

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**V FORMLANMIŞ ARA BAĞLANTI BORUSUNA SAHİP BİR OTOMOBİL  
ARKA DİNGİLİNİN ARAÇ AĞIRLIĞI AZALTMADAKİ ETKİLERİ VE  
SAYISAL ANALİZLERİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Metin ÇALLI**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği Lisansüstü Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Vedat KARADAĞ**

**ARALIK 2015**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**V FORMLANMIŞ ARA BAĞLANTI BORUSUNA SAHİP BİR OTOMOBİL  
ARKA DİNGİLİNİN ARAÇ AĞIRLIĞI AZALTMADAKİ ETKİLERİ VE  
SAYISAL ANALİZLERİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Metin ÇALLI  
(503081411)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği Lisansüstü Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Vedat KARADAĞ  
Anabilim Dalı : Herhangi Mühendislik, Bilim  
Programı : Herhangi Program**

**ARALIK 2015**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503081411 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Metin ÇALLI**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**V FORMLANMIŞ ARA BAĞLANTI BORUSUNA SAHİP BİR OTOMOBİL ARKA DİNGİLİNİN ARAÇ AĞIRLIĞI AZALTMADAKİ ETKİLERİ VE SAYISAL ANALİZLERİ** ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Prof. Dr. Vedat KARADAĞ**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ**      .....

Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi    :**    **26 Kasım 2015**

**Savunma Tarihi  :**    **18 Aralık 2015**



*Eşim Hilal ÇALLI ve bebeğime, çok kıymetli anneme ve babama;*



## **ÖNSÖZ**

Lisanüstü öğrenimi boyunca değerli desteklerini benden esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. Vedat Karadağ başta olmak üzere, süspansiyon sistemlerindeki bilgi ve tecrübelerini paylaşmaktan çekinmeyen Mesut Kaya, üç boyutlu tasarımlarda yardımlarını esirgemeyen Yalçın Metuçin, malzeme tecrübelerini paylaşan Emre Yiğitoğlu beyefendilere teşekkürü bir borç bilirim.

Aralık 2015

Metin ÇALLI



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xi
SEMBOLLER .....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY .....	xxiii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı .....	2
1.2 Literatür Araştırması .....	2
1.2.1 Süspansiyon Sistemi.....	2
1.2.2 Süspansiyon Sistemi Elemanları .....	3
1.2.2.1 Yaylar .....	3
1.2.2.2 Amortisörler .....	4
1.2.2.3 Denge Çubuğu.....	5
1.2.3 Arka Aks Süspansiyon Tipleri .....	5
1.2.3.1 Bağımsız Süspansiyon Sistemleri .....	6
1.2.3.2 Katı Aks Sistemleri .....	7
1.2.3.3 Yarı Bağımsız Süspansiyon Tipleri.....	7
1.2.3.4 Arka Aks Kıyaslama Çalışmaları .....	10
<b>2. FORMLAMA ANALİZLERİ.....</b>	<b>13</b>
<b>3. V FORMLANMIŞ ARKA AKS BAĞLANTI BORUSU ÜRETİM SÜRECİ</b>	<b>17</b>
3.1 Proses Adımları .....	17
3.1.1 Boru Formlama .....	17
3.1.2 Lazer Kesme.....	18
<b>4. TAŞITLARDA SEYİR DİNAMİĞİ.....</b>	<b>21</b>
4.1 Taşıtlarda Dönüş Hareketi.....	22
4.2 Yalpa Merkezi ve Yalpa Ekseni .....	23
4.3 Katı Akslı Bir Araçta Yalpa Açısının Hesabı .....	28
4.3.1 Sayısal Örnek – 1 .....	31
4.4 Katı Akslı Sistemde Yalpa Katılığı .....	32
4.5 Tekerlekte Dinamik Yük .....	33
4.5.1 Önde Yük Transferi .....	34
4.5.2 Arkada Yük Transferi .....	35
4.5.3 Tekerleğe Gelen Dinamik Yükler .....	36
4.5.3.1 Sayısal Örnek – 2 .....	37
<b>5. ARKA AKS YAPISAL ANALİZLERİ.....</b>	<b>43</b>
5.1 Kavramlar.....	43
5.1.1 Ağırlık Merkezi [Centroid Point].....	44
5.1.2 Kayma Merkezi [Shear Center].....	44

5.1.3 Alan Atalet Momenti ve Kütle Atalet Momenti.....	46
5.2 V Formlu Ara Bağlantı Borusunun Katılık Analizleri .....	46
5.3 Yapının Atalet Bazlı Doğrusal Dayanım Analizleri [Inertia Relief Analysis].	48
5.3.1 Atalet Bazlı Dayanım Analizlerine Giriş .....	48
5.3.2 Atalet Bazlı Dayanım Analizleri Metodolojisi.....	49
5.3.2.1 Atalet Bazlı Dayanım Analizi Sayısal Örnekleri.....	51
5.3.3 Aks Bileşenlerinin Yapısal Gereksinimleri .....	57
<b>6. YORULMA BEKLENTİSİ .....</b>	<b>67</b>
<b>7. ARKA AKS ÇOKLU CİSİM DİNAMİĞİ ANALİZLERİ.....</b>	<b>73</b>
7.1 Yarı-Bağımsız Arka Akslardaki Dinamik Karakteristikler .....	73
7.2 Burulma Ara Bağlantı Çubuğuna Sahip Süspansiyonların Kinematik Modeli ve Yalpa Yönlendirmesi.....	77
7.3 Yarı-Bağımsız Arka Aksın Çoklu Cisim Dinamiği Analizleri.....	79
<b>8. SONUÇLAR VE TARTIŞMA .....</b>	<b>91</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>93</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>95</b>

## **KISALTMALAR**

<b>TRT</b>	: Tailored Rolled Tube
<b>FLD</b>	: Forming Limit Diagram
<b>FLE</b>	: Formlama Limit Eğrisi
<b>FEA</b>	: Finite Element Analysis
<b>SEM</b>	: Sonlu Elemanlar Metodu
<b>INREL</b>	: Inertia Relief
<b>MBD</b>	: Multi Body Dynamics
<b>ÇCD</b>	: Çoklu Cisim Dinamiği



## SEMBOLLER

$\rho$	: Eğrilik Yarıçapı
$K_{\ddot{O}}$	: Ön Askı Yayının Burulma Katılığı
$K_A$	: Arka Askı Yayının Burulma Katılığı
$K_Y$	: Yalpa Katılığı
$\varphi$	: Yalpa Açısı
$S_{\ddot{O}}$	: Ön Aks İz Genişliği
$t_{\ddot{O}}$	: Ön İz Genişliği
$t_A$	: Arka İz Genişliği
$K_{Y\check{C}}^{\ddot{O}}$	: Ön Yalpa Çubuğu Katılığı
$K_{Y\check{C}}^A$	: Arka Yalpa Çubuğu Katılığı



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 1.1: Avrupa Birliği Karbon Emisyonu Cezaları .....	1
Çizelge 1.2: Arka Aks Kıyaslama Tablosu (1-5: Çok Kötü - Çok İyi) .....	11
Çizelge 4.1: Veriler ve İstenenler Değerler .....	37
Çizelge 4.2: Sayısal Örnek-2 Sonuçlar Çizelgesi .....	41
Çizelge 4.3: Sayısal Örnek-2 Önde Meydana Gelen Yük Transferi .....	41
Çizelge 4.4: Sayısal Örnek-2 Arkada Meydana Gelen Yük Transferi .....	41
Çizelge 4.5: Sayısal Örnek-2 Tekerleklerle Gelen Dinamik Yükler .....	41
Çizelge 5.1: V Formlu Boru Katılık Analizi Sonuçları .....	48
Çizelge 5.2: Kütle-Yay Sistemine Ait Atalet Bazlı Dayanım Analizi Sonuçları ...	55
Çizelge 5.3: Atalet Bazlı Kuvvet Değerleri .....	61
Çizelge 5.4: Yalpa Çubuklu Model Katılık Sonuçları.....	64
Çizelge 7.1: Arka Aks Karakteristikleri .....	73
Çizelge 7.2: Arka Aks Karakteristiklerini Etkileyen Faktörler .....	90



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Karbon Emisyon Hedefleri.....	1
Şekil 1.2: Araç Üzerinde Süspansiyon Sistemleri .....	3
Şekil 1.3: Yaprak Yaylar .....	3
Şekil 1.4: Helisel Yaylar.....	4
Şekil 1.5: Pnömatik Yaylar.....	4
Şekil 1.6: Amortisör Yapısı .....	4
Şekil 1.7: Denge Çubuğu .....	5
Şekil 1.8: Arka Aks Tipleri.....	6
Şekil 1.9: Bağımsız Süspansiyon Sistemlerinde Tekerleklerin Hareket Kabilyetleri.....	6
Şekil 1.10: Örnek Bir Arka Süspansiyon Sistemi.....	7
Şekil 1.11: Bir Yarı-Bağımsız Süspansiyon Sistemi .....	8
Şekil 1.12: Yarı-Bağımsız Süspansiyon Sistemlerinde Kullanılan Bazı Ara Bağlantı Çubukları.....	8
Şekil 1.13: Burulma Ara Bağlantı Çubuğuna Sahip Aksların Farklı Bağlantı Koşulları.....	9
Şekil 1.14: Yıllara Göre V Formlu Boru Kullanımı .....	10
Şekil 1.15: Arka Aks Süspansiyon Sistemi Karşılaştırma.....	11
Şekil 1.16: Arka Aks Süspansiyon Sistemi Ağırlık Karşılaştırma .....	11
Şekil 2.1: Hyperform Arayüzü .....	13
Şekil 2.2: Ön Formlama Sonlu Elemanlar Modeli .....	13
Şekil 2.3: Steel 550 MPa Gerçek Gerilme-Uzama Eğrisi.....	14
Şekil 2.4: Steel 550 MPa Form Limit Eğrisi .....	14
Şekil 2.5: Sonlu Elemanlar Analiz Sonucu.....	14
Şekil 2.6: Anaform Kesiti Sonlu Elemanlar Görüntüsü .....	15
Şekil 2.7: Yüzey Sapma Analiz Sonuçları.....	15
Şekil 2.8: Boru V Form Geçiş Bölgesi .....	16
Şekil 3.1: Formlama Operasyonu Kesit Görüntüsü .....	17
Şekil 3.2: Operasyon Kalıbı Endüstriyel Tasarım Görüntüsü .....	18
Şekil 3.3: Formlama Operasyonları .....	18
Şekil 3.4: Lazer Kesme Hattı.....	18
Şekil 3.5: 5 Eksenli Lazer Kesme Makinesi.....	19
Şekil 3.6: Sanal Analiz Sonuçlarının Prototip Ürün Üzerinde Gösterimi .....	19
Şekil 4.1: Araç Dönüşü.....	22
Şekil 4.2: Taşıt Hareketleri .....	23
Şekil 4.3: Yalpa Merkezlerinin Tayini .....	24
Şekil 4.4: Enine Çift Kollu Aksta Yalpa Merkezi Tayini.....	25
Şekil 4.5: Mc Pherson A Yalpa Merkezi Tayini .....	25
Şekil 4.6: Çift Kollu Aks Yalpa Merkezi Tayini .....	25
Şekil 4.7: Katı Aks (yaprak yaylarla kılavuzlanmış) Yalpa Merkezi Tayini .....	26
Şekil 4.8: Katı Aks (Panhard çubuğuyla kılavuzlanmış) Yalpa Merkezi Tayin.....	26

Şekil 4.9: Boyuna Dört Kollu Katı Aks Yalpa Merkezi Tayini.....	27
Şekil 4.10: Kısaltılmış Sarkaç Aks Yalpa Merkezi Tayini .....	27
Şekil 4.11: Eğik Kollu Aks (Semi-trailer) Yalpa Merkezi Tayini .....	28
Şekil 4.12: Boyuna Kollu Aks (Trailer) Yalpa Merkezi Tayini .....	28
Şekil 4.13: Katı Akslı Bir Araçta Düşey Tekerlek Yükleri Ve Taşıt Yalpası .....	29
Şekil 4.14: Ön aksta yük transferi.....	30
Şekil 4.15: Arka yük transferi.....	31
Şekil 4.16: Yalpa Katılığı .....	32
Şekil 4.17: Bir Aracın Yalpasında Kuvvetler Analizi .....	34
Şekil 5.1: Parametrik Model .....	43
Şekil 5.2: Arka Aks Burulma Çubuğu Parametreleri .....	43
Şekil 5.3: Centroid Noktası.....	44
Şekil 5.4: Eğilmeye Zorlanan C Kesitli Çubuk .....	44
Şekil 5.5: Eğilmeye Zorlanan C Kesitli Çubuğun Hareketi.....	44
Şekil 5.6: C Kesitli Çubuk Kayma Merkezi .....	45
Şekil 5.7: V Formlu Çubuk Kayma Merkezi .....	45
Şekil 5.8: V Formlu Çubuğun Hareketi .....	45
Şekil 5.9: Burulma Çubuğuna Ait Kesit Özellikleri .....	47
Şekil 5.10: Burulma Çubuğu Sınır Koşulları.....	47
Şekil 5.11: Sayısal Analiz Sonuçları.....	48
Şekil 5.12: Atalet Bazlı Dayanım Analizlerinin Kullanım Alanları .....	49
Şekil 5.13: Atalet Bazlı Dayanım Analizi Referans Noktası.....	50
Şekil 5.14: İvmelerden Doğan Kuvvet ve İvmeler .....	51
Şekil 5.15: Bir Kütle-Yay Sistemi .....	52
Şekil 5.16: Örnek Sistem .....	53
Şekil 5.17: Örnek Sistemin Referans Noktası .....	54
Şekil 5.18: Örnek Sistemin Y deki Yer Değiştirmesi.....	54
Şekil 5.19: Örnek Sistemdeki Yay 2 Kuvveti.....	55
Şekil 5.20: Örnek Sistemdeki Yay 1 Kuvveti.....	55
Şekil 5.21: Inrel -2 Çözümü İçin Sınır Koşulları.....	56
Şekil 5.22: Inrel -1 V1 Çözümü İçin Sınır Koşulları.....	56
Şekil 5.23: Inrel -1 V2 Çözümü İçin Sınır Koşulları.....	57
Şekil 5.24: Yer Değiştirme Sonuçları .....	57
Şekil 5.25: Gerilme Sonuçları.....	57
Şekil 5.26: Paralel Tekerlek Hareketi (Sıçrama Hareketi) .....	58
Şekil 5.27: Tekerlek Yalpa Hareketi (Viraj Alma).....	58
Şekil 5.28: Tekerlek Yalpa Hareketi.....	59
Şekil 5.29: Hypermesh Yazılımında Oluşturulmuş Arka Aks Sonlu Elemanlar Modeli .....	60
Şekil 5.30: Arka Aks Araç Bağlantı Noktaları .....	60
Şekil 5.31: Hypermesh Yazılımında Oluşturulmuş Arka Aks Sonlu Elemanlar Modeli Eleman Kalitesi.....	62
Şekil 5.32: Viraj Alma Durumu İçin Atalet Bazlı Dayanım Analizi Sonuçları ....	63
Şekil 5.33: Tekerleklerin Kritik Paralel Hareketi Durumu İçin Atalet Bazlı Dayanım Analizi Sonuçları .....	64
Şekil 5.34: Yalpa Çubuklu Model .....	64
Şekil 5.35: Yalpa Çubuklu Modelin Katılık Analizleri .....	64
Şekil 5.36: Yalpa Çubuklu Model İle Borudan Formlu Modelin Karşılaştırılması	65
Şekil 5.37: Formlanmış Ara Bağlantı Borusu Kesit Geçiş Bölgesinin Uzatılması	65
Şekil 5.38: Kesit Geçiş Uzunluğunun Gerilmelere Etkisi.....	66

<b>Şekil 6.1:</b> Örnek Bir Wöhler Eğrisi .....	67
<b>Şekil 6.2:</b> Örnek Bir Wöhler Eğrisi Karşılaştırması .....	67
<b>Şekil 6.3:</b> Aks Bileşenleri İçin Öngörülen Malzemeler .....	68
<b>Şekil 6.4:</b> Steel 350 MPa Malzemesi İçin Yorulma Eğrisi .....	68
<b>Şekil 6.5:</b> Steel 400 Mpa Malzemesi İçin Yorulma Eğrisi .....	68
<b>Şekil 6.6:</b> Steel 550 MPa Malzemesi İçin Yorulma Eğrisi .....	69
<b>Şekil 6.7:</b> Yan Kol Parçasındaki Kritik Noktalar [Paralel Sıçrama Hareketi].....	69
<b>Şekil 6.8:</b> Yay Çanağı, Tekerlek ve Amortisör Braketi Parçalarındaki Kritik Bölgeler[Paralel Sıçrama Hareketi] .....	69
<b>Şekil 6.9:</b> Yay Çanağı, Tekerlek ve Amortisör Braketi Parçalarındaki Kritik Bölgeler [Paralel Sıçrama Hareketi] .....	70
<b>Şekil 6.10:</b> Ara Bağlantı Borusundaki Kritik Bölgeler[Viraj Alma Hareketi] .....	70
<b>Şekil 6.11:</b> Ara Bağlantı Borusunda Gerçekleşen Hasar Bölgesi.....	71
<b>Şekil 6.12:</b> Değişken Kalınlıklı Ara Bağlantı Borusu .....	71
<b>Şekil 7.1:</b> Ön ve Arka Aks Uyumu .....	74
<b>Şekil 7.2:</b> Yalpa Kamberi .....	75
<b>Şekil 7.3:</b> Yalpa Kamberi Karşılaştırma .....	75
<b>Şekil 7.4:</b> Kamber Değişimi .....	76
<b>Şekil 7.5:</b> Toe Değişimi .....	76
<b>Şekil 7.6:</b> Yalpa Merkezi Yüksekliği.....	77
<b>Şekil 7.7:</b> Burulma ara bağlantı çubuğuna sahip arka aksın kinematik modeli (a) Aksın yandan görünüşü (b) Aksın üstten görünüşü (c)Aksın Burulma açısı (d)Aksın yalpa açısı.....	78
<b>Şekil 7.8:</b> Yalpa Yönlendirmesi.....	78
<b>Şekil 7.9:</b> Viraj Alma Durumunda Arka Aksdaki Toe Değişimi.....	79
<b>Şekil 7.10:</b> MNF Dosyası Oluşturma Arayüzü.....	80
<b>Şekil 7.11:</b> MNF Dosyası Çıktısı.....	81
<b>Şekil 7.12:</b> Borudan Formlanmış Arka Aks Doğal Mod Şekilleri .....	81
<b>Şekil 7.13:</b> Sacdan Formlanmış Yalpa Çubuğuna Sahip Arka Aks Doğal Mod Şekilleri .....	82
<b>Şekil 7.14:</b> Sıçrama Hareketi .....	83
<b>Şekil 7.15:</b> Sıçrama Hareketi Analiz Parametreleri .....	83
<b>Şekil 7.16:</b> Tekerlek Rijitliği (Wheel Rate).....	84
<b>Şekil 7.17:</b> Kuvvet Yalpa Merkezi Yüksekliği.....	84
<b>Şekil 7.18:</b> Kamber Değişimi .....	84
<b>Şekil 7.19:</b> Viraj Alma Hareketi Arayüzü .....	85
<b>Şekil 7.20:</b> Viraj Alma Hareketi .....	85
<b>Şekil 7.21:</b> Açık Kesitli Ara Bağlantı Çubuklarında Kuvvetlerin Hareketleri .....	86
<b>Şekil 7.22:</b> Kayma Merkezinin Tekerleklerin Tutunma Durumuna Etkisi.....	86
<b>Şekil 7.23:</b> Kayma Merkezinin Konumlandırılması .....	87
<b>Şekil 7.24:</b> Kayma Merkezinin Konumlandırılması .....	87
<b>Şekil 7.25:</b> Aks Üzerindeki Kayma Merkezleri.....	88
<b>Şekil 7.26:</b> Boru Kesitin Hypermorph Yardımıyla Döndürülmesi .....	88
<b>Şekil 7.27:</b> Döndürülmüş Boru Kesitleri Karşılaştırma.....	89
<b>Şekil 7.28:</b> Adams Modeline Ait Viraj Alma Sırasındaki Gerilme Bölgeleri .....	89



## V FORMLANMIŞ ARA BAĞLANTI BORUSUNA SAHİP BİR OTOMOBİL ARKA DİNGİLİNİN ARAÇ AĞIRLIĞI AZALTMADAKİ ETKİLERİ VE SAYISAL ANALİZLERİ

### ÖZET

Yolcu taşımacılığında kullanılan kara taşıtlarında, taşıtın zemin üzerinde hareketi lastik tekerleklerle sağlanmaktadır ve teknolojideki büyük gelişmelere rağmen uzunca bir zaman diliminde bu durumun devam edeceği anlaşılmaktadır. Kauçuk esaslı kompozit malzemeden imal edilen havalı (pnömatik) lastikler taşıt mekaniğinde büyük önem arz ederler. Bir taşıtın performansı (ivmelenme ve frenlenme kabiliyeti, dönüş hareketi vs.) temelde iki unsura bağlıdır. Birincisi taşıt tahrikte kullanılan motorların gücü ikincisi de lastik-zemin arasındaki tutunma durumudur. Bu nedenle taşıtın hareket limitlerinin belirlenmesinde lastiğin zeminden alabildiği kuvvet tayin edici karakterdedir.

Öte yandan her ne kadar havalı lastikler katı değiller ise de özellikle binek araçları için yoldan kaynaklanan rahatsız edici etkilerin bayağı yüksek düzeyde taşıt gövdesine iletilirler. Bu nedenle taşıtta sürücü ve yolcu konforunu sağlamak için genelde yay ve amortisörlerden ibaret askı sistemleri kullanılır. Askı sisteminin katılığı tayin edilirken birbirine zıt olan iki talebe makul bir çözüm aranır. Şöyle ki, askı sisteminin katılığı azalırsa konfor artar, buna mukabil taşıtın yere tutunma kabiliyeti ve dolayısıyla taşıt hakimiyeti azalır. Askı sisteminin katı olması halinde de durum tersinedir. Genelde her iki talebi optimum düzeyde karşılayacak bir orta yol bulunur.

Otomotiv endüstrisi, yeni yasal gerekliliklere uyum ve karbondioksit emisyonunun azaltılması amacı ile araç komponentleri üzerinde ağırlık azaltma çalışmalarına odaklanırken, aynı zamanda bileşenlerin emniyetinden ödün vermeyecek şekilde farklı geometriler, prosesler ve yeni nesil malzemeler üzerine çalışmaktadır. Ağırlık hafifletme çalışmalarında ele alınan komponentlerden bir tanesi de araç süspansiyon sistemleridir.

Yapılan bu çalışmada temel olarak bir binek araca ait V formlu ara bağlantı borusuna sahip yarı bağımsız arka aks süspansiyon sistemi için kritik tasarım parametreleri irdelenmiştir. Öncelikle, binek araçlar için arka aks tipleri tanımlanmış ve süspansiyon sistemlerine ait elemanlar çalışmanın ilgilendiği kadarıyla anlatılmıştır. Çalışma kapsamında birçok binek araç modeline ait arka aks süspansiyon sistemi kıyaslanmıştır. Kıyaslama çalışması ışığında, burulma çubuğu teorisi göz önünde bulundurularak V formlanmış boru yapısı tasarlanmıştır.

Binek araç için tasarlanmış V formlanmış ara bağlantı borusuna sahip yarı bağımsız arka aks süspansiyon sistemi, Hypermesh sonlu elemanlar yazılımında modellenmiştir. Ara bağlantı borusuna ait formlama analizlerinde Hyperform, sistemin yapısal analizlerinde Optistruct, sistemin dinamik analizlerinde de Adams yazılımları kullanılmıştır. Arka aks için yapılan analizler sonucunda aks üzerinde

kritiklik oluşturabilecek bölgeler ön plana çıkarılmıştır. Elde edilen sonuçlar irdelenerek çözüm önerileri getirilmiştir.

Bunun yanısıra V formlu ara bağlantı borusuna sahip arka aks sistemi, denge miline sahip formlu sacdan oluşan diğer bir arka aks tasarımı ile yapısal olarak kıyaslanarak ağırlık açısından avantaj ve dezavantajları belirtilmiştir.

**Anahtar Kelimeler : V formlu arka aks, arka aks, araç hafifletme çalışmaları, form verme analizi, burulma borusu.**

## **EFFECTS OF REAR AXLE WITH TUBULAR V-FORMED TWISTBEAM ON WEIGHT REDUCTION AND FINITE ELEMENT ANALYSIS**

### **SUMMARY**

Movement of vehicles used in passenger transportation on the ground is provided with rubber tires. However technology on cars continues to be developed, rubber tires will be used for a long time in the automotive industry. Rubber tires play a significant role on vehicle dynamics. The performance of vehicle is dependent on two basic factors. The prior is engine force to drive and the second is handling situation of tires on the ground. This is why so tire forces from the ground is important to determine vehicle dynamics conditions.

Although rubber tires have flexible structures, they highly transmit the disturbing effects from the road to vehicle body. For this reason, the suspension systems which consists of shock absorbers and springs are usually preferred to meet the comfort requirements of driver and passengers. If stiffness of suspension decrease, comfort increase; on the other hand handling of vehicle will decrease. Also this situation is reversible. Optimum way is founded to meet the both comfort and handling requirements.

