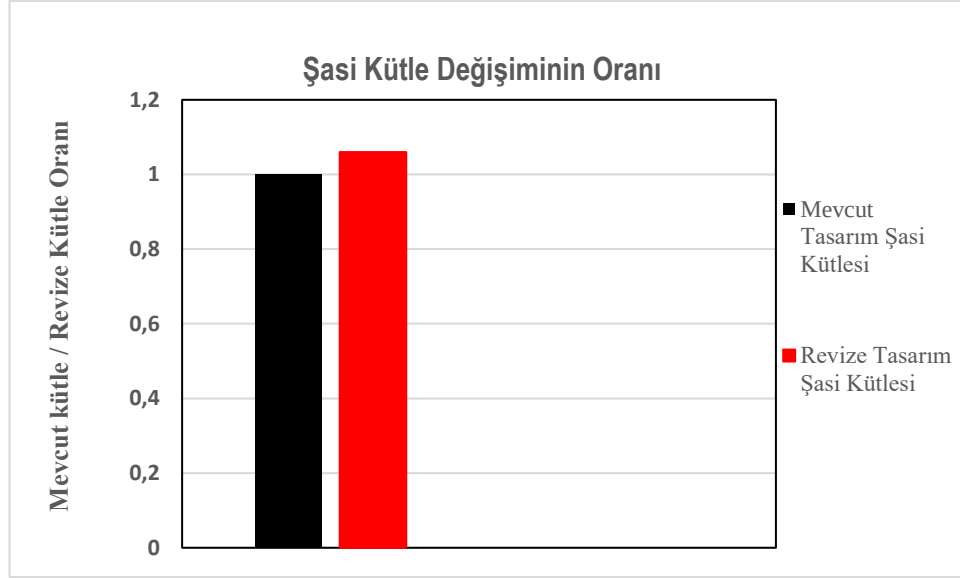
Belirlenen parametrelerin şasi burulma direngenliği belirlendikten sonra taşıt şasisi tasarımı final hale gelmiştir. Bu süreçte öncelikle taşıt şasisinde bulunan orta traversin konumu deney tasarımı sonuçları ve taşıtın diğer yapı elemanlarının da montaj ilişkileri göz önünde bulundurularak mümkün olduğunca taşıtın arka kısmına doğru taşınmıştır. Ayrıca orta travers kesit geometrisi de C profilden I profile çevrilmiştir. Ardından hem süspansiyon sistemi bölgelerinde bulunan traversleri hem de orta traversi boyuna taşıyıcılara bağlayan köşebent geometrilerin kanat açıklıkları arttırılmıştır. Son olarak güç aktarma organlarının şasiye entegrasyonunu sağlayan bağlantı sacları modele dahil edilip sonlu elemanlar analizleri tekrarlanmıştır. Bu durumda şaside toplam kütle artış %6 olmasına rağmen şasi burulma direngenliği belirli parametreler değiştirilerek %46 oranında arttırılmıştır. İlk durum ve final duruma ait SE sonuçları Şekil 7.13'te; şasi burulma açısı değerlerinin yüzdesel olarak değişimi ise Şekil 7.14'de görüldüğü gibidir. Ayrıca mevcut ve revize tasarımların yüzdesel kütle farkları Şekil 7.15'de gösterilmiştir.