Automotive industry focuses on the weight reduction for vehicle components in terms of the compliance with new legal requirements and reduction of greenhouse gas effect. At the same time, manufacturers study on new concept designs, processes and new generation materials without compromising the safety of the vehicle components. Suspension system is one of the most significant product on vehicles for weight reduction.

This thesis mainly concerns critical design parameters of a semi-independent rear axle suspension system with a V-formed tube for a passenger car. Firstly, it is described what types of rear axles are and which components of suspension systems. Many types of passenger cars are benchmarked in terms of their rear axle suspension types. According to the twist beam theory, a V-formed tube structure is designed considering the benchmark study.

The rear axle with V-formed tube, designed for the passenger car, is modelled as finite elements using Hypermesh. The forming analysis of V-formed tube is performed with Hyperform, structural analysis of the system is solved via Optistruct and Adams is used for the dynamic analysis. After correlating FEA results, critical zones on the rear axle system are pointed out. Solutions are offered for these zones investigating the results.

Additionally, the V-formed tubular rear axle is compared with a sheet-formed rear axle structure with an anti-roll bar, advantages and disadvantages of the tubular rear axle are identified for weight reduction.

**Keywords: V - formed rear axle, rear axle, weight reduction study on vehicles, forming analysis, twist/torsion beam.**



## 1.GİRİŞ

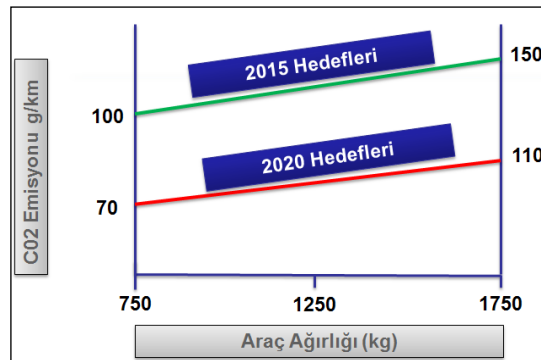
Son yıllarda araç hafifletme projeleri; karbon emisyonunu azaltmanın yanında, yakıt tasarrufu açısından da önemli bir fayda getireceği için otomotiv sanayinin öncelikli hedefleri haline gelmiştir. Dünyadaki karbondioksit oranının % 20'si otomobillerden kaynaklanmaktadır. Bu oranın ileriki yıllarda daha da artması beklenmektedir. Araç hafifletme hedefleri doğrultusunda araç üreticileri yeni tasarımlar, farklı üretim yöntemleri ve yeni nesil malzemelerle ilgili yoğun olarak çalışmaktadır. [1]

Avrupa Birliği tarafından, karbondioksit emisyonu hedeflerine ulaşamayan araçlar için önümüzdeki yıllardan itibaren araç başına araç üreticilerine cezai işlem uygulanacaktır. Bu cezai yaptırımlar Çizelge 1.1'de belirtilmiştir.[2]

**Çizelge 1.1:** Avrupa Birliği Karbon Emisyonu Cezaları [2].

$CO_2$ ( g/km )	+1	+2	+3	> +3
Ceza (€)	5€	15€	25€	95€

Şekil 1.1'de görüleceği üzere 2020 yılına kadar karbon emisyon oranlarının düşürülmesi hedeflenmektedir.



**Şekil 1.1:** Karbon Emisyon Hedefleri [2].

Bu tez çalışmasında, farklı tasarım parametrelerinin yanısıra yapısında farklı üretim yöntemlerini de barındıran V formlanmış ara bağlantı borusuna sahip bir otomobil

arka dingilinin araç ağırlığı azaltmadaki etkileri ve tasarımında dikkat edilmesi gereken sayısal analizleri incelenmiştir.

## **1.1 Tezin Amacı**

Bu çalışmanın başlatılmasının amacı; formlu sac ve denge milinden oluşan yarı bağımsız arka akslara göre ağırlık avantajı olan borudan formlanmış ara bağlantıya sahip arka aks sisteminin, avantaj ve dezavantajlarını da göz önünde bulundurarak gerekli performans ve dayanım analizlerini gerçekleştirerek bu tarzdaki bir yarı bağımsız arka aks yapısının kritik tasarım parametrelerini açığa çıkarmak ve araç ağırlık azaltma çalışmalarına katkı sağlamaktır.

## **1.2 Literatür Araştırması**

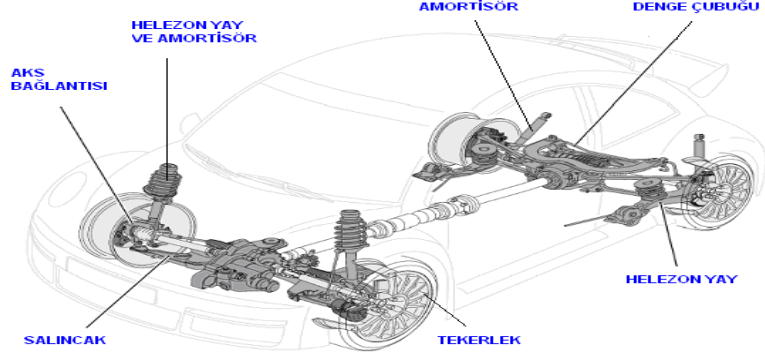
Tez çalışmasının bu bölümünde, araç süspansiyon sistemleri ve elemanları ile ilgili literatür çalışmasına yer verilmiştir.

### **1.2.1 Süspansiyon sistemi**

Yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmüleyerek, konforlu ve güvenli sürüş sağlamak için tasarlanan, araç gövdesi ile tekerlekler arasında konumlandırılan sistemlerin tümüne *süspansiyon sistemi* denir. Süspansiyon sisteminin görevlerinden bazıları şunlardır;

1. Tekerleklerin devamlı olarak yolla olan temasını sağlamak,
2. Titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönmüleyerek en aza indirmek,
3. Yolcuları, taşınan yükü, şasi ve kaportayı korumak,
4. Akslar üzerinde gövdeyi taşımak ve gövde ile tekerlekler arasındaki uygun geometrik ilişkiyi sağlamak,
5. Aracın emniyetli olarak kısa zamanda yüksek hızlara ulaşmasını sağlamaktır.

Süspansiyon sistemi, otomobilin yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Yürüyen aksam, direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belli bir düzen ile karosere bağlıdır.



**Şekil 1.2:** Araç Üzerinde Süspansiyon Sistemleri [3].

Süspansiyon sistemi otomobilin ağırlığını taşıdığı gibi lastiklerin yola tutunmasını da sağlamalıdır. Otomobilin yol tutuşu hayati önem taşır; çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu sistemin sağlıklı çalışmasına bağlıdır. Şekil 1.2’de örnek bir süspansiyon sistemi gösterilmiştir.

## 1.2.2 Süspansiyon sistemi elemanları

### 1.2.2.1 Yaylar

Yaylar, tekerlekler hariç vasitanın tüm yükünü üzerlerinde taşırlar. Esnek yapıları sayesinde tekerleğin tümseklerde sıkışarak, çukurlarda ise uzayarak sarsıntıların hissedilmesini en aza indirirler. Yaylar; yaprak yaylar, helisel yaylar, havalı yaylar gibi çeşitlere sahiptirler. Şekil 1.3’de örnek bir yaprak yay gösterilmiştir.

Yaprak yaylar mukavemetlerinin yüksek olmasından dolayı kamyon tarzındaki ağır taşıtlarda kullanılmaktadır. Bu yay sistemine yaprak yay denilmesinin temel sebebi boyları farklı olan yay çeliklerinin üst üste dizilmesiyle imal edilmiş olmalarıdır. Yaprak yay sistemlerinin verimleri düşüktür ancak mukavemetlerinin yüksek olması bu süspansiyon sistemlerini vazgeçilmez yapmaktadır.



**Şekil 1.3:** Yaprak Yaylar [3].

Helisel yaylar isimlerini sarmal şeklindeki yapılarından almaktadırlar. Mukavemetleri düşük olduğundan daha çok hafif yapılı binek araçların ön

kisimlerinde tercih edilmektedir. Kalınlıkları ve çapları aracın ağırlığına göre değişim göstermektedir. Şekil 1.4’de örnek helisel yaylar gösterilmiştir.



Şekil 1.4: Helisel Yaylar [3].

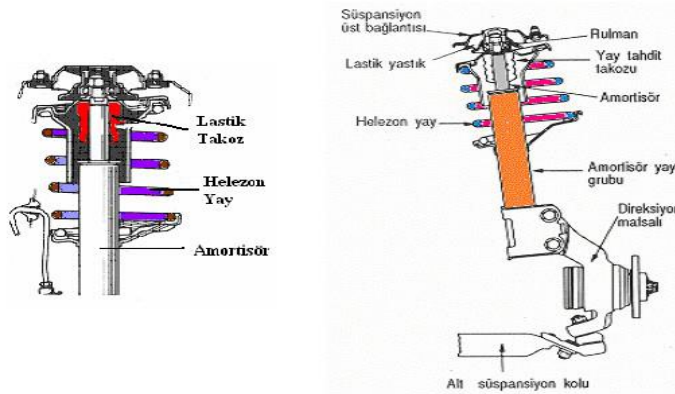
Pnömatik yaylar, havalı askı sistemlerinde kullanılır. Her tekerde yay yerine hava yastığı bulunur. Genellikle yolcu otobüsleri, kamyon gibi basınçlı hava sistemi bulunan ağır taşıma araçlarında kullanılır. Şekil 1.5’de örnek bir pnömatik yay gösterilmiştir.



Şekil 1.5: Pnömatik Yaylar [3].

### 1.2.2.2 Amortisörler

Yaylar üzerlerine gelen yükü yumuşatarak tersi yönde iletme görevini üstlenirler. Yani tümsekten geçen araçta tekerlek şasiye yaklaşır ve yay iyice sıkışır, yay eski haline dönerken büyük bir kuvvetle tekerleği geri iter ve yukarı doğru seken araç yerçekimiyle tekrar yere konar ve yayı sıkıştırır. Bu salınımlar hiç durmadan devam eder. Bu durumun oluşmasını engelleyen elemanlara *amortisör* denir.

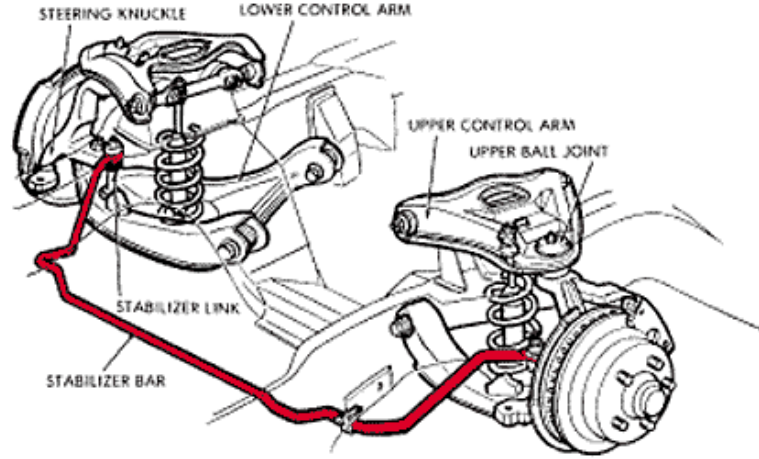


Şekil 1.6: Amortisör Yapısı [3].

Şekil 1.6'da görüldüğü üzere amortisörler üzerine etkiyen basıncın büyük bir kısmını hidrolik sıvının sürtünme kuvveti olarak absorbe eder.

### 1.2.2.3 Denge çubuğu

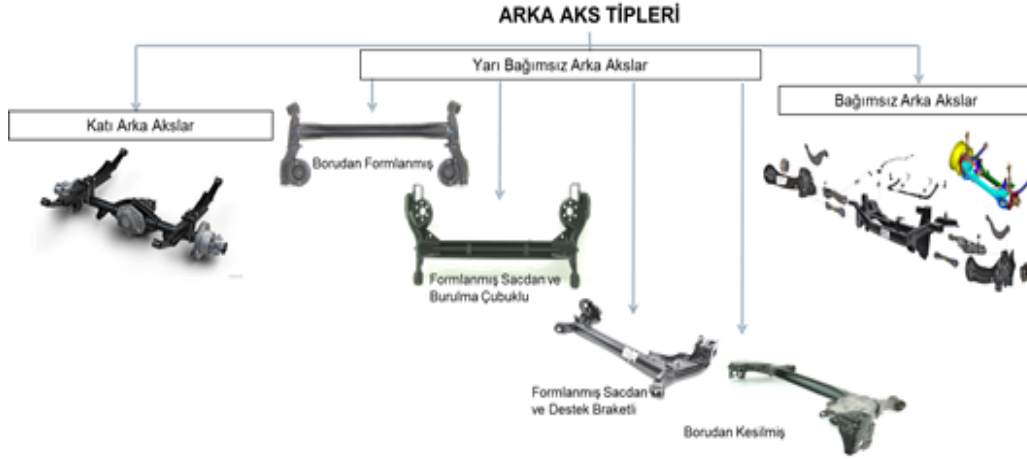
Denge çubuğu veya diğer adıyla stabilizatör, virajlarda merkez kaç kuvvetinin etkisiyle araç gövdesi dışa doğru savrulan aracın tekerlekler arasındaki açı farkını azaltarak daha kontrollü hareket etmesine olanak verir. Böylelikle direksiyon hakimiyetini çoğaltıp aracın savrulmasını ve sağa sola yatmasını ve bir miktar da kaymayı önler. Bazı araçlarda denge çubuğunun yanı sıra birde dayanma çubuğu bulunur. Dayanma çubuğu alt salıncakla şasi arasına bağlanır ve salıncakta meydana gelen kaymayı önler. Şekil 1.7'de örnek bir denge çubuğu gösterilmiştir.



Şekil 1.7: Denge Çubuğu [3].

### 1.2.3 Arka aks süspansiyon tipleri

Süspansiyon sisteminin bir elemanı olan arka akslar kendi içerisinde yapılarına göre bağımsız, yarı bağımlı ve katı akslar olmak üzere 3 ana gruba ayrılmaktadır. Bu tez çalışmasına konu olan yarı bağımsız arka akslar, Şekil 1.8'den de görüleceği üzere katı akslar ve bağımsız akslar arasında kalmış bir grubun temsilcileridir.



**Şekil 1.8:** Arka Aks Tipleri [4].

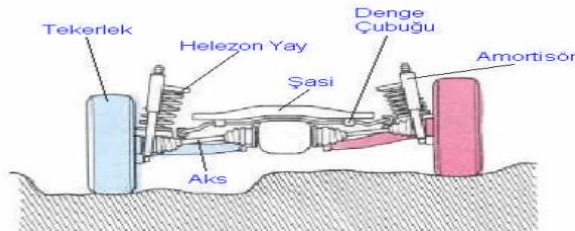
### 1.2.3.1 Bağımsız süspansiyon sistemleri

Serbest ( bağımsız ) süspansiyon sistemi tekerleklerin yukarı aşağı, birbirlerinden bağımsız olarak hareket etmesini sağlar. Aynı zamanda gövdenin hareketlerini de sınırlayarak yüksek yönlendirme kabiliyeti sağlamaktadır.

Ön süspansiyon sistemlerinde uygun geometri ile salıncaklı sistem bağlı olduğu tekerleğe uygun hareket imkânı vermektedir. Bağımsız süspansiyon sistemlerinde;

- Sağ ve sol tekerleklerin hareketleri birbirinden bağımsızdır.
- Yüksek yönlendirme kabiliyetine sahip süspansiyondur.
- Yol tutuşu yarı bağımsız süspansiyon sistemlerine göre daha iyidir.
- Parça sayısı fazla olduğundan karmaşık ve yüksek maliyetlidir.

Bağımsız süspansiyon sistemleri; binek araçların ön süspansiyonlarında, bazı araçlarda ise arka süspansiyonlarda da tercih edilmektedir. Şekil 1.9'da tekerleklerin birbirlerine göre hareket kabiliyetleri gösterilmiştir.



**Şekil 1.9:** Bağımsız Süspansiyon Sistemlerinde Tekerleklerin Hareket Kabiliyetleri

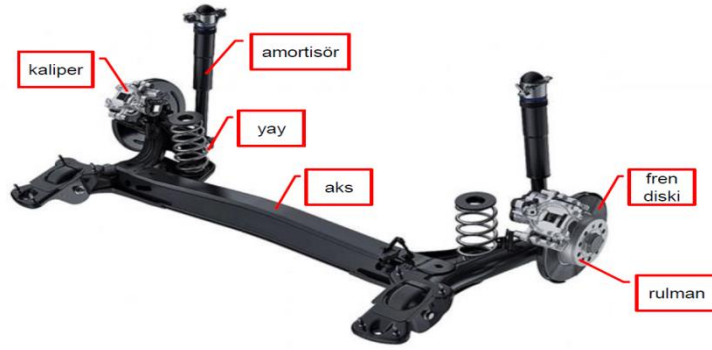
[3].

### 1.2.3.2 Katı aks sistemleri

Katı aks sistemleri, dingil her iki tekerleği birbirine bağlar. Tekerlekler üzerlerine gelen kuvvetleri doğrudan birbirlerine aktarırlar. Bu durum sürüş konforu ve güvenliği açısından olumsuz etkilere sebep olmaktadır.

### 1.2.3.3 Yarı bağımsız süspansiyon tipleri

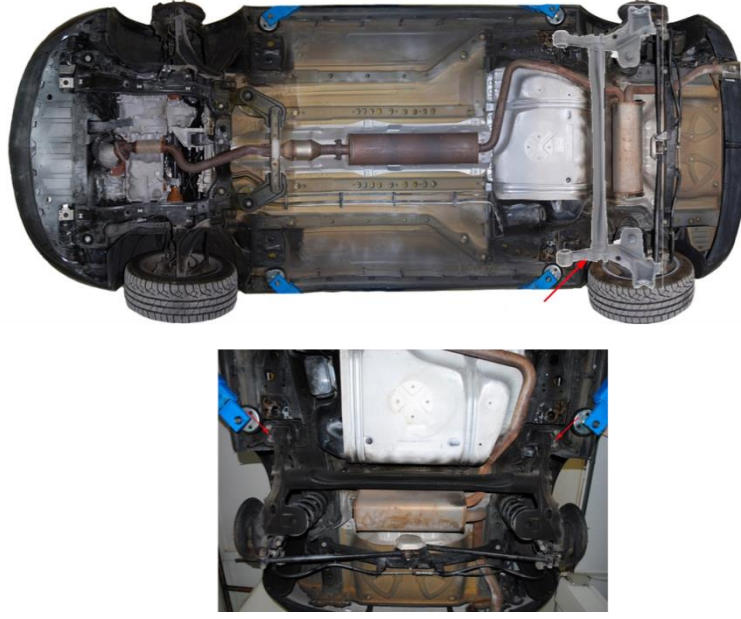
Şekil 1.10'da da görüleceği gibi yarı bağımsız arka süspansiyon sisteminin ana komponentleri bağlantı elemanları, helezon veya yaprak yaylar, amortisörler, burulma mili ve burçlardır.



Şekil 1.10: Örnek Bir Arka Süspansiyon Sistemi [4].

Yarı bağımsız arka akslarda katı aks sistemlerinde olduğu gibi dingil, her iki tekerleği birbirine bağlar. Yani bir tekerlek üzerine gelen kuvvet ve oluşan titreşim diğer tekerleği de etkiler. Ancak yarı-bağımsız aks sistemlerinde tekerleklerin kuvveti katı akslarda olduğu gibi birbirlerine doğrudan iletmemesi adına tekerlek bağlantı çubukları burulma hareketine izin verecek şekilde tasarlanırlar. Bu sayede yarı-bağımsız süspansiyon sistemleri, katı akslar gibi konforsuz olmayan hatta bağımsız süspansiyonların konfor ve gürültü şartlarına yakın bir seyir dinamiği sağlar.

Yarı bağımsız askı sistemini meydana getiren parçaların az ve karmaşık olmaması sebebiyle bu aks sistemi araç ağırlığına olumlu katkılar sunmaktadır. Şekil 1.11'de yarı-bağımsız süspansiyon sisteminin araç üzerindeki konumu belirtilmiştir.

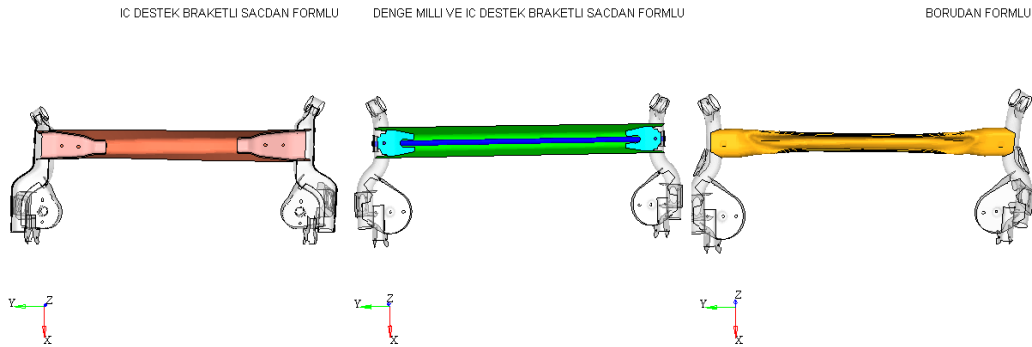


**Şekil 1.11:** Bir Yarı-Bağımsız Süspansiyon Sistemi [4].

Yarı-bağımsız süspansiyon sistemlerinde ara bağlantı çubuğunun burulmasına imkan veren tasarımlardan bazıları;

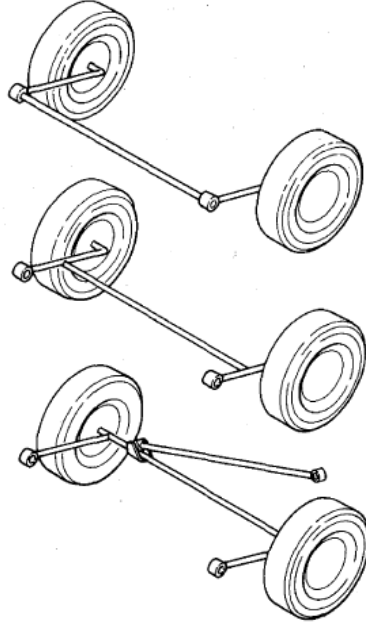
- Denge milsiz sacdan C,U,V şeklinde formlanmış ara bağlantı çubukları,
- Denge milli C,U,V şeklinde formlanmış ara bağlantı çubukları,
- İç destek braketli C,U,V şeklinde formlanmış ara bağlantı çubukları,
- Denge milsiz, iç destek braketsiz borudan C,U,V şeklinde formlanmış ara bağlantı çubukları,

şeklinde olabilmektedir. Şekil 1.12’de yukarıda bahsedilen tasarımlardan bazıları gösterilmiştir.



**Şekil 1.12:**Yarı-Bağımsız Süspansiyon Sistemlerinde Kullanılan Bazı Ara Bağlantı Çubukları [4].

Yarı bağımsız torsiyon tipi akslar, ara bağlantı çubuğunun konumuna göre araçlarda Şekil 1.13’de gösterildiği gibi yer alabilmektedir. Bu konumlar aksın yakıt deposu başta olmak üzere araçtaki diğer bileşenlerle olan ilişkisine göre belirlenmektedir. Bir başka deyişle, aksın araçtaki paketleme çevresine göre konumlar değişmektedir. [5]



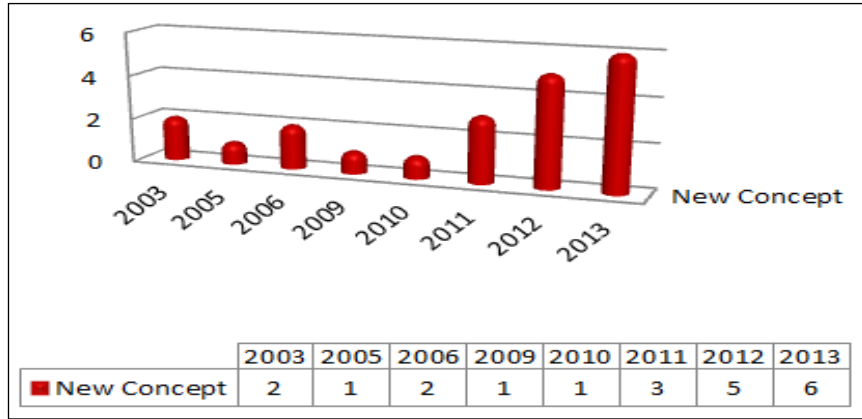
**Şekil 1.13:** Burulma Ara Bağlantı Çubuğuna Sahip Aksların Farklı Bağlantı Koşulları [5].

Yarı bağımsız torsiyon tipi akslar torsiyon tipi aksların avantajlarını aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- Basit yapıya sahip olması
- Tek ana kaynaklı komponentten oluşması
- Küçük ve düz paketleme alanı kaplaması
- Kolay servis edilebilirliği
- Ara kirişin aynı zamanda viraj denge çubuğu fonksiyonunu görmesi
- Tekerleğe bağlı daha az kütlelenin olması
- Avantajlı süspansiyon stroğu, yay/damper oranı sunması
- Daha az iz genişliği değişimi

#### 1.2.3.4 Arka aks kıyaslama çalışmaları

Yapılan kıyaslama çalışmasında, 2003-2013 yılları arasında üretilmiş B segmentinde yer alan yarı bağımsız süspansiyona sahip 41 araç modeli incelendiğinde bunlardan 21 adedinin borudan V formlanmış arka aksa sahip olduğu görülmüştür. Bu kıyaslama çalışması yıllara göre Şekil 1.14'de belirtilmiştir.



Şekil 1.14: Yıllara Göre V Formlu Boru Kullanımı [4].

Kıyaslama çalışmalarımızda, V formlanmış borulu ara bağlantılı arka aksların; B segmenti dışında A ve C segmenti araçlarda da kullanıldığı görülmüştür. Bu araçlardan bazıları aşağıdaki gibidir. [4]

A segmenti araçlar;

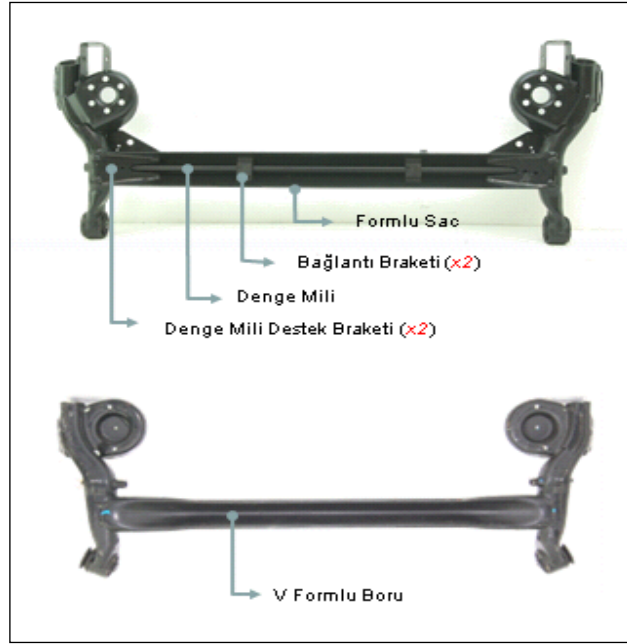
Fiat 500 L, Hyundai i10, Suzuki Alto, Toyota IQ, Opel Agila, Fiat Panda

B segmenti araçlar;

Audi A1(2011), Hyundai i20(2011), Kia Rio(2012), Toyota Verso(2013),  
Wolkswagen Polo(2010)

C segmenti araçlar;

Renault Grand Sceni(2010), Opel Astra(2010), Toyota Auris(2007), Renault  
Megane(2008)



**Şekil 1.15:** Arka Aks Süspansiyon Sistemi Karşılaştırma [4].

Şekil 1.15’de aynı araç marka ve modelinde yer alan farklı iki tip ara bağlantı çubuğuna sahip yarı-bağımsız arka aks süspansiyon sisteminin ağırlık karşılaştırması yapılmıştır.



**Şekil 1.16:** Arka Aks Süspansiyon Sistemi Ağırlık Karşılaştırma [4].

Şekil 1.16’den görüldüğü üzere borudan formlanmış ara bağlantı çubuğuna sahip aks sistemi %14.9 oranında hafiflik avantajı sağlamaktadır.

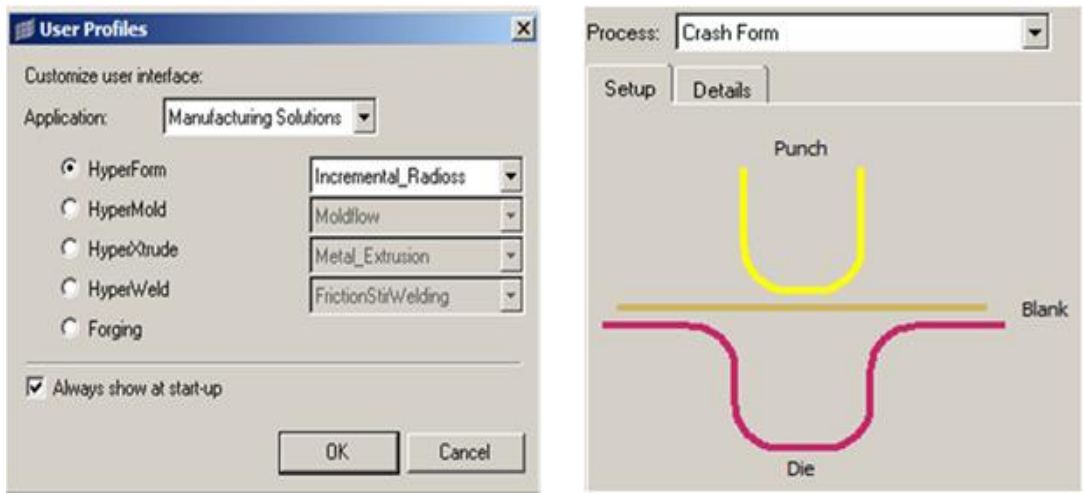
**Çizelge 1.2 :** Arka Aks Kıyaslama Tablosu (1-5: Çok Kötü - Çok İyi) [6].

	Twist beam	Strut&Links	Trailing Arm	Integral Link	Lotus
Maliyet (\$)	185	152	209	490	163
Ağırlık (kg)	34	42	40	48	27
Tasarım	1	3	5	3	4
Yol Tutuşu	4	2	2	5	3
NVH	3	2	3	5	3
Üretim	5	3	2	1	4
Paketleme	5	4	2	1	3

Bağımsız araştırmalar sonucunda oluşturulan ve izelge 1.2’de yer alan tabloda arka aks çeşitlerinin maliyet, ağırlık, tasarım kolaylığı, gürültü ve titreşim beklentileri gibi parametrelere göre kıyaslamalarına yer verilmiştir. Bu veriler ışığında “twist beam” olarak da adlandırılan borudan formlanmış arka aks sistemlerinin bağımsız süspansiyon sistemlerine rakip olabileceği görölmektedir.

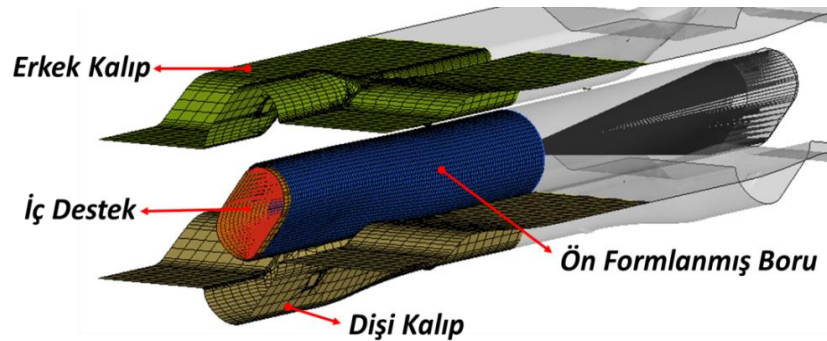
## 2. FORMLAMA ANALİZLERİ

V form lu arka aks borusunun formlama sanal analizlerinde modelleme için Hyperworks platformunun Hypermesh ve Hyperform arayüzleri, çözümü için de yine aynı platforma ait Radioss çözücüsü kullanılmıştır. Hyperform arayüzünde proses olarak Şekil 2.1’de de belirtildiği gibi crash form seçilmiştir.



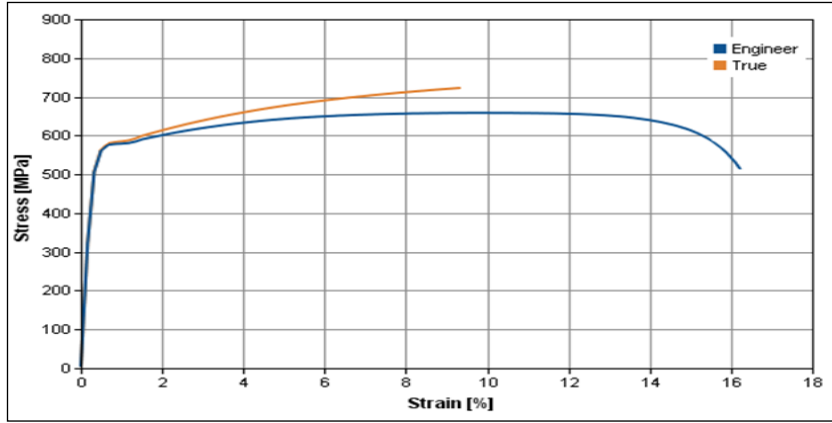
Şekil 2.1: Hyperform Arayüzü [4].

Formlama analizleri ön formlama, nihai formlama operasyon çalışmalarını kapsamaktadır. Şekil 2.2’de ön formlamaya ait sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir.



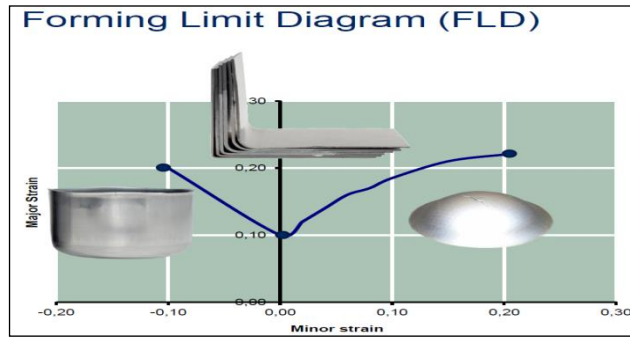
Şekil 2.2: Ön Formlama Sonlu Elemanlar Modeli [4].

Soğuk şekillendirmede kullanılmak üzere elde edilmiş Steel 550MPa malzemesine ait gerçek gerilme - gerçek uzama eğrisi Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



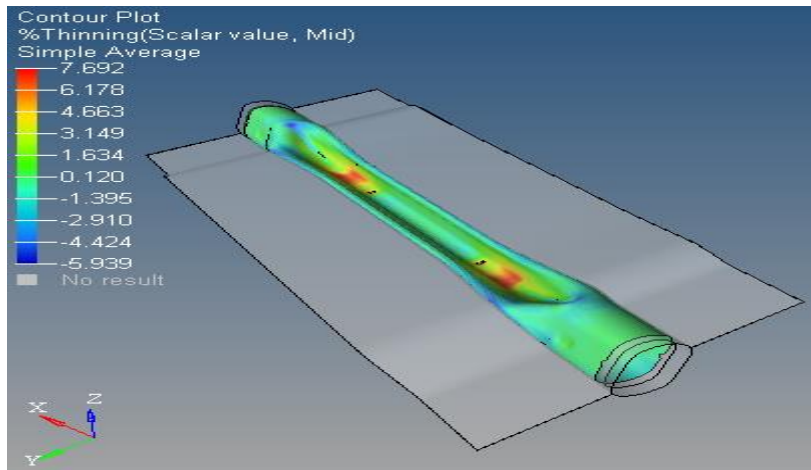
Şekil 2.3: Steel 550 MPa Gerçek Gerilme-Uzama Eğrisi [4].

Formlama analizlerinde hasar kriteri olarak Steel 550 MPa malzemesinin form limit eğrisi (FLE) kullanılmıştır. Malzemeye ait form limit eğrisi Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2.4: Steel 550 MPa Form Limit Eğrisi [4].

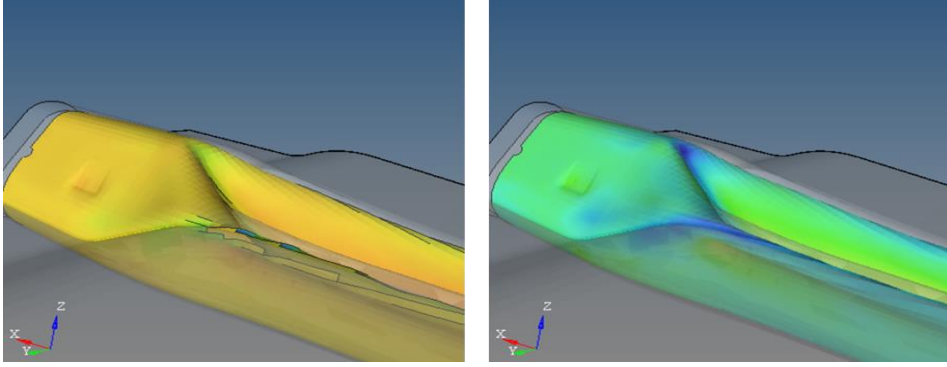
Ana form verme işlemi sonrasında parça üzerindeki incelmenin, Şekil 2.5'deki veriler doğrultusunda toleranslar dahilinde olduğu görülmüştür.



Şekil 2.5: Sonlu Elemanlar Analiz Sonucu [4].



Formlama analizlerinde boru V formunun geçiş bölgelerinde, dikkatli olunması gerektiği görülmüştür. Özellikle bu bölgelerdeki radyüs geçişlerinde yırtılmayı önlemek adına uygun radyüs değerleri seçilmelidir.



**şekil 2.8:** Boru V Form Geçiş Bölgesi [4].

Tezin sonraki aşamalarında bahsedileceği üzere şekil 2.8’de de belirtilmiş bu bölgeler özellikle burulma altında gerilmelere maruz kalmakta olup, formlamadan kaynaklanacak olumsuzlukların bu bölgedeki hasarı çok düşük çevrim sayılarında oluşturacağı görülecektir.

### 3. V FORMLANMIŞ ARKA AKS BAĞLANTI BORUSU ÜRETİM SÜRECİ

#### 3.1 Proses Adımları

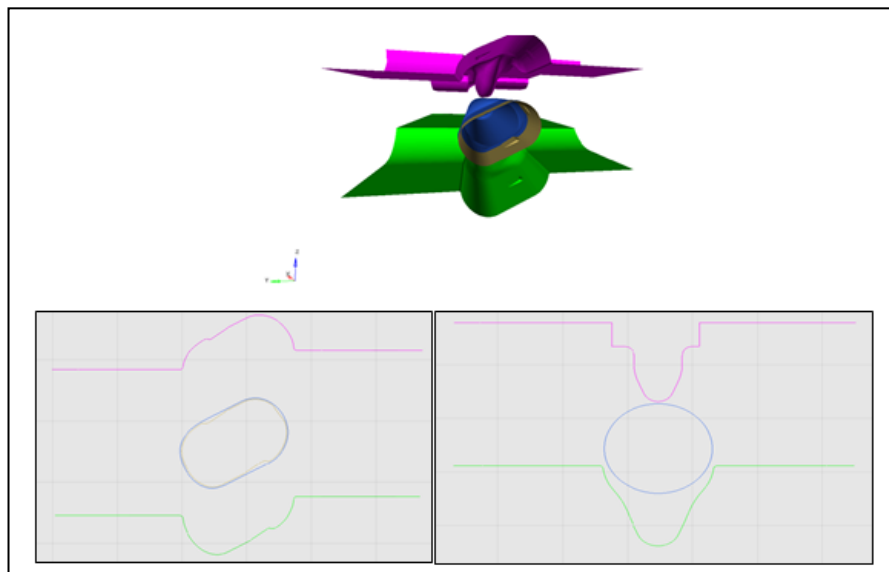
V formlu arka aks borusu temel olarak 2 adımda formlanmaktadır. Formlanan parçanın uç kısımları, kaynak edilecek diğer parçaların yüzey formuna uygun olacak şekilde lazer ile kesilmektedir.

##### 3.1.1 Boru formlama

Prototip V-formlu boru üretimi 2 operasyon ile gerçekleştirilmiştir. Bunlar ;

1. Ön form verme,
2. Ana form verme operasyonlarıdır.

Borulu arka akslarda beklentiler doğrultusunda hem dikişli hem de dikişsiz borular formlanabilmektedir. Dikişli ve dikişsiz boruların birbirine göre avantajları ve dezavantajları vardır. Çalışmamıza konu olan prototip parça üretiminde operasyonlar dikişli boru ile gerçekleştirilmiştir. Formlama operasyonu kesit görüntüsü Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



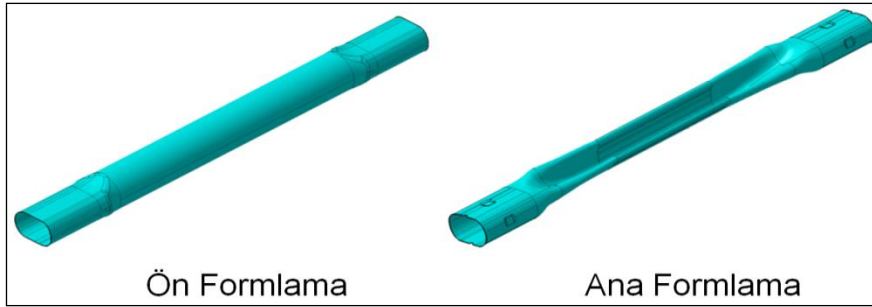
Şekil 3.1: Formlama Operasyonu Kesit Görüntüsü [4].

Yapılan prototip kalıplarda döküm konstrüksiyon yerine çeliklerin kaynatılması ile elde edilmiş kalıp konstrüksiyonu tercih edilmiştir. Şekil 3.2’de bu kalıp konstrüksiyonuna ait endüstriyel tasarım görüntüsü yer almaktadır.



**Şekil 3.2:** Operasyon Kalıbı Endüstriyel Tasarım Görüntüsü [4].

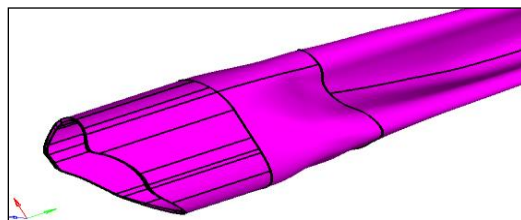
Ana form verme işleminde, boru parçaya nihai V şekli verilmektedir. Formlama operasyonları sonrasında elde edilen ara bağlantı boruları Şekil 3.3’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.3:** Formlama Operasyonları [4].

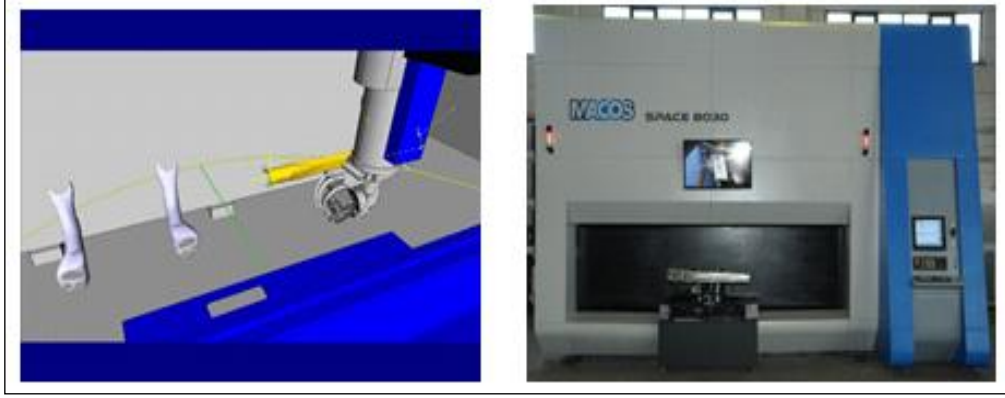
### 3.1.2 Lazer kesme

Kalıplarda formlanan borunun uçlarının yan kollarla kaynak edilebilmesi için, yan kol parçası yüzey formuna uygun olmalıdır. Şekil 3.4’de gösterilen bu kesme hattındaki uyumu sağlayabilmek için lazer ile kesme işlemi gerçekleştirilmektedir.



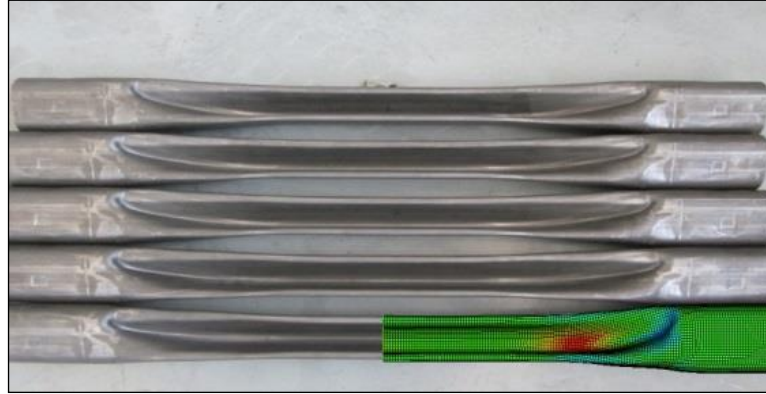
**Şekil 3.4:** Lazer Kesme Hattı [4].

Lazer kesme prosesinde çentik etkisini önlemek için kesimin sürekliliği önemlidir. Bu sebeple lazer kesme işlemi Şekil 3.5’de gösterildiği üzere 5 eksenli lazer tezgahlarında gerçekleştirilmelidir.



**Şekil 3.5:** 5 Eksenli Lazer Kesme Makinesi [4].

Bu çalışma kapsamında, V formu arka aks borusunun formlama süreçleri sanal analiz programında gerçekleştirildikten sonra ayrıca prototip ürün elde edilmiş ve gerçek sonuçlar ile sayısal analizde elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Elde edilen prototip ürün ile sayısal analiz sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür. Elde edilen ürün ve analiz görüntüsü Şekil 3.6’da üst üste bindirilmiştir.



**Şekil 3.6:** Sanal Analiz Sonuçlarının Prototip Ürün Üzerinde Gösterimi [2].

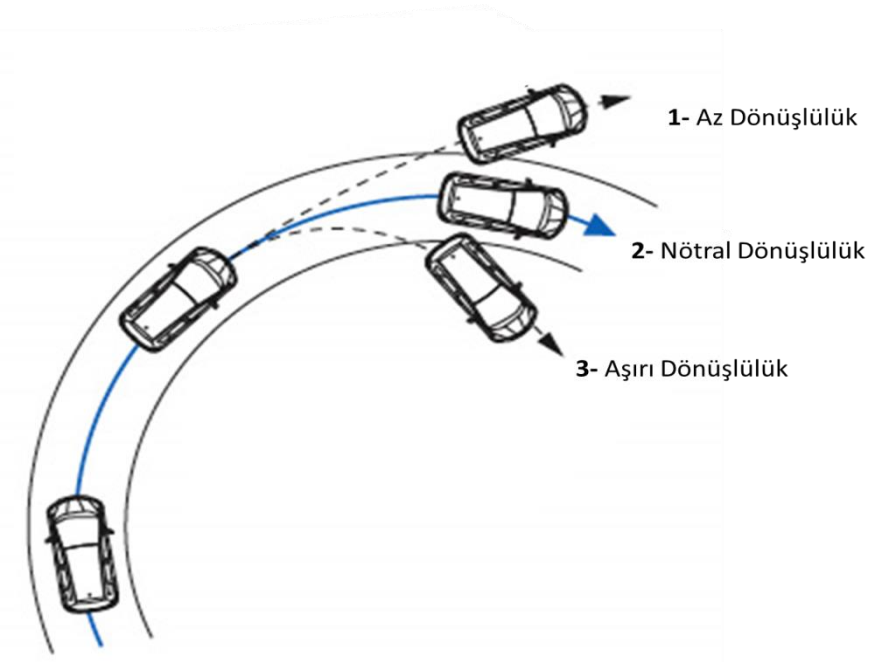


#### 4. TAŞITLARDA SEYİR DİNAMİĞİ

Bir taşıtın dinamik analizinde, temelde iki hal ayırt edicidir. Bunlardan birincisinin düz seyir halidir. İkincisi ise, dönüş hareketidir. Düz seyir haline kıyasla dönüş hareketi daha karmaşıktır. Burada yalpa hareketi de işin içine girer. Neticede taşıtın sol ve sağ tarafında zemin kuvvetlerinin dağılımı da değişir. Bu ise, tahrik veya fren kuvvetleriyle yanal kuvvetlerin de farklılaşması demektir. Böyle bir durumda belirli şartlarda taşıtın kararlılığı da ortadan kalkabilir. [7]

Bir araç dönüş hareketini gerçekleştirirken yola tutunabilme durumuna göre 3 farklı durumla karşılaşır. Bu durumlardan bir tanesi, aracın direksiyon aracılığıyla verilen dönme açısına uygun tepki vererek normal bir dönüş sergilemesi durumu olan nötral dönüşlülük durumudur. Bu durum Şekil 4.1’de belirtilen 2 numaralı durum ile temsil edilmektedir. Bunun yanı sıra az ve aşırı dönüşlülük durumlarıyla da karşılaşabilmektedir.

Az dönüşlülük, aracın direksiyon aracılığıyla verilen dönme açısına az tepki vermesi durumudur. Sözcülemi; ideal nötral koşullarda kendi çevresinde 60 derece dönerek bir virajı alması gereken aracın, ön ucunun (arkasına göre) dışarı doğru daha çok ötelenmesiyle kendi çevresinde 60 dereceden az dönerek burnunun virajın dışına doğru yönelmesi durumudur. Bu durumu oluşturacak sebeplerden biri viraja girdikten sonra hızlanmaktır. Manevra sırasında hızlanmak, arka tekerleklerdeki yükü arttıracak ve bu tekerleklerin yanal kuvvet kapasitesini yükseltecektir. Artan yanal kuvvet, aracın arka tekerleklerinin ön tekerleklere göre yola daha iyi tutunmasına ve aracın istenenden az dönmesine neden olacaktır. Genellikle önden çekişli araçlarda görülür. Bunun sebebi motorun, vites kutusunun ve aktarma donanımının önde olmasıdır. Bu durumda aracın önü arkasına göre çok daha ağır olur. Sonuç olarak direksiyon çevrilse de, bütün bu ağırlığın karşı konulmaz eylemsizliği düz gitme isteğinde olur ve araç eksenden kayar. Bu durum Şekil 4.1’de gösterilen 1 numaralı durum ile temsil edilir.