Şekil 7.13 Mevcut ve revize tasarıma sahip şasilerin SE sonuçları

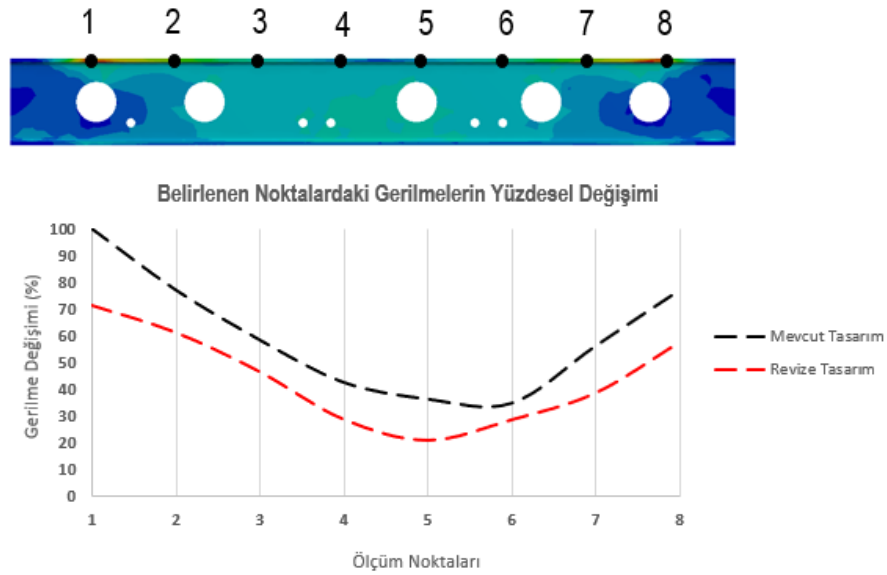


Şekil 7.14 Mevcut ve revize durumda şaside oluşan burulma açısı değerlerinin yüzdesel değişimi



Şekil 7.15 Mevcut ve revize tasarımların yüzdesel kütle farkları

Ayrıca optimizasyonu yapılan travers geometrisi üzerindeki gerilme dağılımının mevcut ve revize tasarımlardaki gerilme değişimleri Şekil 7.16’da belirtilmiştir. Travers geometrisinin üzerinde bulunan sekiz noktadan alınan ölçümler karşılaştırıldığında gerilme dağılımının yaklaşık %30 oranında azaltılabileceği görülmüştür.



Şekil 7.16 Mevcut ve revize tasarımların yüzdesel gerilme farkları

BÖLÜM SEKİZ

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında travers konumu, travers geometrisi, travers bağlantı geometrileri parametrelerinin şasi burulma direngenliğine etkileri incelenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında genel olarak taşıt şasilerinin tipleri, şasi üretiminde kullanılan malzemeler, şaside kullanılan birleştirme yöntemlerinden bahsedilmiştir. Arından bir taşıt şasisine etkiyen yükler hakkında bilgi verilmiş ve taşıtlarda meydana gelen burulma davranışı detaylı olarak anlatılmıştır. Çalışmanın devamında deney tasarımı yaklaşımı kullanılarak travers geometrisinin konumu burulma durumu için oluşturulan alt model sonuçları incelenerek optimize edilmiştir. Ardından travers kesit geometrisindeki değişimlerin burulma direngenliğine olan etkisi incelenmiştir. Sonrasında ise traversleri boyuna taşıyıcılara bağlayan köşebent geometrilerinin kanat açısı değerindeki değişimin burulmaya etkisi incelenmiştir. Son olarak güç aktarma organlarının şasiye entegrasyonunu sağlayan yapıların şasiye montajı yapılmış ve bu yapılarında burulma direngenliğine olan etkisi belirlenmiştir. Tüm parametrelerin etkileri göz önüne alınarak final şasi tasarımı oluşturulmuş ve burulma analizine tabi tutulmuştur. Final tasarım, çalışma kapsamında incelenen parametrelerden elde edilen sonuçlar dikkate alınarak oluşturulmuştur. Oluşturulan final tasarımın başlangıç tasarımına göre burulma açısı değerlerinin % 35 oranında azaltıldığı ve traversler üzerindeki maksimum gerilmelerin de % 30 oranında azaldığı görülmüştür.

Yapılan bu çalışmanın ülkemizde bu konuda çalışan mühendisler ışık tutacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Abdullah, N. A. Z., Sani, M. S. M., Husain, N. A., Rahman, M. M., & Zaman, I. (2017). Dynamics properties of a Go-kart chassis structure and its prediction improvement using model updating approach. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 14(1), 3887-3897.
- Aiyan, M., & Sagar, S. S. (2022). Design and Optimization of an Electric Car Chassis and Body Using Structural Analysis and Computational Fluid Dynamics (No. 2022-01-5015). SAE Technical Paper.
- Alardhi, M., Almaskari, F., Fahed, M., & Alrajhi, J. (2020). Analysis of a Lightweight Aluminum Vehicle Chassis in a Simulation-based Design Approach.
- Alliston, R. E., & Sherrer, R. E. (1977). Axial Stresses Due to Torsion in Truck Frame Rails. *SAE Transactions*, 3074-3087.
- Amago, T. (2002). Sizing optimization using response surface method in FOA. *R&D Review of Toyota CRDL*, 37(1), 1-7.
- Arant, M. (2011). Development and Implementation of a Warp Chassis Model. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 4(2011-01-2172), 106-114.
- Arvidsson, J., & Penndal, J. (2023). Modularity in Chassis Design An investigation of modular product architecture for a chassis of an autonomous electric truck.
- Babu, A. R., Sairaju, B., Amirishetty, S., & Deepak, D. (2020). Automotive chassis design material selection for road and race vehicles. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 43(3), 274-282.
- Beerman, H. (1977). Warping inhibition in the joints of vehicle frames with open crosssection members. *Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge*, 1-6.
- Beerman, H. (1980). Torsion of commercial vehicle frames with open and closed cross section members'. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 9, 459-464.
- Beerman, H. J. (1984). Joint deformations and stresses of commercial vehicle frame under torsion. In Papers presented during the International Conference on Vehicle