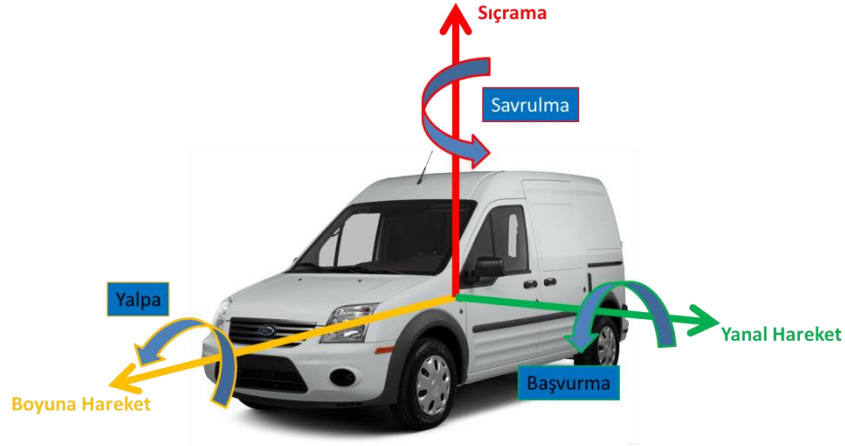
**Ŗekil 4.1:** Araç DönüŖü [7].

AŖırı dönüŖlölük, aracın direksiyon aracılığıyla verilen dönme açısına fazla tepki vermesi durumudur. Sözelimi; ideal nötral koŖullarda kendi çevresinde 60 derece dönerek bir viraj alması gereken aracın, arka ucunun dıŖarı doğru ötelenmesiyle kendi çevresinde 60 dereceden fazla dönerek yoldan çıkması durumudur.

Bu durumu oluşturacak sebeplerden biri, viraja girdikten sonra yapılan frenlerdir. Manevra sırasında fren yapılması, arka tekerlerdeki yükü azaltacak ve arka tekerleklerin yanal kuvvet kapasitesini düşürecektir. Azalan yanal kuvvet, aracın arka tekerlerinin dönme çemberinin dıŖına doğru ötelenmesine ve aracın gerekenden fazla dönmesine neden olacaktır. Genellikle arkadan itiŖli arabalarda görülür, arka tekerleklerin tutuŖu kaybetmesi nedeniyle, aracın arkasının önünü sollamaya çalıŖması durumudur.

#### **4.1 TaŖıtlarda DönüŖ Hareketi**

Bir taŖıtın kendine bağlı koordinat takımında yapacağı hareketler Ŗekil 4.2'deki gibi adlandırılmaktadır.



Şekil 4.2: Taşıt Hareketleri.

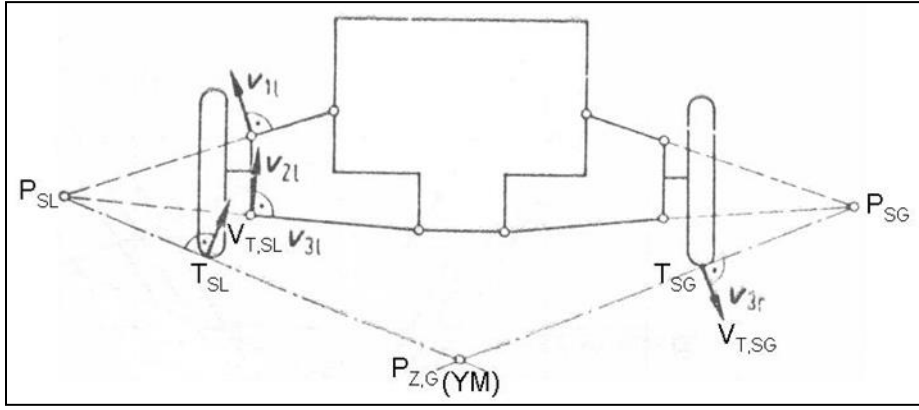
Her ne kadar Şekil 4.2’de taşıtın ağırlık merkezine yerleştirilen koordinat takımının taşıtın boyuna eksenini etrafındaki dönme hareketlerine yalpa denmekte ise de genel olarak yalpa eksenini değişken bir eksendir.

Yalpa hareketi neticesinde süspansiyon yaylarının sıkışması ve gevşemesi nedeniyle lastiklere gelen kuvvetler değişir. Bu kuvvetlerin değişimi dönüş hareketi sırasında eğrilik merkezine bakan ve dış tarafta kalan lastiklerde elde edilecek yan ve boyuna kuvvetlerin sınırını tayin eder. Bu durumda taşıtın aşırı veya yetersiz dönüşlülüğü ortaya çıkar ve hareketin kararlılığı gündeme gelir. Bu noktada süspansiyon sistemi ve yönlendirme mekanizması arasındaki ilişki de devreye girer.

Burada öncelikle yalpa merkezleri ve yalpa eksenini tanımlanacaktır. Yalpa merkezleri ve eksenini askı sisteminin geometrisine bağlıdır. Farklı askı sistemlerinde farklı merkezler ve eksen ortaya çıkar.

#### 4.2 Yalpa Merkezi ve Yalpa Ekseni

Bir taşıt gövdesinin ön ve arka askı sisteminin yayları etrafında yalpa yaparken etrafında döndüğü merkeze **yalpa merkezi** denir. Bu merkez askı sisteminin normal konumuna göre tayin edilir ancak hareket esnasında değişkendir. Merkezin uzayda gezinmesine rağmen bazı kavramların anlaşılması için yarar vardır. Şimdi enine çift kollu askı sisteminde yalpa merkezinin tayini anlatılacaktır. Bunun için Şekil 4.3’ü ele alalım:

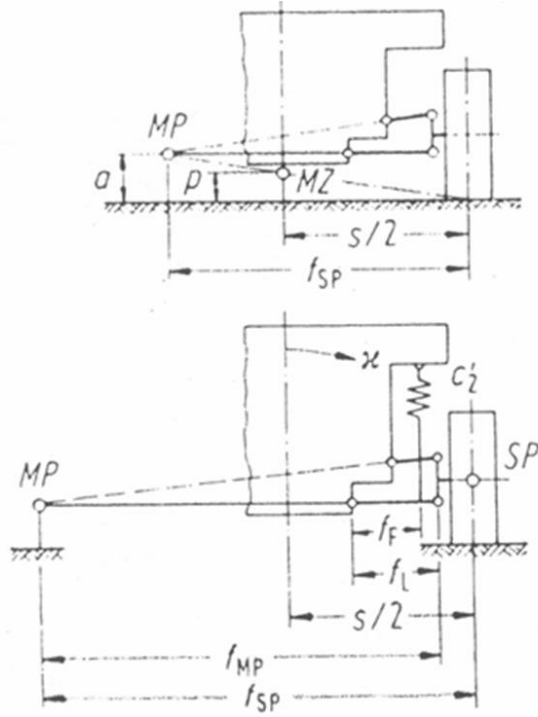


**Şekil 4.3:** Yalpa Merkezlerinin Tayini [8].

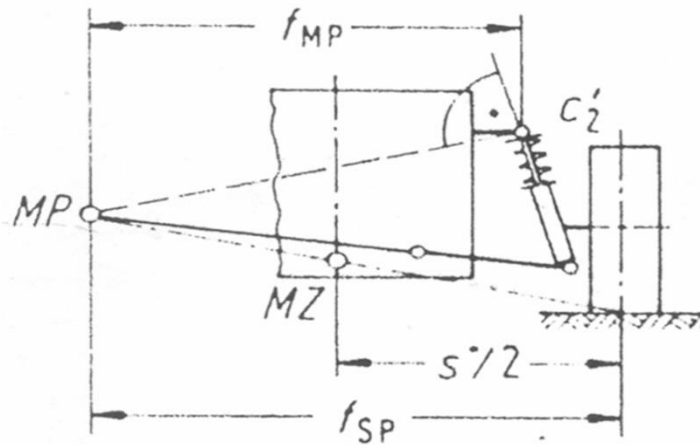
Sol ve sağ askı sistemlerinin ani dönme merkezleri  $P_{SL}$  ve  $P_{SG}$  olsun. Kabul edelim ki, sol tekerlek yukarıya doğru bir hız kazanmış. Bu hızın doğrultusu  $P_{SL}$  'den tekerleğe çizilen teğete dik doğrultuda olacaktır. Keza sağ tekerlek de yukarıya hız kazanmış olsun. Bu hızın doğrultusu  $P_{SG}$  'den tekerleğe çizilen teğete dik olacaktır. Yalnız bu sırada taşıt gövdesi sabit tutulacaktır.  $P_{SL}$  ve  $P_{SG}$  'den tekerlekte çizilen teğetlerin kesim noktası  $P_{Z,G}$  ' dir. Açıktır ki,  $P_{Z,G}$  sabit duran taşıt gövdesine göre ani dönme merkezi olur. Ancak bu nokta aynı zamanda gövdenin zemine göre de ani dönme merkezidir. Şu halde herhangi bir nedenle taşıt gövdesi yalpa yapacak olsa yere göre bu merkez etrafında dönmeye başlayacaktır. Dolayısıyla  $P_{Z,G}$  **yalpa merkezidir**. Ancak şurası açıktır ki, tekerleklerin konumu değiştiğinde yalpa merkezide değişecektir. Bununla birlikte yalpa merkezi denince bu tarzda tayin edilen merkez anlaşılır. Aynı şekilde iki izli taşıtın diğer askı sisteminde de bir yalpa merkezi vardır. Neticede dört tekerli bir taşıtta iki yalpa merkezi vardır. Bu merkezleri birleştiren eksene **yalpa ekseni** denir.

Genel yalpa hareketi yalpa ekseni etrafında başlar ancak zamanla bu eksen boyunca uzayda yer değiştirir. Yalpa ekseni denince kast edilen yukarıdaki tarzda bulunan yalpa merkezlerini birleştiren eksendir.

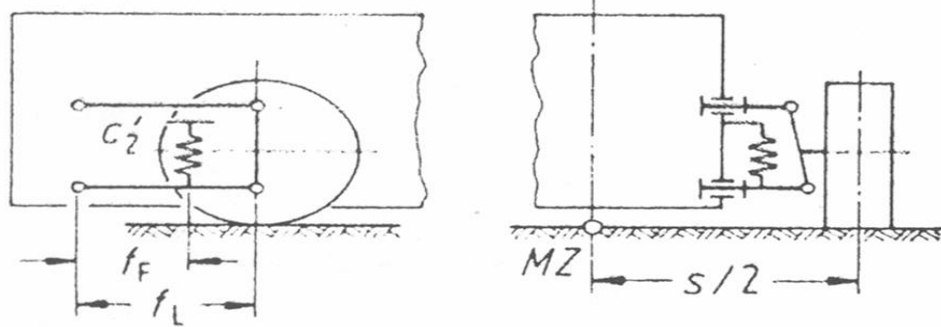
Şekil 4.4, Şekil 4.5, Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8, Şekil 4.9, Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12'de farklı askı sistemleri için yalpa merkezinin tayini gösterilmiştir.



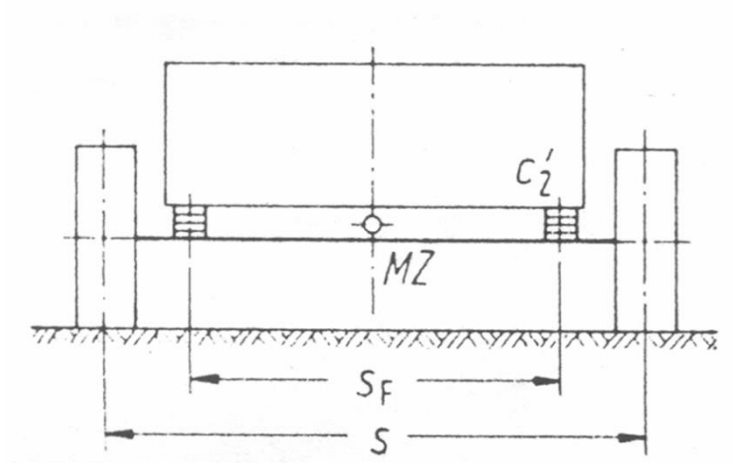
Şekil 4.4: Enine Çift Kollu Aksta Yalpa Merkezi Tayini [8].



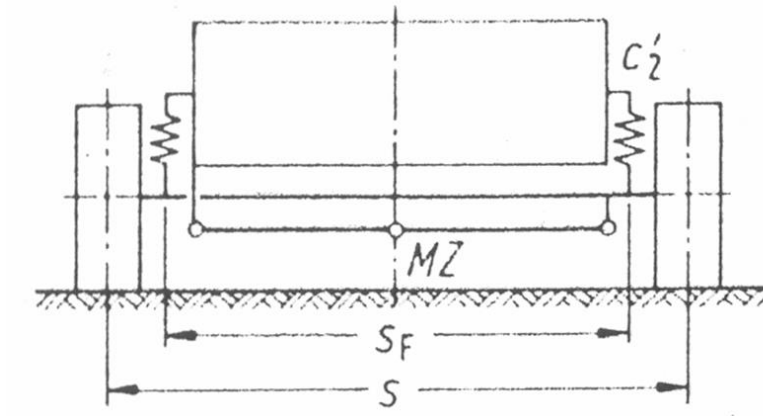
Şekil 4.5: Mc Pherson A Yalpa Merkezi Tayini [8].



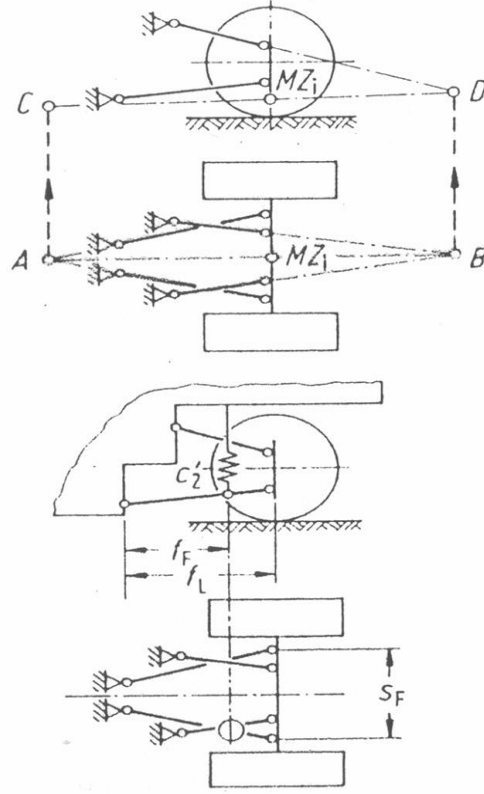
Şekil 4.6: Çift Kollu Aks Yalpa Merkezi Tayini [8].



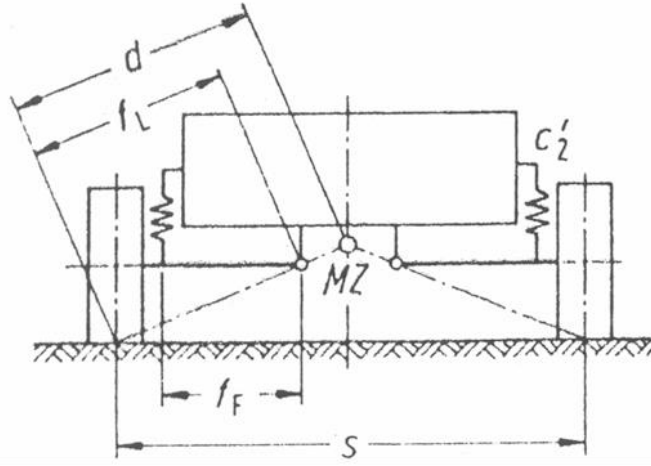
**Şekil 4.7:** Katı Aks (Yaprak Yaylarla Kılavuzlanmış) Yalpa Merkezi Tayini [8].



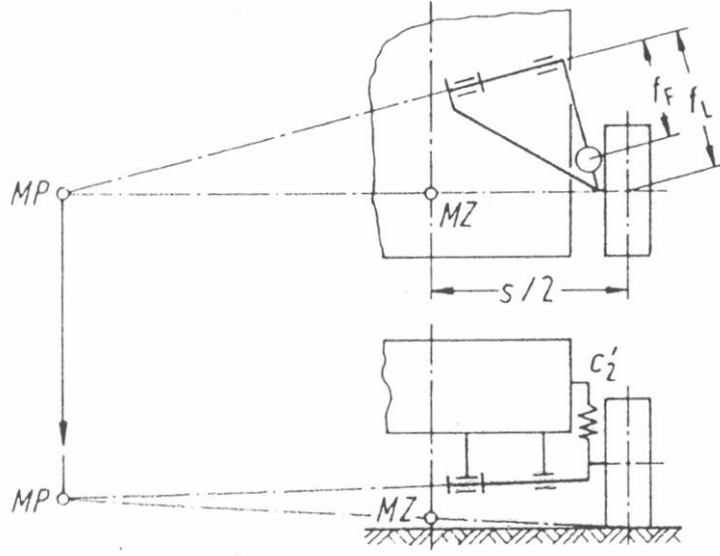
**Şekil 4.8:** Katı Aks (Panhard Çubuğuyla Kılavuzlanmış) Yalpa Merkezi Tayini [8].



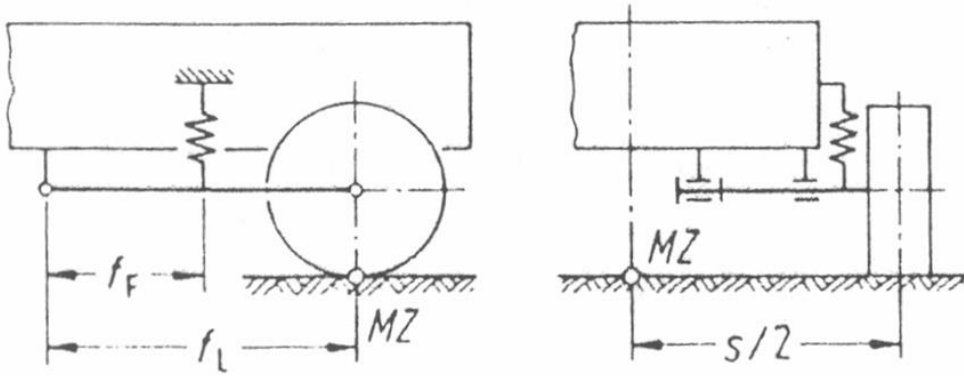
Şekil 4.9: Boyuna Dört Kollu Katı Aks Yalpa Merkezi Tayini [8].



Şekil 4.10: Kısaltılmış Sarkaç Aks Yalpa Merkezi Tayini [8].



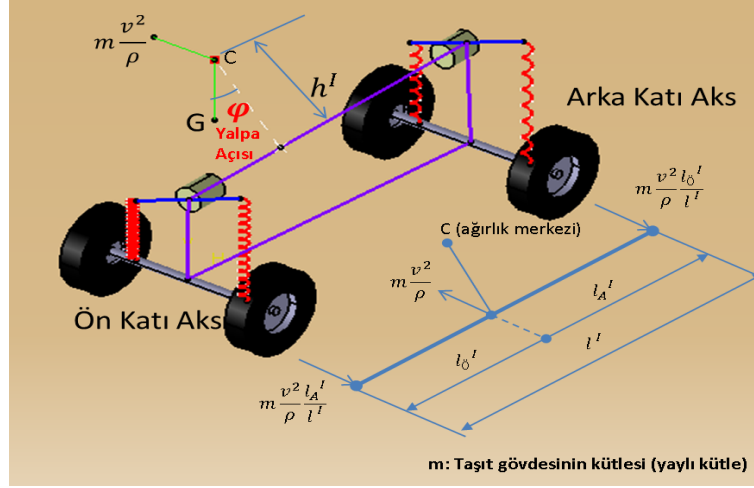
**Şekil 4.11:** Eğik Kollu Aks (Semi-Trailer) Yalpa Merkezi Tayini [8].



**Şekil 4.12:** Boyuna Kollu Aks (Trailer) Yalpa Merkezi Tayini [8].

### 4.3 Katı Akslı Bir Araçta Yalpa Açısının Hesabı

Bu bölümde katı akslı bir araçta düşey tekerlek yükleri ve taşıt yalpasının hesabı ele alınacaktır. Öncelikle yalpa momenti, yalpa açısı, ön ve arka aksta yük transferi ve ilişkisinin bağıntıları çıkarılacaktır. Şekil 4.13'ü ele alalım.



Şekil 4.13: Katı Akslı Bir Araçta Düşey Tekerlek Yükleri ve Taşıtların Yalpası [8].

Şekil 4.13 yardımıyla yalpa eksenine indirgenmiş moment;

$$M = m \frac{V^2}{\rho} h' + Gh' \sin \varphi \quad (4.1)$$

olur. G araç ağırlığı olmak üzere küçük açılar için  $\sin \varphi = \varphi$  alınır;

$$M = m \frac{V^2}{\rho} h' + Gh' \varphi \quad (4.2)$$

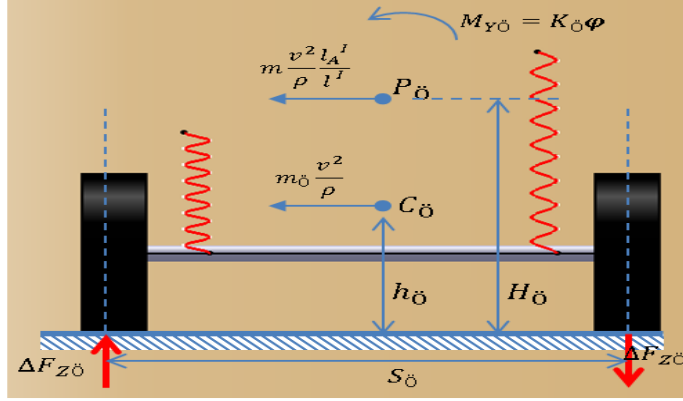
olur. Bu M momenti ön ve arka yaylarınca karşılanır.

$$M = (K_{\ddot{O}} + K_A) \varphi \quad (4.3)$$

Burada  $K_{\ddot{O}}$  ve  $K_A$  ön ve arka askı yaylarının burulma katılığıdır. Buradan yalpa açısı;

$$\varphi = \frac{m \frac{V^2}{\rho} h'}{K_{\ddot{O}} + K_A - Gh'} = \frac{Gh'}{K_{\ddot{O}} + K_A - Gh'} \frac{V^2}{\rho g} \quad (4.4)$$

olarak bulunur. Burada  $\rho$  eğrilik yarıçapıdır.

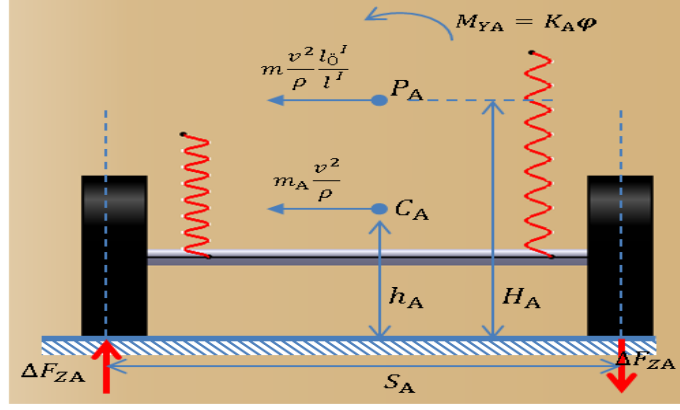


Şekil 4.14: Ön Aksta Yük Transferi [8].

Diğer önemli bir husus ön ve arka akstaki yük transferidir. Şekil 4.14'ten yararlanarak;

$$\Delta F_{Z\ddot{O}} S_{\ddot{O}} = m \frac{V^2}{\rho} \frac{l_A'}{l'} H_{\ddot{O}} + M_{Y\ddot{O}} + m_{\ddot{O}} \frac{V^2}{\rho} h_{\ddot{O}} \quad (4.5)$$

bağıntısı yazılabilir. Burada  $S_{\ddot{O}}$  ön aks iz genişliğidir.  $\Delta F_{Z\ddot{O}}$  ise ön tekerlekte zeminden gelen kuvvetteki değişme miktarıdır.  $H_{\ddot{O}}$  ise ön akstaki atalet kuvvetinin etkime yüksekliğidir.  $m_{\ddot{O}}$  ise ön aks grubunun kütlesi olup, bu grubun kütle merkezine yüksekliği de  $h_{\ddot{O}}$  'dür.



Şekil 4.15: Arka Yük Transferi [8].

Aynı şekilde, Şekil 4.15 yardımıyla ;

$$\Delta F_{ZA} S_A = m \frac{V^2}{\rho} \frac{l_{\dot{O}}'}{l'} H_A + M_{YA} + m_A \frac{V^2}{\rho} h_A \quad (4.6)$$

bağıntısı yazılabilir. (4.5) ve (4.6)'dan ön ve arka aksdaki yük değişimleri sırasıyla;

$$\Delta F_{Z\dot{O}} = G \frac{V^2}{\rho g} \left( \frac{l_{\dot{O}}'}{l'} \frac{H_{\dot{O}}}{S_{\dot{O}}} + \frac{K_{\dot{O}}}{K_{\dot{O}} + K_A - Gh' S_{\dot{O}}} \frac{h'}{S_{\dot{O}}} + \frac{G_{\dot{O}} h_{\dot{O}}}{G S_{\dot{O}}} \right) \quad (4.7)$$

$$\Delta F_{ZA} = G \frac{V^2}{\rho g} \left( \frac{l_{\dot{O}}'}{l'} \frac{H_A}{S_A} + \frac{K_A}{K_{\dot{O}} + K_A - Gh' S_A} \frac{h'}{S_A} + \frac{G_A h_A}{G S_A} \right) \quad (4.8)$$

olarak bulunur.

### 4.3.1 Sayısal Örnek – 1

Yaprak yaylı katı aksları olan bir taşıtta taşıt gövdesi ile an ve arka aks gruplarının kütleleri sırasıyla 1080 kg, 60 kg ve 60 kg olsun. Ağırlık merkezi akslar arası

mesafenin ortasında yer alsın. O halde  $\frac{l_{\dot{O}}}{l} = \frac{l_A}{l} = \frac{1}{2}$  olur.  $m_{\dot{O}} = m_A$  ise  $\frac{l_{\dot{O}}'}{l'} = \frac{l_A'}{l'} = \frac{1}{2}$  olur.

Yaprak yaylı katı aksta yalpa merkezleri yay bağlantı kulakçıkları hizasındadır.

$H_{\dot{o}} = H_A = 35cm$  olsun. Ayrıca ön ve arka aks burulma katılıklarının eşit olduğu

kabul edelim,  $K_{\dot{o}} = K_A \cdot S_{\dot{o}} = S_A = 120cm^2$ , dir. Bu durumda;

$$\Delta F_{Z\dot{o}} = \Delta F_{ZA} = 2850 \frac{V^2}{\rho g} \quad (N)$$

olur. Lastiklere gelen normal kuvvetler;

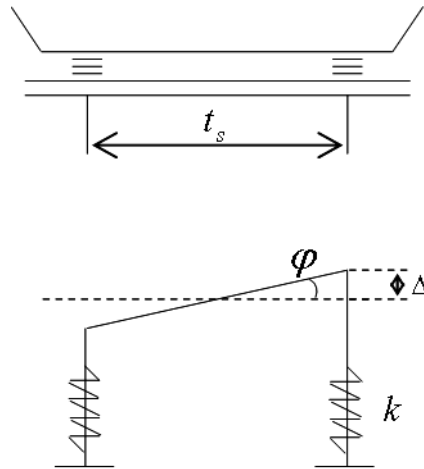
$$F_{Z\dot{o}D} = F_{ZAD} = 3000 + 2850 \frac{V^2}{\rho g}$$

$$F_{Z\dot{o}I} = F_{ZAI} = 3000 + 2850 \frac{V^2}{\rho g}$$

olur. Burada İ ve D indisleri merkezine bakan iç ve dış taraf anlamındadır.

#### 4.4 Katı Akslı Sistemde Yalpa Katılığı

Katı akslı bir sistemde yalpa katılığı şu şekilde hesaplanır. Şekil 4.16'dan faydalanılarak 4.13 numaralı yalpa katılığı denklemi elde edilir.



Şekil 4.16: Yalpa Katılığı [8].

$$K_y = \frac{1}{2} k t_s^2 \quad (4.9)$$

$$F = k * \Delta \quad (4.10)$$

$$\Delta = \frac{t_s}{2} \varphi \quad (4.11)$$

$$M_y = \left( \frac{t_s}{2} \right) (2F) = t_s F \quad (4.12)$$

$$M_y = \frac{t_s^2}{2} k \varphi = K_y \varphi \quad \Rightarrow \quad K_y = \frac{1}{2} k t_s^2 \quad (4.13)$$

#### 4.5 Tekerlekte Dinamik Yük

İç tekerleklerden dıştakilere yük transferi aşağıda sıralanmış etkiler altında şekillenmektedir.

- Gövdenin yalpası
- Ön ve arka yalpa merkezlerine dağılmış olan yaylı kütle (gövde) atalet kuvveti
- Yalpa çubuklarının etkisi
- Yaysız kütlelerin atalet kuvvetlerinin etkisi

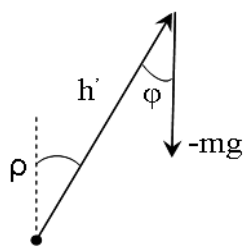
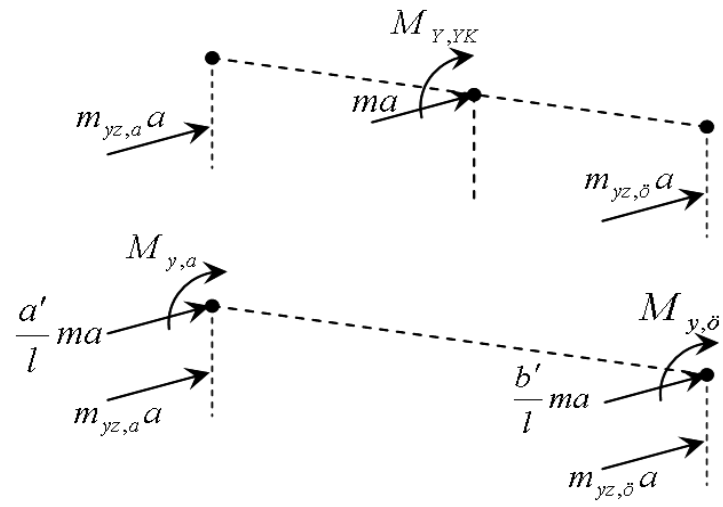
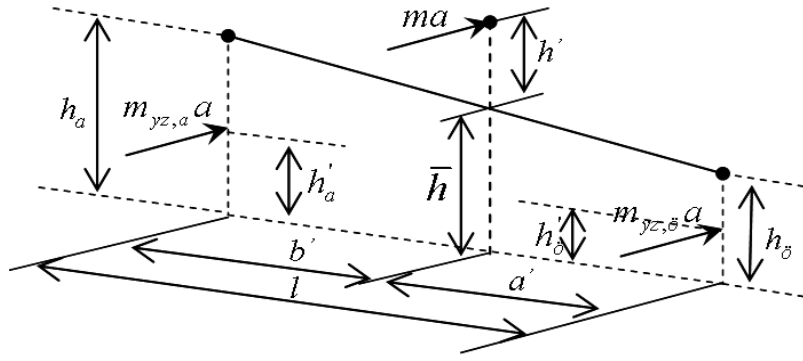
Şekil 4.17 yardımıyla tekerleklere etki eden yükler aşağıdaki denklemlerle ortaya konmuştur.

$$M_{Y,\ddot{o}}^{YK} = M_{y,yk} \frac{K_{\ddot{o}}}{K_{\ddot{o}} + K_A} \quad (4.14)$$

$$M_{Y,a}^{YK} = M_{y,yk} \frac{K_A}{K_A + K_{\ddot{o}}} \quad (4.15)$$

$$M_{Y,\ddot{o}}^{YK} = Wh' \left( \frac{a}{g} \cos \varphi + \sin \varphi \right) \frac{K_{\ddot{o}}}{K_{\ddot{o}} + K_A} \quad (4.16)$$

$$M_{Y,a}^{YK} = Wh' \left( \frac{a}{g} \cos \varphi + \sin \varphi \right) \frac{K_A}{K_A + K_{\ddot{o}}} \quad (4.17)$$



Şekil 4.17: Bir Aracın Yalpasında Kuvvetler Analizi [8].

#### 4.5.1 Önde yük transferi

Yaylı kütle atalet kuvvetinden ötürü doğan yükler Denklem 4.18 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{YK}^{\ddot{\theta}} = \left(\frac{b'}{L} mah_{\ddot{\theta}}\right) \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} \quad (4.18)$$

Yalpa Momentinden Ötürü doğan yükler Denklem 4.19 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{M_{Y,\ddot{\theta}}} = M_{Y,\ddot{\theta}}^{YK} \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} \quad (4.19)$$

Yalpa Çubuğundan Ötürü doğan yükler Denklem 4.20 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{M_{Y\zeta}}^{\ddot{\theta}} = M_{Y\zeta}^{\ddot{\theta}} \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} = K_{Y\zeta}^{\ddot{\theta}} \varphi \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} \quad (4.20)$$

Ön Yaysız Kütle Atalet Kuvvetinden Ötürü doğan yükler Denklem 4.21 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{M_{y\zeta,\ddot{\theta}}} = (m_{y\zeta,\ddot{\theta}} a h_{\ddot{\theta}}') \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} \quad (4.21)$$

Önde Toplam Yük Transferi Denklem 4.22 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{\ddot{\theta}} = \Delta F_{YK}^{\ddot{\theta}} + \Delta F_{M_{Y,\ddot{\theta}}} + \Delta F_{M_{Y\zeta}}^{\ddot{\theta}} + \Delta F_{M_{y\zeta,\ddot{\theta}}} \quad (4.22)$$

#### 4.5.2 Arkada yük transferi

Yaylı Kütle Atalet Kuvvetinden Ötürü doğan yükler Denklem 4.23 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{YK}^a = \left( \frac{a'}{L} m a h_a \right) \frac{1}{t_a} \quad (4.23)$$

Yalpa momentinden ötürü doğan yükler Denklem 4.24 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{M_{Y,a}} = M_{Y,a}^{YK} \frac{1}{t_a} \quad (4.24)$$

Yalpa çubuğundan ötürü doğan yükler Denklem 4.25 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{M_{Y\zeta}}^a = M_{Y\zeta}^a \frac{1}{t_a} = K_{Y\zeta}^a \varphi \frac{1}{t_a} \quad (4.25)$$

Arka Yaysız Kütle Atalet Momentinden Ötürü doğan yükler Denklem 4.26 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_{M_{yz,a}} = (m_{yz,a} b h_a') \frac{1}{t_a} \quad (4.26)$$

Arkada Toplam Yük Transferi Denklem 4.27 ile gösterilmiştir.

$$\Delta F_a = \Delta F_{YK}^a + \Delta F_{M_{Y,a}} + \Delta F_{M_{Y\zeta}}^a + \Delta F_{M_{yz,a}} \quad (4.27)$$

Ön ve arka yaysız kütlelerin momentleri yalpa açısı  $\varphi$  'nin hesabında göz önüne alınmaz.

### 4.5.3 Tekerleğe gelen dinamik yükler

Ön iç tekerlekte dinamik yükler Denklem 4.28 ile gösterilmiştir.

$$F_{\ddot{o},i} = \frac{1}{2} F_{\ddot{o}} - \Delta F_{\ddot{o}} \quad (4.28)$$

Ön dış tekerlekte dinamik yükler Denklem 4.29 ile gösterilmiştir.

$$F_{\ddot{o},d} = \frac{1}{2} F_{\ddot{o}} + \Delta F_{\ddot{o}} \quad (4.29)$$

Arka iç tekerlekte dinamik yükler Denklem 4.30 ile gösterilmiştir.

$$F_{a,i} = \frac{1}{2} F_a - \Delta F_a \quad (4.30)$$

Arka dış tekerlekte dinamik yükler Denklem 4.31 ile gösterilmiştir.

$$F_{a,d} = \frac{1}{2} F_a + \Delta F_a \quad (4.31)$$

#### 4.5.3.1 Sayısal örnek - 2

Sayısal örneğimiz için gerekli veriler ve istenen değerler Çizelge 4.1 de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.1:** Veriler ve İstenenler Değerler.

<b>YÜK DAĞILIMI ÖN: 0,43 ARKA: 0,57</b>						
	$m_t$	$h_{\delta}$	$h_a$	$m_{yz,\delta}$	$m_{yz,a}$	$h$
<b>DEĞER</b>	4040	350	450	215	410	1200
<b>BİRİM</b>	kg	mm	mm	kg	kg	mm
	$k_{\delta}$	$k_a$	$R$	$t_{s\delta}$	$t_{sa}$	$a/g$
<b>DEĞER</b>	180	275	366	770	900	0,5
<b>BİRİM</b>	kN/m	kN/m	mm	mm	mm	—
<b>ASKI SİSTEMİ ÖN VE ARKA KATI AKS OLARAK VERİLMİŞTİR.</b>						
<b>İSTENENLER: <math>a=0,5g</math> İÇİN YALPA AÇISI VE YÜK TRANSFERİ BULUNACAKTIR.</b>						

Yaylı kütlelerin bulunması;

$$m = m_t - m_{yz,\delta} - m_{yz,a} = (4040 - 215 - 410) = 3415kg$$

$$W = mg = 3415 * 9,81 = 33501N$$

Yaylı kütle ağırlığının ön ve arkaya taksimi;

$$W_{\delta} = \frac{b}{L} W = 0,43(4040)9,81 = 0,43(39362) = 17042N$$

$$W_a = \frac{a}{L} W = 0,57(39362) = 22590N$$

Yaylı kütle ağırlık merkezinin yerinin bulunması;

$$a' = \frac{W_a - W_{ys,a}}{W} L = \frac{22590 - 4022}{33501} (2,4) = 1,33m$$

$$b' = \frac{W_{\ddot{o}} - W_{ys,\ddot{o}}}{W} L = \frac{17042 - 2109}{33501} (2,4) = 1,07m$$

$$\bar{h} = \frac{hW_t - r(W_{ys,\ddot{o}} + W_{ys,a})}{W}$$

$$\bar{h} = \frac{1,2(39362) - 0,366(2109 + 4022)}{33501} \cong 1,353m$$

$$h' = \bar{h} - \frac{a'h_a + b'h_{\ddot{o}}}{L} = 1,353 - \frac{1,33(0,45) - 1,07(0,35)}{2,4} \cong 0,948m$$

Yaylı kütle neden olduğu yalpa momenti;

$$M_{Y,YK} = Wh'\bar{a} = 33501(0,948)(0,5) \cong 31579 * 0,5 \cong 15879Nm$$

Burada;  $\bar{a} = \frac{a}{g}$  'dir. Katı akslardan ötürü yaysız kütlelerin atalet kuvvetlerinin momenti alınmaz.

Ön ve arka yalpa katılıklarının bulunması;

$$K_{\ddot{o}} = \frac{t_{s\ddot{o}}^2}{2} k_{\ddot{o}} = \frac{(0,77)^2}{2} (180000) \cong 53361 Nm/rad$$

$$K_A = \frac{t_{sa}^2}{2} k_a = \frac{(0,9)^2}{2} (275000) \cong 111375 \text{ Nm/rad}$$

Yalpa açısının bulunması;

$$\varphi = \frac{M_{Y,YK}}{K_{\ddot{\theta}} + K_A - Wh'} = \frac{15879}{(53361 + 111375) - 33501 * 0,948} \cong 0,119 \text{ rad}$$

$$\varphi \cong 6,84^\circ$$

Yalpa çubuğu kullanılmalıdır.

Önde yük transferinin bulunması;

$$\Delta F_{YK}^{\ddot{\theta}} = \left( \frac{b'}{L} W \bar{a} h_{\ddot{\theta}} \right) \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} = \frac{1,07}{2,4} (33501)(0,5)(0,35) \frac{1}{1,8} \cong 1452 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_{M_{Y,\ddot{\theta}}} &= M_{Y,\ddot{\theta}}^{YK} \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} = M_{Y,YK} \frac{K_{\ddot{\theta}}}{K_{\ddot{\theta}} + K_A} \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} = Wh' (\bar{a} \cos \varphi + \sin \varphi) \frac{K_{\ddot{\theta}}}{K_{\ddot{\theta}} + K_A} \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} \\ &= (33501)(0,948)(0,5 \cos 0,119 + \sin 0,119) \frac{53361}{53361 + 111375} \frac{1}{1,8} = 3516 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\Delta F_{Y\zeta}^{\ddot{\theta}} = 0$$

$$\Delta F_{M_{YZ,\ddot{\theta}}} = W_{YZ,\ddot{\theta}} \bar{a} h_{\ddot{\theta}}' \frac{1}{t_{\ddot{\theta}}} = (2109)(0,5)(0,366) \frac{1}{1,8} \cong 214 \text{ N}$$

$$\Delta F_{\ddot{\theta}} = 1452 + 3516 + 0 + 214 = 5182 \text{ N}$$

Arkada yük transferinin bulunması;

$$\Delta F_{YK}^a = \left(\frac{a'}{L} W \bar{a} h_a\right) \frac{1}{t_a} = \frac{1,33}{2,4} (33501)(0,5)(0,45) \frac{1}{1,42} \cong 2942 N$$

$$\Delta F_{M_{Y,a}} = M_{Y,a}^{YK} \frac{1}{t_a} = M_{Y,YK} \frac{K_A}{K_{\ddot{o}} + K_A} \frac{1}{t_a} = Wh'(\bar{a} \cos \varphi + \sin \varphi) \frac{K_A}{K_{\ddot{o}} + K_A} \frac{1}{t_a}$$

$$= (33501)(0,948)(0,5 \cos 0,119 + \sin 0,119) \frac{111375}{53361 + 111375} \frac{1}{1,42} = 9302 N$$

$$\Delta F_{Y\zeta}^a = 0$$

$$\Delta F_{M_{YZ,a}} = W_{YZ,a} \bar{a} h'_a \frac{1}{t_a} = (4022)(0,5)(0,366) \frac{1}{1,42} \cong 518 N$$

$$\Delta F_a = 2942 + 9302 + 0 + 518 = 12762 N$$

Ön iç tekerlek yükü;

$$F_{\ddot{o},i} = \frac{1}{2} F_{\ddot{o}} - \Delta F_{\ddot{o}} = \frac{17042}{2} - 5182 = 3339 N$$

Ön dış tekerlek yükü;

$$F_{\ddot{o},d} = \frac{1}{2} F_{\ddot{o}} + \Delta F_{\ddot{o}} = \frac{17042}{2} + 5182 = 13703 N$$

Arka iç tekerlek yükü;

$$F_{a,i} = \frac{1}{2} F_a - \Delta F_a = \frac{22590}{2} - 12762 = -1467 N$$

Arka dış tekerlek yükü;

$$F_{a,d} = \frac{1}{2} F_a + \Delta F_a = \frac{22590}{2} + 12762 = 24057 N$$

Sonuçlar; Çizelge 4.2, 4.3, 4.4 ve 4.5’de tablo halinde paylaşılmıştır.

**Çizelge 4.2:** Sayısal Örnek-2 Sonuçlar Çizelgesi.

<b>SONUÇLAR</b>						
	$m$	$W$	$W_{\ddot{o}}$	$W_a$	$a'$	$b'$
<b>SONUÇ</b>	3415	33501	17042	22590	1,33	1,07
<b>BİRİM</b>	kg	N	N	N	m	m
	$\bar{h}$	$h'$	$M_{Y,YK}$	$K_{\ddot{o}}$	$K_A$	$\varphi$
<b>SONUÇ</b>	1,353	0,948	15879	53361	111375	6,84
<b>BİRİM</b>	m	m	Nm	Nm/rad	Nm/rad	°

**Çizelge 4.3:** Sayısal Örnek-2 Önde Meydana Gelen Yük Transferi.

<b>ÖNDE MEYDANA GELEN YÜK TRANSFERİ</b>				
	$\Delta F_{YK}^{\ddot{o}}$	$\Delta F_{M_{y,\ddot{o}}}$	$\Delta F_{M_{y\zeta}}^{\ddot{o}}$	$\Delta F_{M_{y\zeta,\ddot{o}}}$
<b>SONUÇ</b>	1452	3516	0	5182
<b>BİRİM</b>	N	N	N	N
<b>ÖNDEKİ TOPLAM YÜK TRANSFERİ = 5182N</b>				

**Çizelge 4.4:** Sayısal Örnek-2 Arkada Meydana Gelen Yük Transferi.

<b>ARKADA MEYDANA GELEN YÜK TRANSFERİ</b>				
	$\Delta F_{YK}^a$	$\Delta F_{M_{y,a}}$	$\Delta F_{M_{y\zeta}}^a$	$\Delta F_{M_{y\zeta,a}}$
<b>SONUÇ</b>	2942	9302	0	518
<b>BİRİM</b>	N	N	N	N
<b>ARKADAKİ TOPLAM YÜK TRANSFERİ = 12762N</b>				

**Çizelge 4.5:** Sayısal Örnek-2 Tekerleklere Gelen Dinamik Yükler.

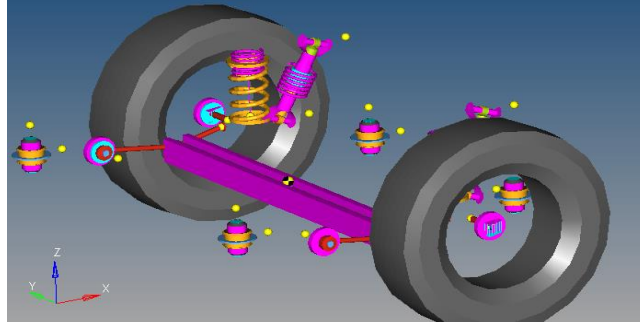
<b>TEKERLEKLERE GELEN DİNAMİK YÜKLER</b>				
	$F_{\ddot{o},i}$	$F_{a,i}$	$F_{a,i}$	$F_{a,d}$
<b>SONUÇ</b>	3339	13703	-1467	24057
<b>BİRİM</b>	N	N	N	N



## 5. ARKA AKS YAPISAL ANALİZLERİ

### 5.1 Kavramlar

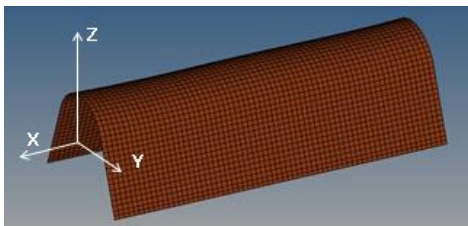
Binek araçlarda arka aks sistemleri çoklu cisim dinamiği ile analiz edilerek, araca etki edebilecek yükler karşısında ne kadar uyumlu bir hareket kabiliyeti sunması gerektiği belirlenir. Arka aks sistemleri tam araç dinamik analizleri için öncelikle parametrik olarak modellenir. Bu parametrik model Şekil 5.1’de gösterilen örnekte belirtildiği gibi oluşturulabilir.



Şekil 5.1: Parametrik Model [9].

Parametrik model, lastikler dahil olmak üzere yaylar, amortisörler, yan kollar, tekerlek bağlantı mafsalları ve kayma merkezine (shear center) oturtulmuş jenerik bir kesite sahip ara burulma çubuğundan oluşturulur.

Bir arka aks sisteminin kompleksinin doğrusal yapı analizlerine geçmeden önce, arka aks sisteminin dinamik davranışını etkileyen en önemli bileşen olan ara bağlantı çubuğuna ait bazı kavramların belirlenmesi gerekmektedir. Arka aksta kullanılacak bir burulma çubuğu için önemli olan parametreler Şekil 5.2’de belirtilmiştir.

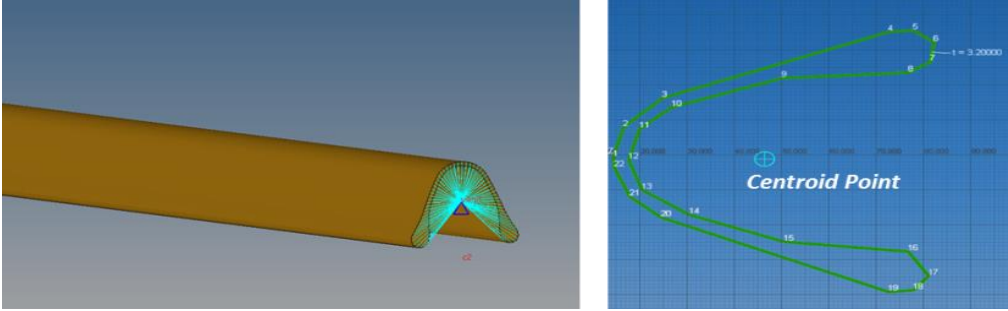


- $J_x$  : X-ekseni etrafında burulma sabiti ( $\text{mm}^4$ )
- $K_{tx}$  : X-ekseni etrafında burulma rijitliği ( $\text{N-mm}^2$ )
- $I_y$  : Y-ekseni etrafında eğilme için kesit atalet momenti ( $\text{mm}^4$ )
- $K_{by}$  : Y-ekseni etrafında eğilme rijitliği ( $\text{N/mm}$ )
- $I_z$  : Z-ekseni etrafında eğilme için kesit atalet momenti ( $\text{mm}^4$ )
- $K_{bz}$  : Z-ekseni etrafında eğilme rijitliği ( $\text{N/mm}$ )

Şekil 5.2: Arka Aks Burulma Çubuğu Parametreleri[9].

### 5.1.1 Ağırlık merkezi [centroid point]

Centroid noktası, burulma kesitinin ağırlık merkezi anlamına gelmektedir. Örnek bir burulma çubuğunun kesitine ait centroid noktası Şekil 5.3’de gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Centroid Noktası [9].