- Structures held at Cranfield Institute of Technology, Bedford, England, July 16-18, 1984.
- Beermann, H. J. (1984). Static analysis of commercial vehicle frames: A hybrid-finite element and analytical-method. *International Journal of Vehicle Design*, 5(1-2), 26-52.
- BYD. (2024). Byd Atto 3. 17 Haziran 2024, <https://vstbyd.com/index.php/byd-atto-3/>
- Camper. (2019). Suspension explained. 12 Mayıs 2024, https://www.campertraileraustralia.com.au/Featured/12138/Suspension_Explained
- Chandan, S. N., Sandeep, G. M., & Vinayaka, N. (2016). Design, analysis and optimization of race car chassis for its structural performance. *International journal of engineering research and technology*, 5(7), 361-367.
- Chung, K., Lee, Y., & Lee, J. (2023). The Analysis of Stiffness and Driving Stability in Cross-Member Reinforcements Based on the Curvature of a Small SUV Rear Torsion Beam Suspension System. *Applied Sciences*, 13(21), 12067.
- Çukurova Defence. (2023). Multipurpose rolling chasis 17 tons. 7 Mayıs 2024, <https://cukurovadefence.com/multipurpose-rolling-chasis-17-tons/>
- Daf. (2024). Special trucks. 17 Haziran 2024, <https://www.dafcomponents.com/en/products>
- Daf. (2015). DAF Transport Efficiency for buses and coaches too. 12 Ocak 2024, <https://www.daf.com/en/news-and-media/news-articles/global/2015/q4/15-10-2015-daf-transport-efficiency-for-buses-and-coaches-too>
- Daf. (2020). Daf Chassis Extension to Suit 9.2m Tray. 9 Mart 2024, <https://www.aadieseltruckbodies.com.au/latest-jobs/2020/08/04/daf-chassis-extension-to-suit-92m-tray/>
- Doğru, M. H. (2019). Çoklu yükleme koşulları altında kamyon şasisinin topoloji optimizasyonu. *El-Cezeri Fen ve Mühendislik Dergisi*, c, (s 3), 856-867.
- Ereke, M. (1989). Yaklaşım metodu yardımıyla kamyon şasisinde burulma açısı ve burulma katılığının hesabı. *Mühendis ve Makina*, cilt30, s355.

- FCC. (2020). The XB Series diesel pusher chassis. 10 Mayıs 2023, <https://www.fccbus.com/chassis/xb/>
- Fellows, N. A., Harris, A., Durodola, J. F., & Beevers, A. (2008). Effects of design and adhesive modulus on the torsional stiffness of automotive structures. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222(8), 1421-1428.
- Gawande, S. H., Muley, A. A., & Yerrawar, R. N. (2018). Optimization of torsional stiffness for heavy commercial vehicle chassis frame. *Automotive Innovation*, 1, 352-361.
- Gowtham, G. V. N., Baashkaran, M. K., & Naveen, S. N. (2023). Improvement of Ladder Chassis Torsional Stiffness without Additional Sections (No. 2023-01-5060). SAE Technical Paper.
- Harth, P., & Michelberger, P. (2016). Examination of the planar frame-row for commercial vehicle preliminary design. *International Journal of Vehicle Design*, 70(4), 341-357.
- Herrmann, M. (2016). Torsional Stiffness and Natural Frequency Analysis of a Formula SAE Vehicle Carbon Fiber Reinforced Polymer Chassis using Finite Element Analysis (Doctoral dissertation, California Polytechnic State University).
- Hendrickson. (2010). Comfort air. 21 Ocak 2024, <https://www.hendrickson-intl.com/en-eu>
- Kacher. (2020). Land Rover Defender vs Jeep Wrangler vs Mercedes G-Class group test review. 12 Ocak 2023, <https://www.carmagazine.co.uk/car-reviews/comparison/2020/land-rover-defender-vs-jEEP-wrangler-vs-mercedes-g-class/>
- Kim, H. C., Kwak, S. W., Cheung, G. S. P., Ko, D. H., Chung, S. M., & Lee, W. (2012). Cyclic fatigue and torsional resistance of two new nickel-titanium instruments used in reciprocation motion: Reciproc versus WaveOne. *Journal of endodontics*, 38(4), 541-544.

- Krehbiel. (2015). Re-Riveting Your Vintage GM Frame. 12 Ocak 2024, <http://devestech.net.com/Home/FrameRivets>
- Kurdi, O., Rahman, R. A., Samin, P. M., Yob, M. S., Nadarajan, N. K., & Yulianti, I. (2017). Torsional Stiffness Improvement of Truck Chassis Using Finite Element Method. *Rotasi*, 19(2), 76-81.
- Kurdi, O., Yob, M. S., Ishamuddin, A. H., Suprihanto, A., Widyanto, S. A., Wibowo, D. B., & Yulianti, I. (2018). Design and fabrication of a twist fixture to measure torsional stiffness of a pick up chassis. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 159, p. 02030). EDP Sciences.
- Land Rover. (2021). Discreet welding. 1 Haziran 2024, <https://www.landrovermonthly.co.uk/articles/how-to/discreet-chassis-welding/>
- Lmc Truck. (2015). Your Catalog of Accessories & Parts for Chevrolet Truck GMC Truck. 11 Ağustos 2023, <https://media.lmctruck.com/pdf/CD/cdComplete.pdf>
- Madenci, E., & Guven, I. (2015). The finite element method and applications in engineering using ANSYS®. Springer.
- Malkani, P., Rathod, S. K., Asha, K. R., Khura, T. K., & Khuswaha, H. L. (2020). Design, analysis and fabrication of high clearance self-propelled foliar applicator. *Curr. J. Appl. Sci. Technol*, 39, 367-378.
- Mercedes-Benz. (1955). 1955 Mercedes-Benz 300SL Brochure. 3 Mart 2023, <https://scottgrundfor.com/1955-mercedes-benz-300sl-brochure/>
- Norm Fasteners. (2021). Light-Weight Hex Bolts. 9 Şubat 2024, https://normfasteners.com/wp-content/uploads/2022/11/HEXLIGHT_FLYER.pdf
- Odi-Owei, S., Anisiji, E. O., & Erukainure, F. E. (2022). The design process of the chassis of a prototype vehicle for Shell Eco-marathon.
- Okada, T., Mimura, N., Shimizu, T., & WADA, H. (2014). Chassis Design of a Mobile Robot for Reducing Weight by Excluding Suspension Elements. In *Mobile Service Robotics* (pp. 441-450).

- Olguner, C. (2015). Ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili askı sisteminin bilgisayar destekli tasarımı ve analizi (Master's thesis, Dokuz Eylül Üniversitesi (Turkey)).
- ÖZES, Ç. (1999). KAMYON ŞASİLERİNDE ANA PROFİL KALINLIĞININ GERİLMELER ÜZERİNDEKİ ETKİSİ.
- Özmen, B., Çoban, U., Bilal, L., & Topaç, M. M. İNŞAAT KAMYONU KABİN SÜSPANSİYONLARINDA KULLANILAN TORSİYON MİLİNİN YAPISAL ANALİZİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI.
- Patel, T. M., Bhatt, M. G., & Patel, H. K. (2013). Parametric optimization of eicher 11.10 chassis frame for weight reduction using fea-doe hybrid modeling. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE), 6(2), 92-100.
- Podkowski, K., Małczuk, A., Stasiak, A., & Pawlak, M. (2019). Testing of the torsional stiffness of the passenger car frame and its validation by means of finite element analysis. Archiwum Motoryzacji, 85(3).
- Prasad, K. S. R. K., & Rao, M. S. (1989). Analysis of torsion loads on vehicle structures and suspension systems by simplified elastic models. International Journal of Vehicle Design, 10(6), 687-702.
- Prasetyo, D. (2018). Strenght analysis chassis of UM electric cars using finite element method. In MATEC Web of Conferences (Vol. 204, p. 07017). EDP Sciences.
- Presskogyo. (2019). What's frame. 5 Haziran 2023, <https://www.presskogyo.co.jp/en/products/chassis.html>
- Reimpell, J. (1973). Fahrwerktechnik (Cilt 2). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Reimpell, J. (1974). Fahrwerktechnik (Cilt 3). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Reimpell, J. (1976). Fahrwerktechnik (Cilt 1). Würzburg: Vogel-Verlag.
- Renault. (2024). RENAULT TRUCKS D WIDE. 16 Şubat 2024, <https://www.renault-trucks.com.tr/product/renault-trucks-d-wide>
- Rubi, V., & Strifler, P. (1993). Industrielle Nutzfahrzeugentwicklung. Schriftenreihe Automobiltechnik.