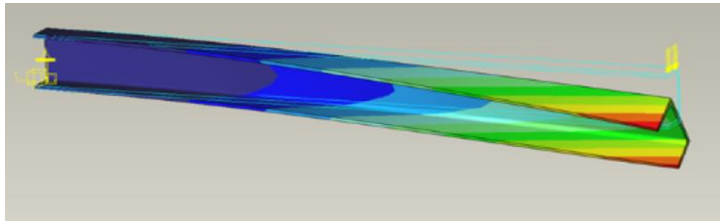
### 5.1.2 Kayma merkezi [shear center]

Kayma merkezi; burulma kesitine etki eden kesme kuvvetlerinin, kesiti hiçbir burulma hareketi olmadan sadece eğilmeye zorladığı kuvvet uygulama noktasıdır. Şekil 5.4’de bir ucundan tüm eksenlerdeki hareketleri kısıtlanmış diğer ucundan bir F kuvvetine maruz bırakılan C kesitli bir çubuk görülmektedir.



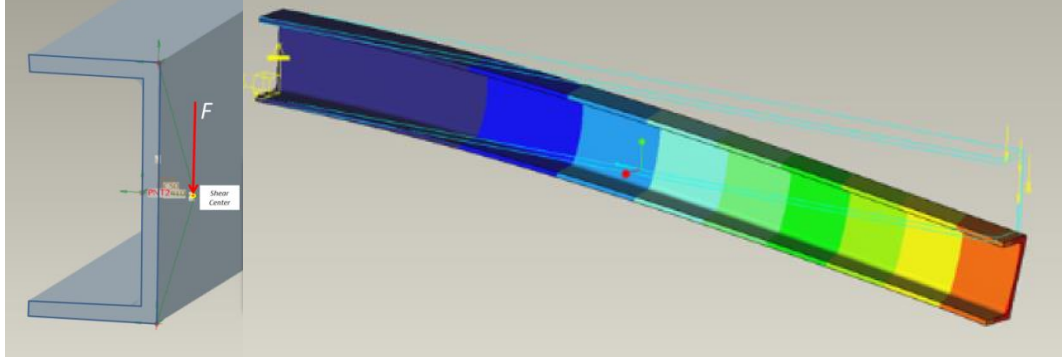
Şekil 5.4: Eğilmeye Zorlanan C Kesitli Çubuk [9].

Şekil 5.4’deki C kesitli çubuk bu F kuvveti altında Şekil 5.5’deki gibi bir hareket göstermektedir.



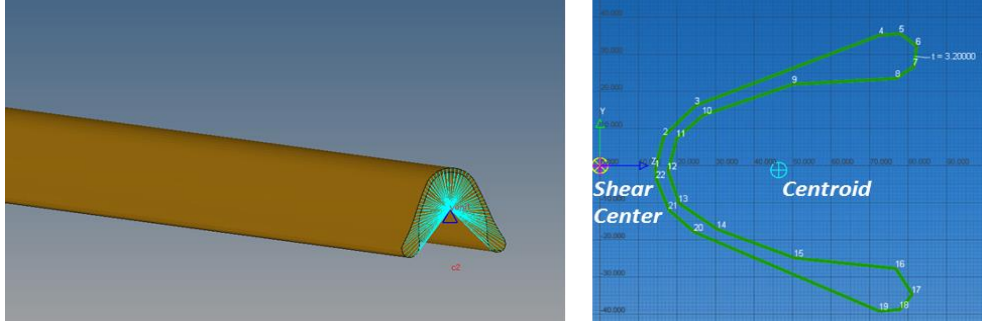
Şekil 5.5: Eğilmeye Zorlanan C Kesitli Çubuğun Hareketi [9].

Şekil 5.5'ten de görüleceği üzere  $F$  kuvveti altındaki çubuğumuz bir taraftan eğilmeye zorlanırken bir taraftan da burulmaya zorlanmaktadır. Bu  $F$  kuvvetini  $C$  kesitin kayma merkezine uygularsak çubuk Şekil 5.6'daki gibi sadece eğilmeye maruz kalmaktadır.



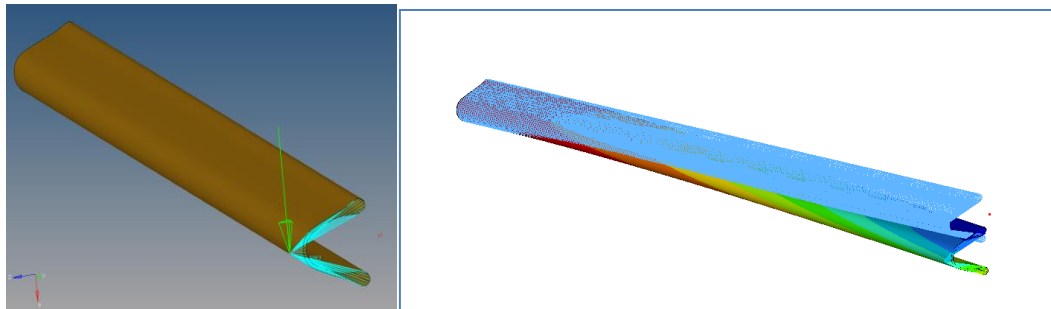
Şekil 5.6: C Kesitli Çubuk Kayma Merkezi [9].

Bu bilgileri V formulu arka aks borumuza uygularsak, kayma merkezi Hyperbeam arayüzü aracılığıyla Şekil 5.7'deki şekliyle tespit edilir.



Şekil 5.7: V Formlu Çubuk Kayma Merkezi [9].

$F$  kuvvetini V formulu kesitin kayma merkezine uygularsak çubuk Şekil 5.8'deki gibi sadece eğilmeye maruz kalır.



Şekil 5.8: V Formlu Çubuğun Hareketi [9].

### 5.1.3 Alan atalet momenti ve kütle atalet momenti

Kütle atalet momenti, hareketli bir cismin sahip olduğu açısal hıza yani söz konusu ivmelere karşı direncini temsil eden momenttir.

Alan atalet momenti, sabit bir elemana gelen yükün oluşturacağı gerilimlere karşı direnci temsil eder. Bir yüzeyin veya bir hacmin ağırlık merkezinin dönmeye zorlandığı eksene (dönme eksenine) olan uzaklığı ve kesitlerine bağlı olarak hesaplanır. Dolayısıyla atalet momentinin tek bir formülü yoktur. Her kesit için ayrı ayrı durumlar söz konusudur.

### 5.2 V Formlu Ara Bağlantı Borusunun Katılık Analizleri

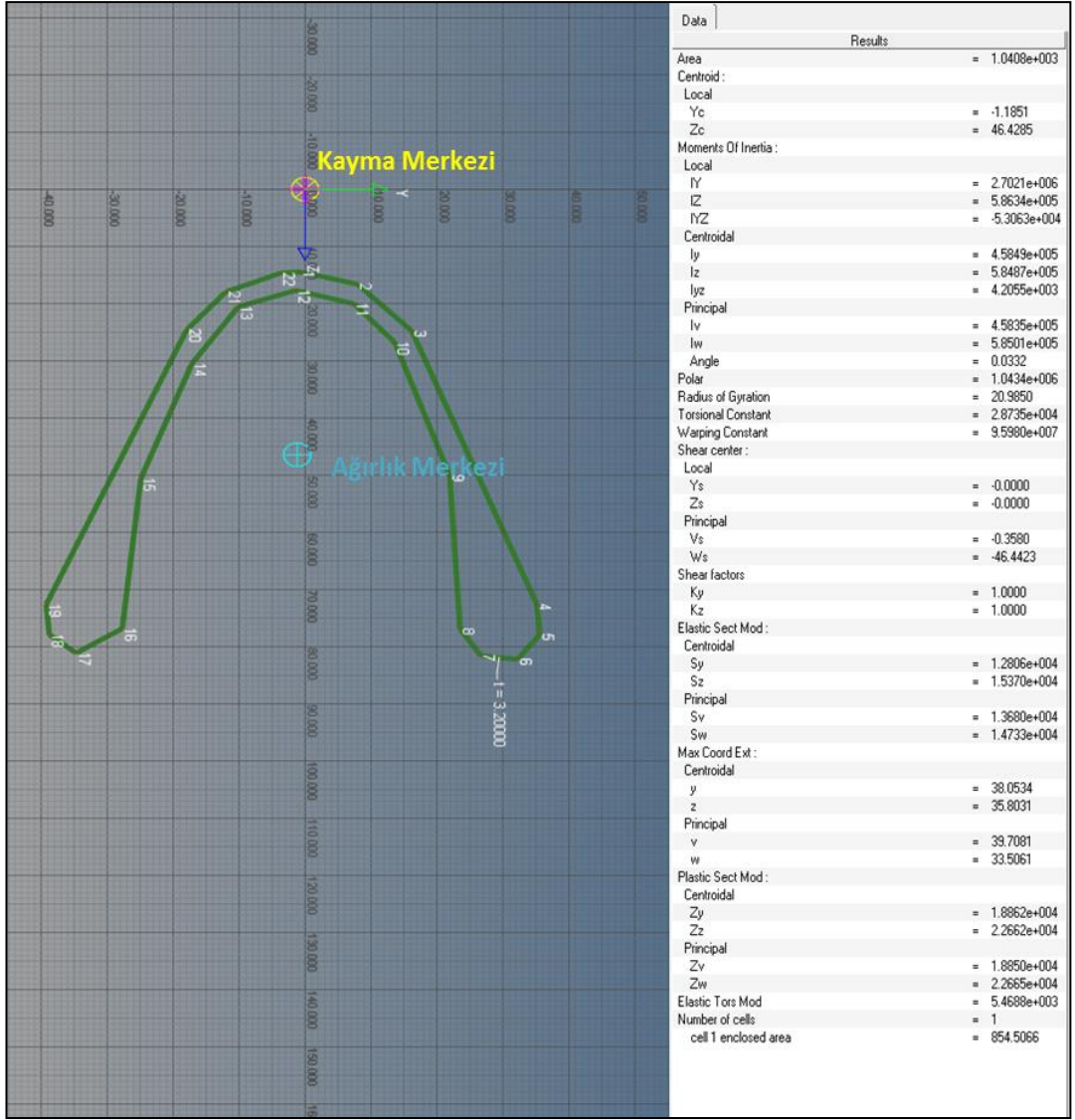
Katılık analizlerine geçilmeden önce Hyperbeam arayüzünde kesit özellikleri belirlenmiştir. Kesit özellikleri Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Hyperbeam arayüzünde kesite ait birçok özellik tayin edilebilmektedir. Şekil 5.9'dan da görüleceği üzere bunların bazıları;

- Alan Atalet Momentleri
- Ağırlık Merkezi
- Kayma Merkezi

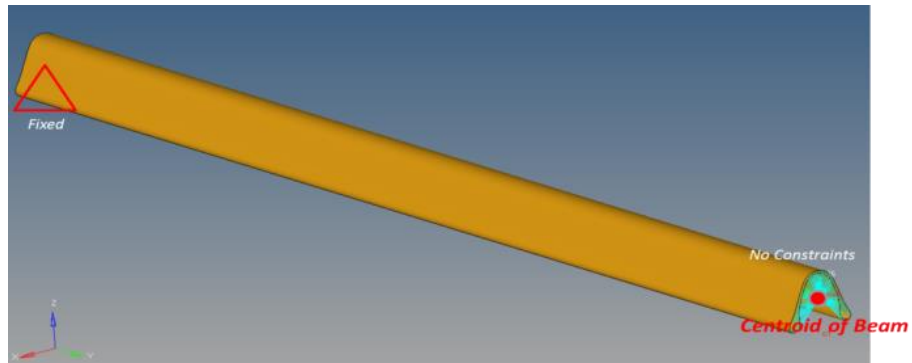
Kesit özellikleri tayin edildikten sonra Şekil 5.2'de belirtilen parametreleri bulmak için V formlu çubuk Şekil 5.10'daki sınır koşulları uygulanarak kuvvet ve momentlere maruz bırakılmıştır. Kuvvet ve momentler çubuğun ağırlık merkezine (centroid center) uygulanmıştır.

V formlu çubuğun X, Y ve Z yönlerindeki katılıklarını bulmak için aks yükünden doğan kuvvet  $-X$ ,  $-Y$  ve  $-Z$  yönünde uygulanırken, çubuğun burulma katılığı için ise bu kuvvetten kaynaklanan momenti Y eksenine etrafında uygulanmıştır.

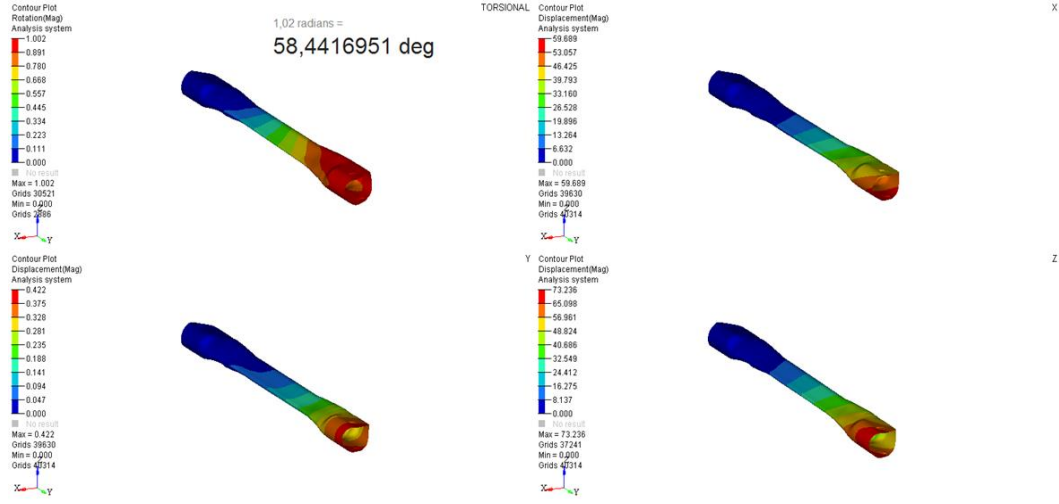
Sayısal analiz sonuçlarından ve Hyperbeam'den elde edilen veriler doğrultusunda arka aks burulma borusuna ait değerler Çizelge 5.1'deki gibi elde edilir. Lineer statik analiz sonuçları Şekil 5.11'de gösterilmiştir.



Şekil 5.9: Burulma Çubuğuna Ait Kesit Özellikleri.



Şekil 5.10: Burulma Çubuğu Sınır Koşulları.



**Şekil 5.11:** Sayısal Analiz Sonuçları.

**Çizelge 5.1:** V Formlu Boru Katılık Analizi Sonuçları.

Değer	Sonuç
<b>Kty</b>	50273 N*mm / <sup>0</sup>
<b>Kbx</b>	217 N/mm
<b>Kbz</b>	177 N/mm

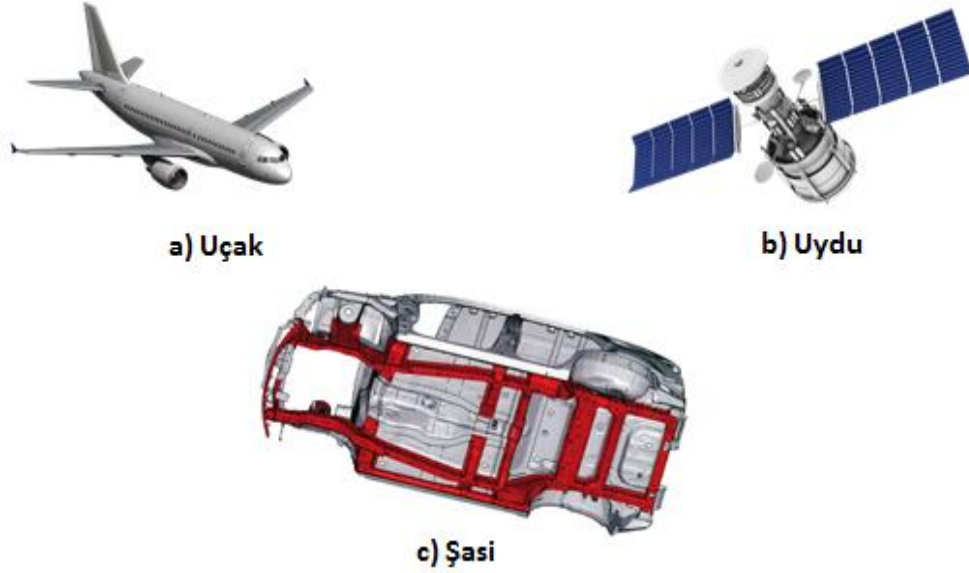
### 5.3 Yapının Atalet Bazlı Doğrusal Dayanım Analizleri [Inertia Relief Analysis]

#### 5.3.1 Atalet bazlı dayanım analizlerine giriş

Atalet bazlı analizlerin hesaplamasında, mesnetlenmemiş yapıların ve sistemlerin bir denge durumu halinde oldukları kabul edilir. Sisteme veya yapıya uygulanan yükleri dengelemek adına ivmeler hesaplanır. Elde edilen öteleme ve dönme ivmeleri, yapı veya sistem üzerindeki uygulanan yükler ve momentlerin toplamı sıfır olacak şekilde, gövde üzerine dağıtılmış kuvvetler olarak etki ederler. Katı cisim hareketleri engellendiğinden dolayı, konvansiyonel statik analizi böylece gerçekleştirilebilir hale gelir. Katı cisme ait kütle matrisi seçilmiş bir referans nokta için hesaplanır.

Atalet bazlı analiz, herhangi bir şekilde mesnetlenmemiş yapıların statik analizlerini yapmaya yarayan sonlu elemanlar yazılımı opsiyonudur. Atalet bazlı analiz yönteminin tipik kullanım alanları olarak; havadaki bir uçağın modellenmesi, test

standındaki otomobilin analizi, yörüngedeki uyduya gelecek kuvvetlerin modellenmesi örnekleri sayılabilir. [10]

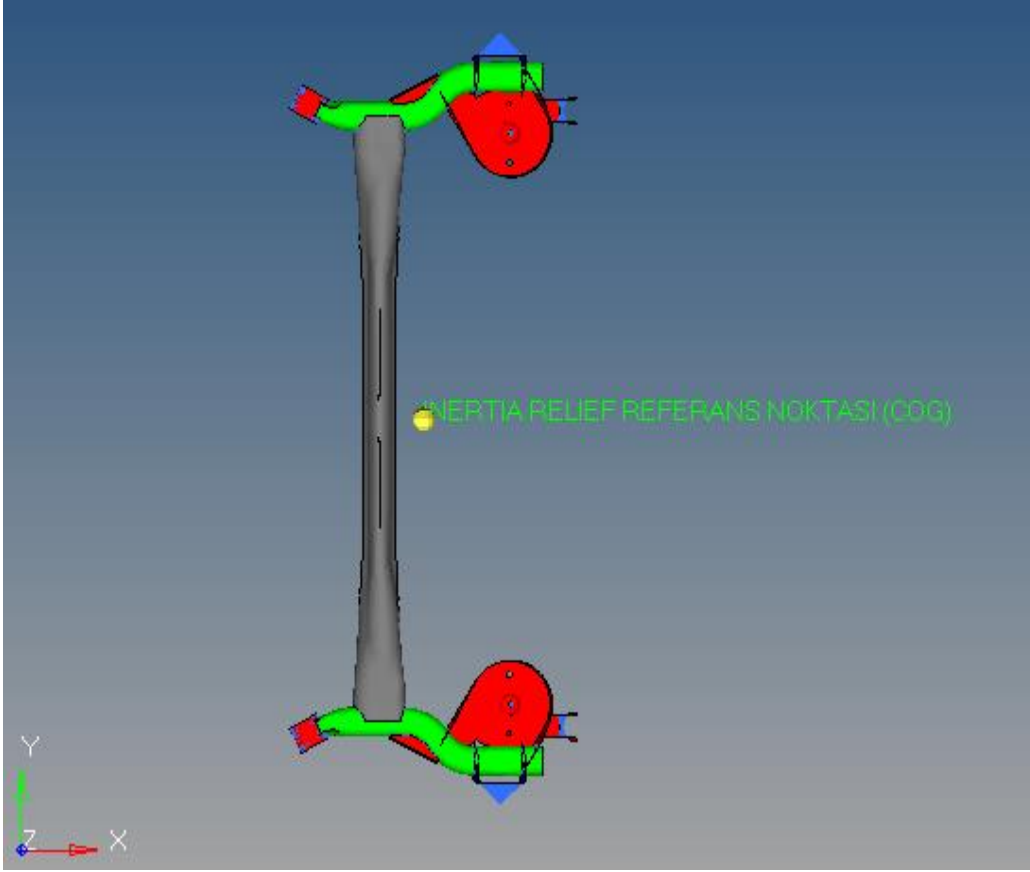


**Şekil 5.12:** Atalet Bazlı Dayanım Analizlerinin Kullanım Alanları [10].

### 5.3.2 Atalet bazlı dayanım analizleri metodolojisi

Atalet bazlı dayanım hesaplamalarında, mesnetlenmemiş yapının veya sistemin statik denge durumunda olduğu kabul edilir. Mesnetlenmemiş yapı veya sisteme etki eden kuvvetleri dengelemek için ivme değerleri hesaplanır. Elde edilen bir dizi öteleme ve dönme ivmeleri, uygulanan yükler ve momentler toplamı sıfır olacak şekilde yapı üzerinde yayılı bir kuvvet oluştururlar. Katı cisim hareketleri sınırlandırılmış olduğundan, artık yapıda geleneksel statik analiz gerçekleştirilebilir hale gelir.

Katı cisim kütle matrisi seçilmiş bir referans noktası etrafında hesaplanır. Bu referans noktası, genellikle yapının veya sistemin ağırlık merkezi olur. Atalet bazlı dayanım analizleri atalet etkisi oluşturur ve elde edilen yer değiştirmeler izafi yer değiştirmeler olup farklı sınır koşulları için farklılık göstermezler.



**Şekil 5.13:** Atalet Bazlı Dayanım Analizi Referans Noktası.

Atalet bazlı dayanım analiz metodu, mesnetlenmemiş yapı veya sistemlerde sıkça tercih edilen bir metod olup yapısal olmayan kütlelere haiz sistemlerde atalet etkileri oldukça önem kazanır.

Eğer atalet bazlı dayanım analizi sonlu elemanlar yardımıyla hesaplatılıyorsa, sonlu elemanlar yazılımı doğrudan, her bir serbestlik derecesi için elde edilen ataletlerden doğan kuvvetleri hesaplar. Sonlu elemanlar yazılımı tarafından hesaplanmış örnek bir yükleme koşulu için elde edilen ivmeler ve bu ivmelerden doğan kuvvetler Şekil 5.14'de gösterilmiştir.

ANALYSIS RESULTS :

```
-----  
ITERATION      0  
                INERTIA RELIEF INFORMATION  
Reference point : ( 0.591255E+04,-0.304556E-01, 0.205906E+04)  
Static Loadcase          9  
Rigid body acceleration  1 -0.498379E+03  
Rigid body acceleration  2 -0.248344E+01  
Rigid body acceleration  3  0.570475E+04  
Rigid body acceleration  4 -0.965436E+00  
Rigid body acceleration  5  0.510063E+01  
Rigid body acceleration  6  0.476314E-01  
Rigid body force        1 -0.200000E+02  
Rigid body force        2  0.000000E+00  
Rigid body force        3  0.237000E+03  
Rigid body force        4 -0.138234E+05  
Rigid body force        5  0.661252E+04  
Rigid body force        6  0.667502E+03
```

**Şekil 5.14:** İvmelerden Doğan Kuvvet ve İvmeler.

Sonlu elemanlar yazılımı bir sonraki adımda aynı yönde uygulanan kuvvetlerin toplamını hesaplar. İvmeler, toplamı sıfır olacak şekilde uygulanan yükleri dengelemek için destek yönleri boyunca yapıya uygulanır. Yapı bu aşamada henüz mesnetli halde olmadığından dolayı, katı cisim hareketi yapıda hala mevcut haldedir. Sonrasında sonlu elemanlar yazılımı bu problemi çözmek için yapının ağırlık merkezine atanmış bir ivme koordinat merkezinde çalışmaya başlar.

Yapının ağırlık merkezine ait ivmeler, yapının katı cisim olarak kabulü altında şu şekilde belirlenir.

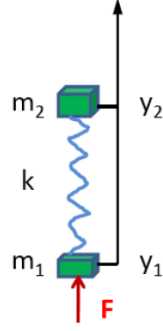
$$Boyuna \_ Ivme = \frac{Kuvvet}{Kütle} \quad (5.1)$$

$$Acisal \_ Ivme = \frac{Tork}{Atalet} \quad (5.2)$$

Artık fiktif d'Alembert kuvvetleri, yapı üzerindeki her bir elemana yapının ağırlık merkezinin yere sabit olduğu varsayımı ile statik sonlu elemanlar çözümüne geçiş yapılır.

### 5.3.2.1 Atalet bazlı dayanım analizi sayısal örnekleri

Bu bölümde atalet bazlı dayanım analizi metodunun temelini daha iyi anlayabilmek adına numerik örneklere yer verilmiştir.



**Şekil 5.15:** Bir Kütle-Yay Sistemi [11].

Şekil 5.15'den de görüldüğü üzere,  $m_1$ ,  $m_2$  değerine sahip ( $m_2 > m_1$ ) olan iki kütlelen oluşan ve elastikiyet katsayısı  $k$  olan bir yay ile bu kütlelerin birbirine bağlandığı kütle-yay sisteminde  $m_1$  kütlelerine bir dış kuvvet olan  $F$  kuvveti etkimiş olsun. Bununla birlikte, bu kütlelerin sahip oldukları ağırlık kuvvetleri de sırasıyla  $W_1$  ve  $W_2$  belirtilsin ve  $W_1 + W_2 < F$  olsun. Aynı zamanda da kütle-yay sistemi sadece  $y$  doğrultusunda hareket edebilsin. Uygulanan kütlelerin sahip oldukları ağırlık kuvvetleri toplamından büyük olduğundan sistem yukarı doğru hareket etmeye başlayacaktır. Küçük olan  $m_1$  kütlesi yukarı doğru hareket ederek yayı sıkıştırmaya başlarken, büyük  $m_2$  kütlesi de bu esnada aşağı doğru hareket ederek yayı sıkıştırır. [11]

Yay yeterince sıkıştığında ise artık kütlelerin sahip olduğu ağırlık kuvveti toplamından daha fazla bir reaksiyon kuvveti oluşturmaya başlar. Bu şekilde  $m_2$  kütlelerinin aşağı yönlü hareketi yavaşlayarak yukarı doğru harekete başlar. Hemen sonrasında ise sistem  $m_1$  ve  $m_2$  kütlelerinin sabit bir ivme ile beraber hareket etmeye başladıkları statik denge durumuna erişir. Kütle-yay sistemi tümüyle ele alındığında ise ivme değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$a = \frac{F - W_1 - W_2}{m_1 + m_2} = \frac{F - W_1 - W_2}{(W_1 + W_2) / g} \quad (5.3)$$

Denge durumunda sistemdeki kuvvet dengesi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\begin{cases} F - F_s - W_1 = m_1 a \\ F - W_2 = m_2 a \end{cases} \quad (5.4)$$

Burada  $F_s$  yay kuvveti olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_s = k(y_1 - y_2) \quad (5.5)$$

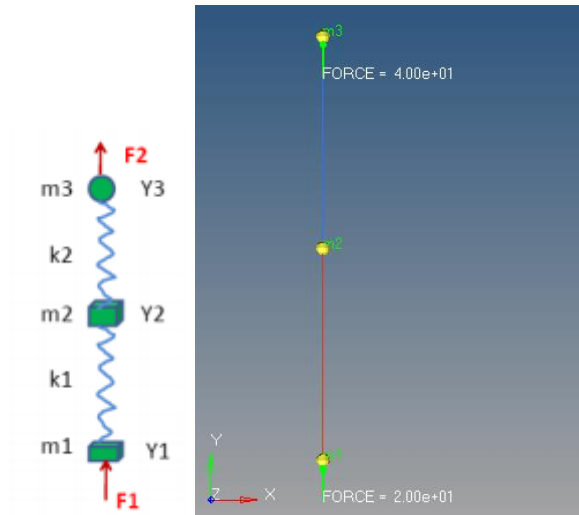
Sistemin genel hareket denklemi ise aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F - W_1 \\ -W_2 \end{Bmatrix} \quad (5.6)$$

Teorik olarak sistemdeki iki kütle için net olarak belirlenemez ancak izafi yer değiştirmeleri elde edilerek birbirlerine göre konumları belirlenebilir. İzafi yer değiştirmeler  $m_1$  veya  $m_2$  sabit tutularak aşağıdaki formülasyon yardımıyla elde edilir.

$$\begin{aligned} \text{If } y_1 = 0, y_2 &= (-m_2 a - W_2) / k = (-W_2 / ga - W_2) / k \\ \text{If } y_2 = 0, y_1 &= (m_2 a + W_2) / k = (W_2 / ga + W_2) / k \end{aligned} \quad (5.7)$$

Ayrıca şu unutulmamalıdır ki; atalet bazlı dayanım analizi metodu, doğal frekansı uygulanan dinamik yükün frekansından en az iki kat fazla olan yapılara uygulanabilmektedir.



**Şekil 5.16:** Örnek Sistem [11].

$m_1, m_2$  ve  $m_3$  kütlelerinden oluşan bir kütle-yay sistemimiz olsun. Bu kütleler de birbirlerine  $k_1$  ve  $k_2$  katsayılarına sahip iki yay ile bağlanmış olsun ve  $m_1, m_3$  kütleleri  $F_1$  ve  $F_2$  dış kuvvetlerine maruz bırakılsın. Kütleler, kuvvetler ve yay katsayıları sayısal olarak aşağıda belirtilmiştir. Yer çekimi ivmesi  $-y$  yönlü olarak uygulanmıştır. [11]

Verilerin sayısal değerleri aşağıda belirtilmiştir.

M1= 10 kg

M2= 40 kg

M3= 30 kg

F1= 20 N

F2= 40 N

K1= K2=20 N / mm

Bu örnek sistemin sonlu elemanlar atalet bazlı dayanım analizlerinde kullanılan referans noktası Şekil 5.17’de belirtilmiştir.

ANALYSIS RESULTS :

ITERATION 0

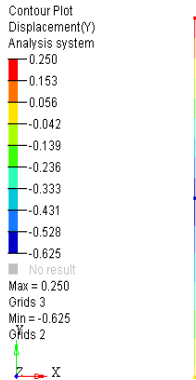
INERTIA RELIEF INFORMATION

Reference point : ( 0.000000E+00, 0.508000E+03, 0.000000E+00)

Static Loadcase 1  
Rigid body acceleration 1 -0.385250E+03  
Rigid body force 1 -0.308200E+05

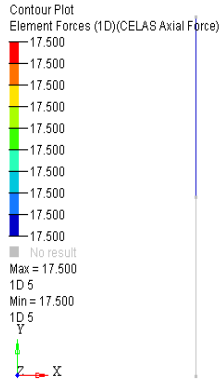
Şekil 5.17: Örnek Sistemin Referans Noktası.

Sonuçlar tablo olarak Çizelge 5.2’de belirtilmiştir. Tabloda yer alan ilk satır m1 kütlelerinin mesnetli olduğu durumda elde edilecek değerleri göstermektedir. Diğer satırlarda yer alan veriler ise sırasıyla m2 ve m3 kütleleri mesnetlendiğinde ortaya çıkacak değerleri belirtmektedir.



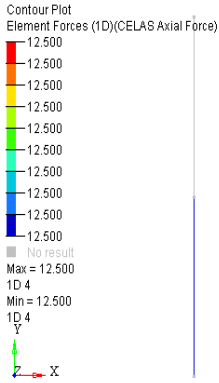
METİN CALLI İTÜ TEZ

Şekil 5.18: Örnek Sistemin Y deki Yer Değiştirmesi.



METIN CALLI ITU TEZ

**Şekil 5.19:** Örnek Sistemdeki Yay 2 Kuvveti.



METIN CALLI ITU TEZ

**Şekil 5.20:** Örnek Sistemdeki Yay 1 Kuvveti.

**Çizelge 5.2:** Kütle-Yay Sistemine Ait Atalet Bazlı Dayanım Analizi Sonuçları [11].

	Yer Değişiklikleri			Yay Kuvvetleri	
	Kütle 1 (mm)	Kütle 2 (mm)	Kütle 3 (mm)	Yay 1 (mm)	Yay 2 (mm)
m1 mesnetlenmiş	0.000	-0.625	0.250	12.50	-17.50
m2 mesnetlenmiş	0.625	0.000	0.875	12.50	-17.50
m3 mesnetlenmiş	-0.250	-0.875	0.000	12.50	-17.50

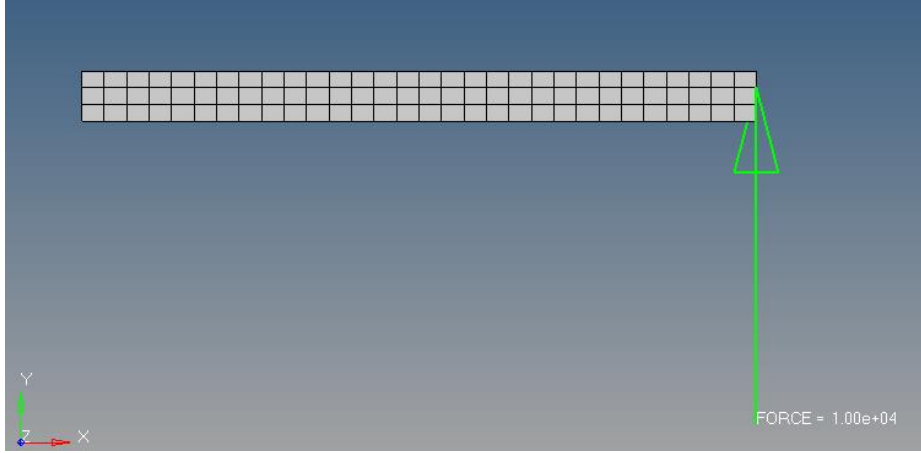
Çizelge 5.2'den de görüldüğü üzere atalet bazlı analizlerde izafi yer değişiklikleri ve kuvvetler bir başka deyişle gerilmeler fiktif sınırlama noktasından bağımsız olarak aynı kalmaktadır.

Örnek 2:

Kabuk elemanlarla oluşturulmuş ve mesnetlenmemiş bir çubuğa bir ucundan F kuvveti etki etmiş olsun. Çubukta oluşan gerilme ve yer değişiklikleri 3 farklı

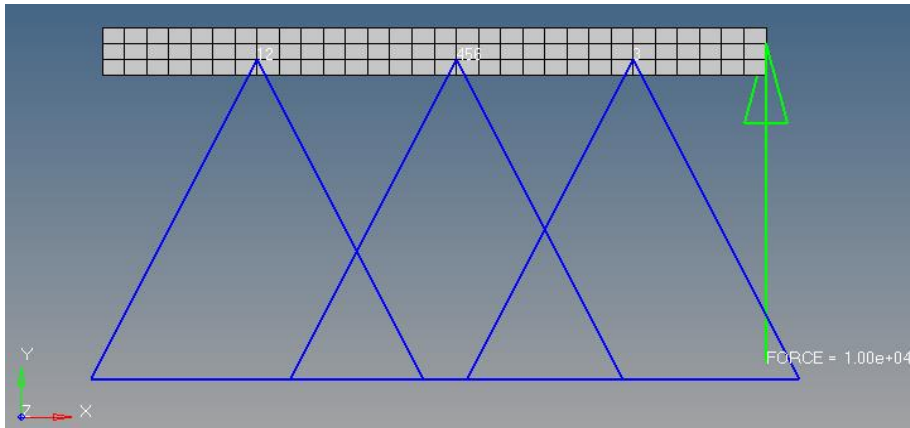
şekilde çözümlenip karşılaştırılmış olup Şekil 5.24 ve Şekil 5.25’de gösterilen sonuçlar elde edilmiştir.

İlk olarak analiz çözümünde inrel kartı -2 olarak ayarlanmıştır. Bir başka deyişle katı cisim hareketini engelleyecek fiktif mesnetlerin seçimi sonlu elemanlar yazılımına bırakılmıştır. İlk çözüme ait sınır koşulları Şekil 5.21’de gösterilmiştir.



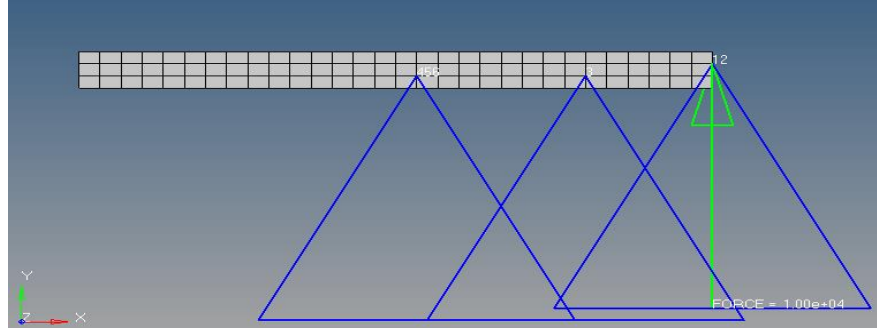
**Şekil 5.21:** Inrel -2 Çözümü İçin Sınır Koşulları.

İkinci olarak analiz çözümünde inrel kartı -1 olarak ayarlanmıştır. Katı cisim hareketini engelleyecek fiktif mesnetlerin seçimi isteğe bağlı olarak seçilmiştir. İkinci çözüme ait sınır koşulları Şekil 5.22’de gösterilmiştir.

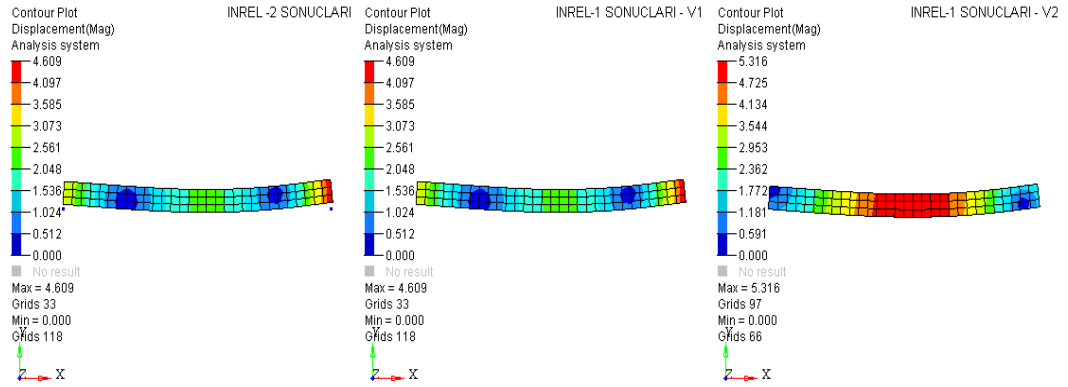


**Şekil 5.22:** Inrel -1 V1 Çözümü İçin Sınır Koşulları.

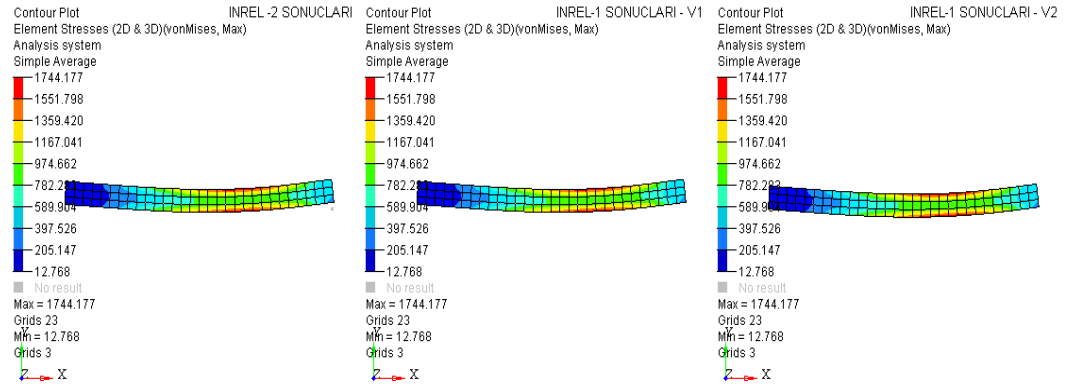
Son olarak analiz çözümünde yine inrel kartı -1 olarak ayarlanmış ve katı cisim hareketini engelleyecek fiktif mesnetler yine isteğe bağlı olarak seçilmiştir. Üçüncü çözüme ait sınır koşulları Şekil 5.23’de gösterilmiştir.



Şekil 5.23: Inrel -1 V2 Çözümü İçin Sınır Koşulları.



Şekil 5.24: Yer Değiştirme Sonuçları.



Şekil 5.25: Gerilme Sonuçları.

Sonuçlar analiz edildiğinde fiktif mesnetlerin gerilmeler üzerinde rol oynamadığı sadece yer değiştirmelerde farklılıklara sebep olduğu görülmektedir.

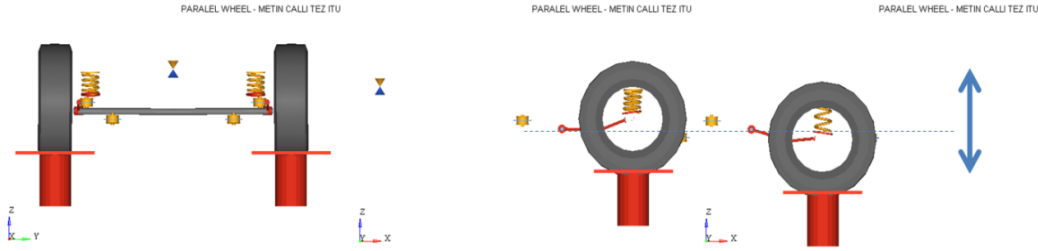
### 5.3.3 Aks bileşenlerinin yapısal gereksinimleri

Aks bileşenlerinin yapısal gereksinimleri, kesit şeklinin ve boyutlarının belirlenebilmesi adına kesinlikle bilinmesi gerekmektedir. Gerek giriş kuvvetleri

gerekse reaksiyon yükleri hakkındaki yaklaşımlar tasarımcının ilk bileşen kesit şekillerini oluşturmasına olanak sağlar. Yol ile lastik arasındaki temas sebebiyle araç ağırlığının statik ve dinamik olarak aks sistemine etkimesi sonucu oluşan tüm yükler giriş yükleri olarak adlandırılmaktadır. Bu giriş yükleri, aracın çeşitli yol manevralarındaki yer çekimi (G) ivmesi cinsinden belirlenmektedir. Bazı tipik giriş yükleri;

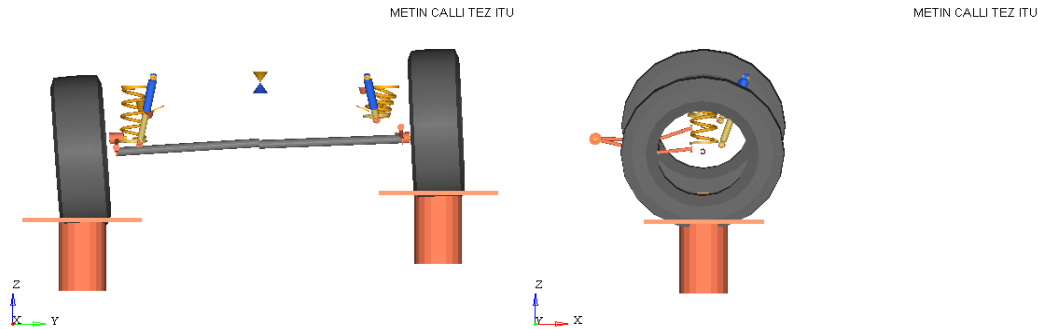
- 3G Paralel Sıçrama
- 1G Viraj Alma
- 1G Frenleme,
- Diğer olası kötü yol koşullarındaki manevralar (Potholes)

Tez kapsamında sadece maksimum bump ile viraj alma koşulları incelenmiştir. Maksimum bump hareketi Şekil 5.26'dan da görüldüğü üzere aracın bir set veya engelden geçmesi esnasında sağ ve sol tekerleklerin birbirine paralel ve aynı doğrultuda yukarı-aşağı yönlü sıçrama hareketini temsil etmektedir.



**Şekil 5.26:** Paralel Tekerlek Hareketi (Sıçrama Hareketi).

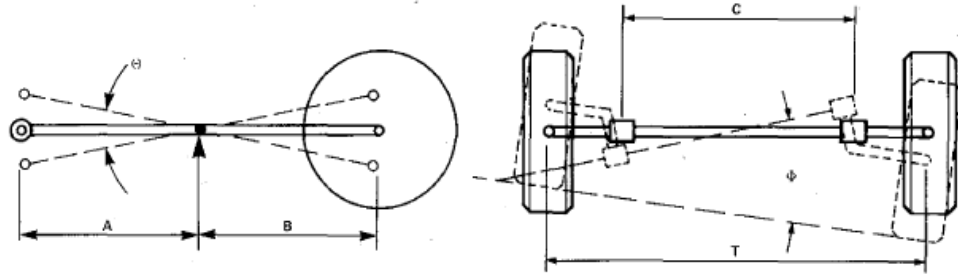
Cornering hareketi Şekil 5.27'de belirtildiği gibi aracın viraj alma esnasında sağ ve sol tekerleklerin birbirine farklı doğrultuda yukarı-aşağı yönlü yalpa hareketini temsil etmektedir.



**Şekil 5.27:** Tekerlek Yalpa Hareketi (Viraj Alma).

Dışarıdan etkiyen yükler sebebiyle oluşan gerilmelerin yanında, aksın burulma gerekliliği sebebiyle de aks üzerinde ciddi gerilmeler oluşmaktadır. Süspansiyon sisteminin yaylı kütlelinin yalpasına müsaade etmesi gerektiğinden, aksın burulması zorunludur. Gövde yalpa açısı ile aks ara bağlantı çubuğunun burulma açısı arasındaki ilişki aşağıdaki parametreler ile kontrol edilebilir:

- Aksın iz genişliği (T),
- Burçlar arasındaki mesafe (C),
- Yandan görünüşte ara bağlantı çubuğunun kayma merkezine burca olan mesafesi (A),
- Yandan görünüşte ara bağlantı çubuğunun kayma merkezine tekerlek merkezine olan mesafesi (B)



**Şekil 5.2:** Tekerlek Yalpa Hareketi [12].

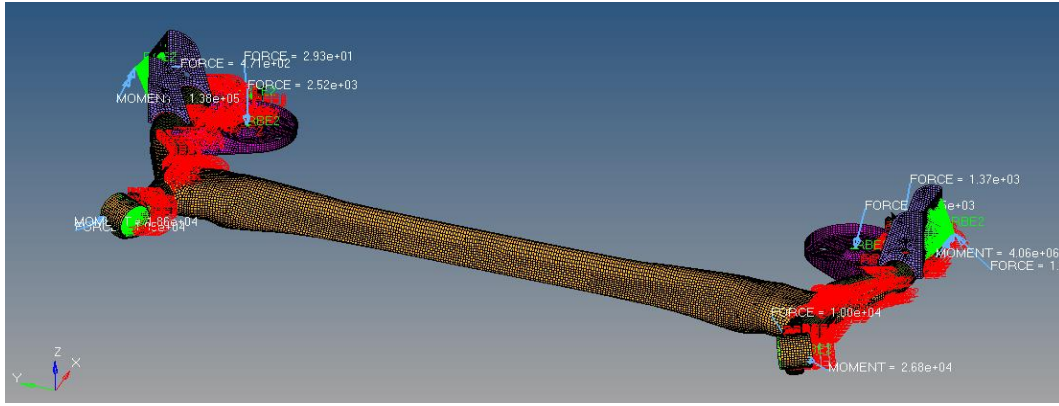
Yukarıda belirtilen parametreler Şekil 5.28’de görselleştirilmiş olup gövde yalpa açısı  $\varphi$  ile aks ara bağlantı çubuğunun burulma açısı  $\theta$  arasındaki ilişki;

$$\frac{\varphi}{\theta} = \frac{A}{C} + \frac{B}{T} \quad (5.8)$$

Sadece aks bağlantı çubuğunun konumunun değişken olduğu varsayımı altında bu denklem, bağlantı çubuğunun burçların olduğu noktada konumlandırılması halinde aks ara bağlantı çubuğunun burulma açısı  $\theta$  değerinin maksimum değerine ulaşacağını, tekerlek merkezinde olması halinde ise minimum değerine ulaşacağını göstermektedir. Eğer aks ara bağlantı çubuğu burçların olduğu yerde konumlandırılırsa, aracın yalpa hareketi bağlantı çubuğu ve burçlar üzerinde sadece burulma hareketi oluşmasına sebep olacaktır.

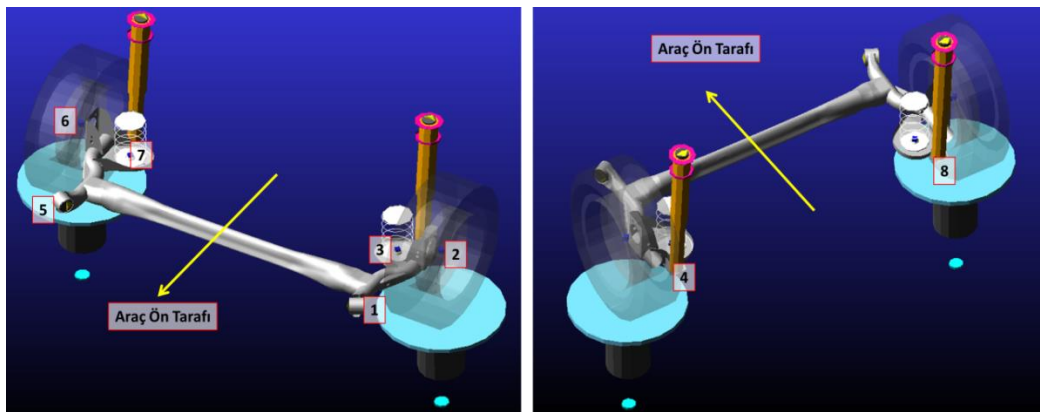
Bu denklem aynı zamanda burçlar arasındaki mesafenin tekerlek iz genişliğine eşit olması halinde aks ara bağlantı çubuğunun tüm konumları için sabit olduğunu göstermektedir. ( $\varphi / \theta = A+B / T$ )

Maksimum gövde yalpa açısının ne olacağı, tekerlek iz genişliği ve aracın yalpa esnasındaki toplam tekerlek hareketi ile kestirilebilir. Bu değer yukarıdaki formülde yerine konularak, aks ara bağlantı çubuğunun maksimum ne kadar burulması gerektiğini belirlemek için kullanılmaktadır. Pratikte, aks ara bağlantı çubuğunun maksimum yapacağı burulma açısının değeri,  $30^0$  olarak kabul görmektedir.