- Saplinova, V., Novikov, I., & Glagolev, S. (2020). Design and specifications of racing car chassis as passive safety feature. *Transportation research procedia*, 50, 591-607.
- Scania. (2015). Bodybuilder News. 28 Ocak 2024, <https://bodybuilder.scania.com/trucks/ko/local-information/uk/how-to-s.html>
- Scania. (2017). Scania K-chassis. 9 Nisan 2024, <https://www.scania.com/group/en/home/products-and-services/buses-and-coaches/urban/scania-k-chassis-hf-urban.html>
- Scania. (2020). K-chassis. 12 Haziran 2024, <https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/pt/experience-scania/catalogos/catalogoKSERIES.pdf>
- Shu-Yi, P., Xin, G., & Jun, Z. (2010, August). Research of chassis torsional stiffness on vehicle handling performance. In *2010 WASE International Conference on Information Engineering* (Vol. 3, pp. 253-256). IEEE.
- Skoda. (2019). 90th anniversary of the Škoda product family with steel backbone. 1 Haziran 2024, <https://www.skoda-storyboard.com/en/press-releases/90th-anniversary-of-the-skoda-product-family-with-steel-backbone/>
- Texaco Tanker. (2019). Hot riveting. 15 Nisan 2024, <https://texacotankerproject.com/hot-riveting-texaco-tanker-update-23/>
- Topaç, M. M., Çolak, O., & Maviş, M. (2020). 8x8 AĞIR HİZMET TAŞITI ŞASİSİNİN ASİMETRİK TEKERLEK YÜKLERİ ALTINDAKİ MEKANİK DAVRANIŞININ SAYISAL İNCELEMESİ.
- Topaç, M. M., Kaplan, A., Kuleli, B., & Deryal, U. (2017, October). Design of a multi-axle steering mechanism for a special purpose vehicle: kinematic design and optimization. In *8-th International Advanced Technologies Symposium (IATS 2017)* (p. 8).
- Topac, M. M., Kuralay, N. S., & Bahar, I. (2016). Mass and Stress Optimisation of a Multi-Purpose Vehicle Front Axle Differential Housing For Various Driving Conditions. *Duzce University Journal of Science & Technology*, 4, 501-513.

- Tsirogiannis, E. C., Stavroulakis, G. E., & Makridis, S. S. (2019). Electric car chassis for shell eco marathon competition: design, modelling and finite element analysis. *World Electric Vehicle Journal*, 10(1), 8.
- Velie, H. D. (2016). Chassis Torsional Rigidity Analysis for a Formula SAE Racecar. University of Michigan.
- Vinod, A., Rajadurai, P. S. K. B., Kumar, V. A., & Leoni, S. FINITE ELEMENT MODAL ANALYSIS OF COMPOSITE HEAVY VEHICLE CHASSIS USING ANSYS.
- Volvo. (2021). Volvo FM specifications. 12 Haziran 2024, <https://www.volvotrucks.in/en-in/trucks/trucks/volvo-fm.html>
- Wang, W., Cheng, S., Luo, M., & Zou, J. (2010, March). Experimental modal test for structure refinement of an automotive chassis. In *2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation* (Vol. 2, pp. 174-177). IEEE.
- Wang, W., Huang, B., Du, J., & Cheng, S. (2019, November). Structural Optimization for Stiffness and Stochastic Fatigue Life Improvement of a Sport Utility Vehicle Chassis. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 692, No. 1, p. 012030). IOP Publishing.
- Wei, C., Kaiwu, C., Fukang, Q., & Jin, X. (2018). Study on Fatigue Strength and Life of Freight Car Frame after Making Holes. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 175, p. 01035). EDP Sciences.
- Yawalkar, S. D., & Pulivarti, S. R. (2022). Optimization of the Cross-Member Thickness and its Effect of Torsional Rigidity.
- Zf. (2023). Autonomous driving in the UK: ZF Services receives contract for feasibility study. 12 Şubat 2024, https://press.zf.com/press/en/releases/release_57281.html
- Zhao, Q., Yu, B., & Burdette, E. G. (2010). Effects of cross-frame on stability of double I-girder system under erection. *Transportation research record*, 2152(1), 57-62.