**Şekil 5.29:** Hypermesh Yazılımında Oluşturulmuş Arka Aks Sonlu Elemanlar Modeli.

Borudan formlanmış ara bağlantı çubuğuna sahip arka aks sisteminin sonlu elemanlar modeli Hypermesh yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tüm kaynaklar rijid eleman tipi olan RBE2 elemanlarla modellenmiştir. Hypermesh yazılımında kullanılan atalet bazlı kuvvetler Adams yazılımında elde edilmiş olup Çizelge 5.3'de belirtilmiştir.



**Şekil 5.30:** Arka Aks Araç Bağlantı Noktaları.

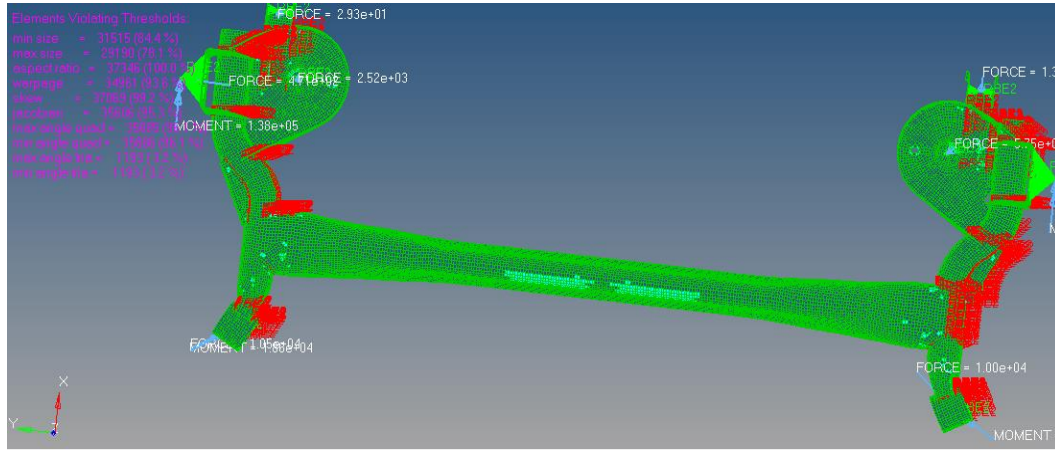
**Çizelge 5.3:** Atalet Bazlı Kuvvet Değerleri.

<b>BURÇ YÜKÜ - SOL</b>						<b>BURÇ YÜKÜ - SAĞ</b>						
KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
<b>Max Bump</b>	-3412	-1481	-7475	51293	27459	-8869	-3756	-1318	-7477	-54091	27458	6068
<b>Cornering</b>	-6800	-8596	-3568	49695	26867	-5613	4685	-9289	2049	35817	-20484	8209
<b>YAY YÜKÜ - SOL</b>												
KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
<b>Max Bump</b>	-2283	-1280	-7653	0	0	0	-2283	-1521	-7653	0	0	0
<b>Cornering</b>	-2321	6	-6857	0	0	0	-1184	-1165	-3922	0	0	0
<b>TEKERLEK RULMANI YÜKÜ - SOL</b>												
KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
<b>Max Bump</b>	4938	-2243	24798	-163812	-1125	37901	4938	-557	24798	161016	-1125	-40701
<b>Cornering</b>	1574	13628	10850	4041333	-10688	-380896	-687	-247	-827	134252	-149	27918
<b>AMORTİSÖR YÜKÜ - SOL</b>												
KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
<b>Max Bump</b>	-4510	-979	-15157	0	0	0	-3810	-1121	-14454	0	0	0
<b>Cornering</b>	-1666	-1280	-2807	0	0	0	-696	-699	-730	0	0	0
<b>AMORTİSÖR YÜKÜ - SAĞ</b>												
KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			KUVVET - [N]			TORK - [N-mm]			
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z

Adams yazılımı ile hesaplanmış ve Çizelge 5.4’de belirtilmiş aracın seyri esnasında araç ağırlığı ve tekerlek-yol arasındaki temastan doğan kuvvetler ve momentler Şekil 5.30’da gösterildiği üzere 8 adet noktadan arka aks üzerinde etkili olmaktadır. Bu noktalar sırasıyla;

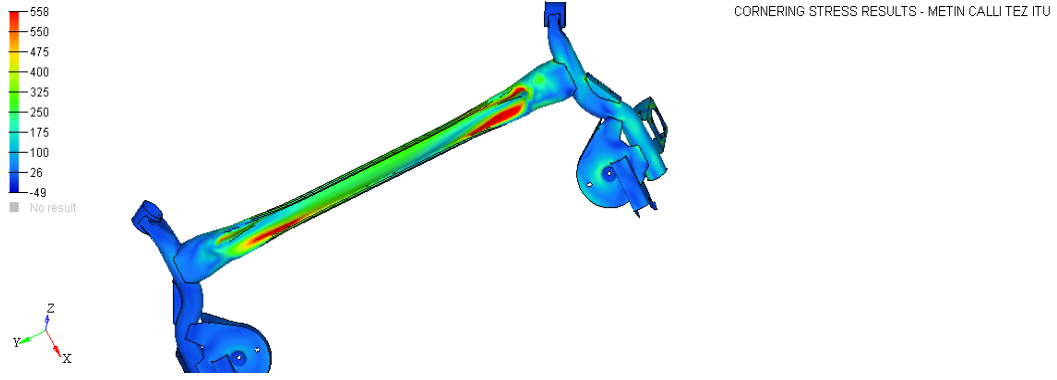
- Sol burç bağlantısı
- Sol tekerlek merkezi
- Sol yay bağlantı noktası
- Sol amortisör bağlantı noktasıdır.

Diğer noktalar (5, 6, 7, 8) aracın sağ tarafı için simetriktir. Kuvvet ve momentler sonlu elemanlar modeline Şekil 5.29’da gösterildiği gibi uygulanmıştır.



**Şekil 5.31:** Hypermesh Yazılımında Oluşturulmuş Arka Aks Sonlu Elemanlar Modeli Eleman Kalitesi.

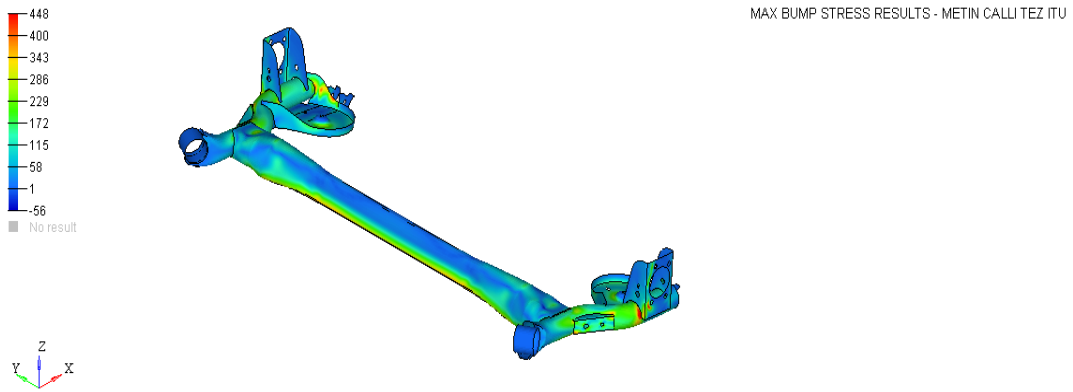
Hypermesh yazılımında oluşturulan sonlu elemanlar modelinin yine eleman kalitesi kontrolü Hypermesh yazılımında gerçekleştirilmiştir. Hypermesh yazılımında atalet bazlı kuvvetlerin çözümünün sağlanması amacıyla INREL parametresi -2 olarak ayarlanmıştır. Buradaki -2 değeri, atalet bazlı kuvvetlerin çözümü için sabitlenecek düğüm noktasının Hypermesh yazılımı tarafından otomatik olarak tanımlanmasını sağlamaktadır.



**Şekil 5.32:** Viraj Alma Durumu İçin Atalet Bazlı Dayanım Analizi Sonuçları.

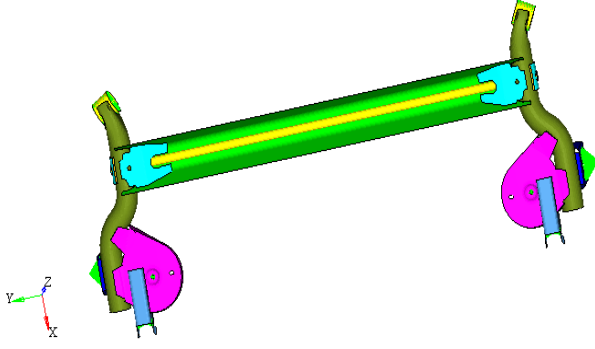
Viraj alma durumundaki atalet bazlı dayanım analizi sonuçları incelendiğinde kritik gerilmelerin boru üzerindeki V formunun biterek yan kola tutunma bölgesine geçiş alanında oluşmakta olduğu görülmektedir.

Tekerleklerin birbirine paralel olarak kritik seviyede yukarı ve aşağı hareketinin analiz edildiği “max bump” koşulu için analiz sonucu incelendiğinde en çok zorlanan bölgenin tekerlek bağlantı braketinin yan kola bağlantı bölgesi ile yay çanağının amortisör ve yan kol bağlantı bölgelerinde kritiklikler görülmektedir. Bu yükleme koşulu altındaki kritik bölgeler Şekil 5.32’de gösterilmiştir.



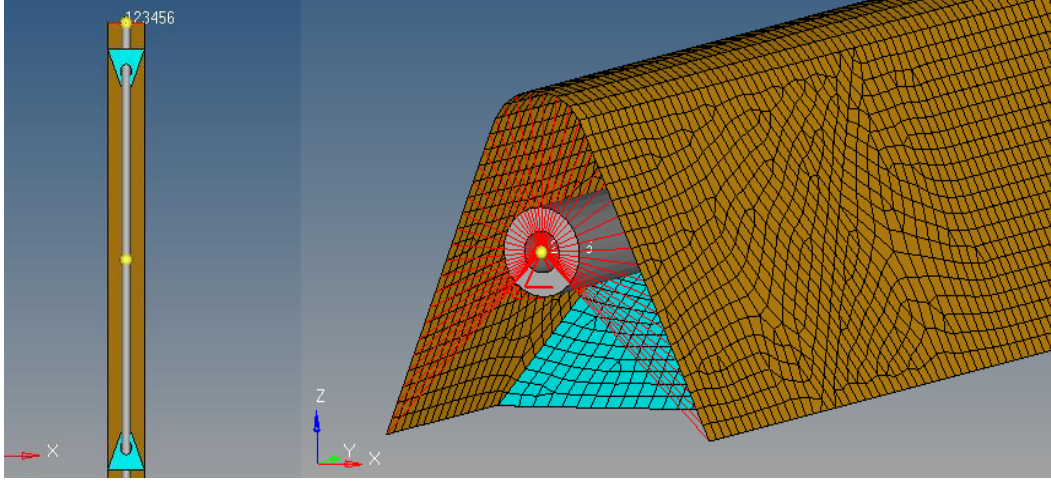
**Şekil 5.33:** Tekerleklerin Kritik Paralel Hareketi Durumu İçin Atalet Bazlı Dayanım Analizi Sonuçları.

Viraj alma durumundaki analizlerde görülen yüksek gerilme bölgelerinin ortadan kaldırılabilmesi adına bu tez çalışması kapsamında bir de yalpa çubuğuna sahip sacdan formlanmış bir aks modellenmiş olup viraj alma durumu incelenmiştir.



**Şekil 5.34:** Yalpa Çubuklu Model.

Yalpa çubuklu sacdan formlanmış aks modeli oluşturulmadan önce ara bağlantı çubuğunun katılık hesabı gerçekleştirilmiş ve sonuçları Çizelge 5.4’de paylaşılmıştır.



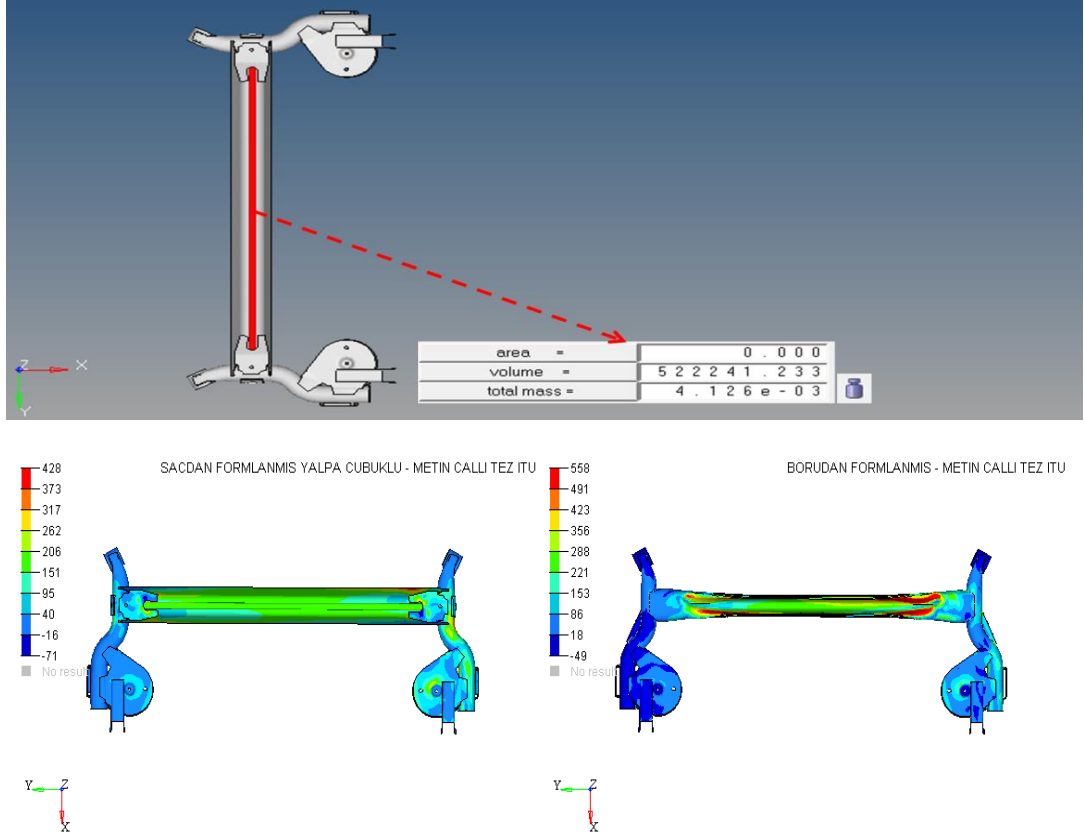
**Şekil 5.35:** Yalpa Çubuklu Modelin Katılık Analizleri.

**Çizelge 5.4:** Yalpa Çubuklu Model Katılık Sonuçları.

<b>Kty</b>	54812 N*mm / °
<b>Kbx</b>	243 N/mm
<b>Kbz</b>	218 N/mm

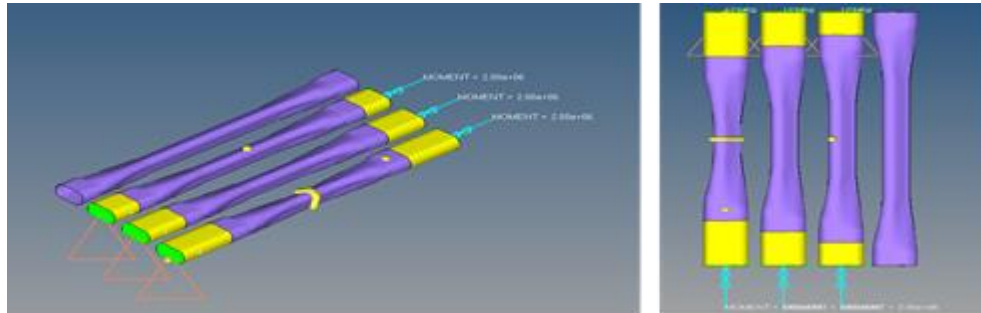
Yalpa çubuklu sacdan formlanmış ara bağlantı çubuğuna sahip aksın özellikle yalpa hareketinin baskın olduğu aracın viraj alması esnasında aks üzerinde oluşan yüksek gerilmelerin azalmasına sebep olmuştur. Buna karşılık borudan formlanmış arka aksa

göre kıyaslandığında ağırlığın sadece denge milinden kaynaklı olarak 4.12 kg arttığı görülmüştür.



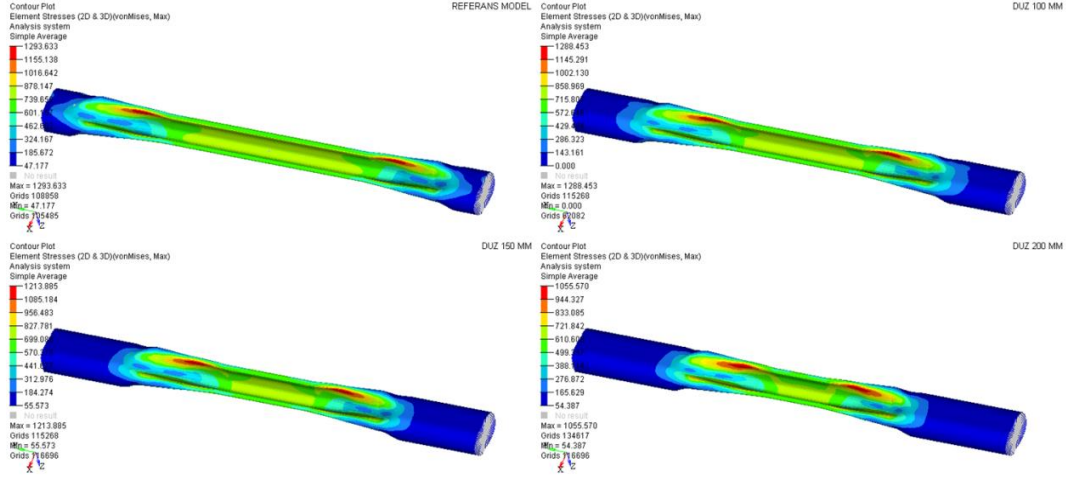
**Şekil 5.36:** Yalpa Çubuklu Model İle Borudan Formlu Modelin Karşılaştırılması.

Formlanmış ara bağlantı borusuna sahip arka aks süspansiyon sistemlerinde özellikle viraj alma esnasında yani burulma hareketi sırasında boru kesit geçiş bölgesinde oluşan gerilme yığılmalarını kontrol edebilmek adına Şekil 5.37’de gösterildiği üzere formlanmış ara bağlantı borusu katılık analizlerine maruz bırakılmıştır. Analizlerde bağlantı borusu tekil olarak incelenmiş ve geçiş kesit boyunun gerilme üzerindeki etkisi incelenmiştir.



**Şekil 5.37:** Formlanmış Ara Bağlantı Borusu Kesit Geçiş Bölgesinin Uzatılması.

Analiz sonuçları incelendiğinde Şekil 5.38’de de gösterildiği üzere kesit geçiş boyunun uzatılması ile gerilme miktarları % 18 civarında azalmıştır. Burada yapıdaki kesit kalınlıkları sabit tutulmuştur.

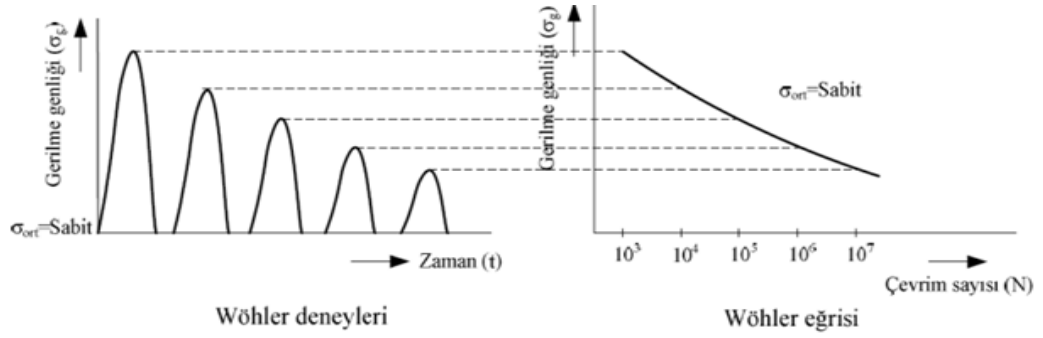


Şekil 5.38: Kesit Geçiş Uzunluğunun Gerilmelere Etkisi.

Yapılan analizlerde denge miline sahip olan aks sisteminde denge milinin yapmış olduğu burulma katılığını artırma etkisini, kesit geçiş uzunluğunun üstlendiği görülmüştür.

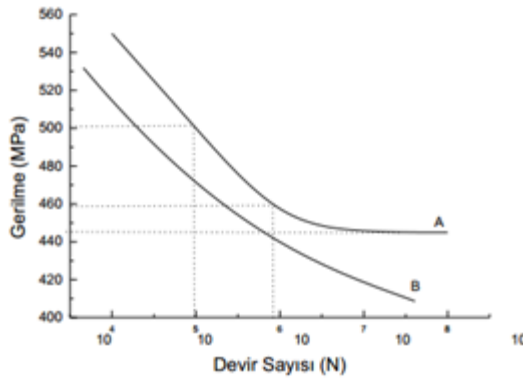
## 6. YORULMA BEKLENTİSİ

Yorulma deneyleri, sabit bir ortalama gerilme için farklı gerilme genlikleri alınarak yapılır ve yorulma kırılmasının görüldüğü kırılma çevrim sayıları saptanır. Deneyler sonucunda Wöhler eğrisi denilen yorulma dayanım eğrileri elde edilmiş olur. Yorulma eğrisi ortalama gerilmenin sıfır olduğu değişken gerilme genliğinde çizilmektedir. Bu tablolar logaritmik olarak çizilmektedir. Şekil 6.1’de bir Wöhler eğrisi gösterilmektedir.



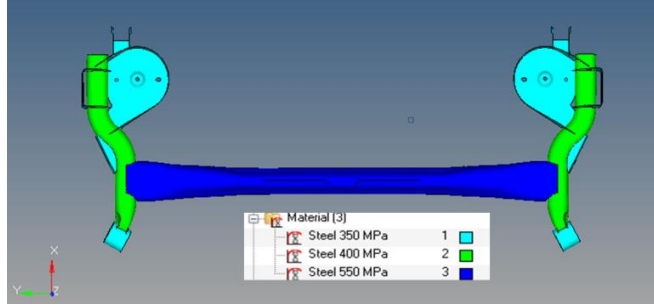
Şekil 6.1: Örnek Bir Wöhler Eğrisi [13].

Örnek bir A malzemesine ait yorulma eğrisi (FAT Curve) Şekil 6.2’de belirtilmiştir. Bu eğri incelendiğinde A malzemesinin yorulma sınırının yaklaşık olarak 445 MPa değerinde olduğu görülmektedir. Bu da A malzemesinin, bu gerilme değerinde veya bu değer altındaki gerilme değerlerinde sonsuz süre yorulmadan çalışabileceği anlamına gelmektedir.



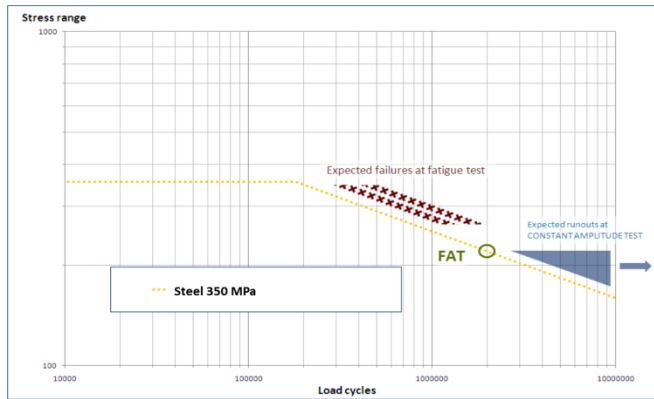
Şekil 6.2: Örnek Bir Wöhler Eğrisi Karşılaştırması [13].

Ancak bazı malzemelerde (demir dışı malzemeler) özellikle Al alaşımlarında yorulma sınırının olmadığı görülür. Numune üzerine uygulanan gerilme ne kadar azaltılırsa azaltılsın malzeme belli bir gerilme devrinden sonra hasara uğramaktadır. Bu tür malzemelerde yorulma eğrisi Şekil 6.2’de gösterilen B malzemesindeki gibi elde edilir.

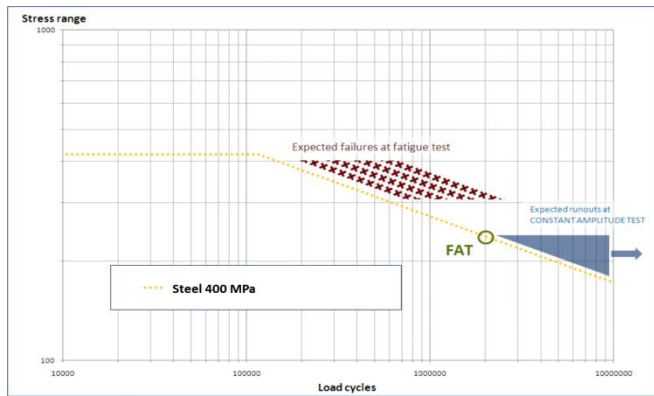


Şekil 6.3: Aks Bileşenleri İçin Öngörülen Malzemeler.

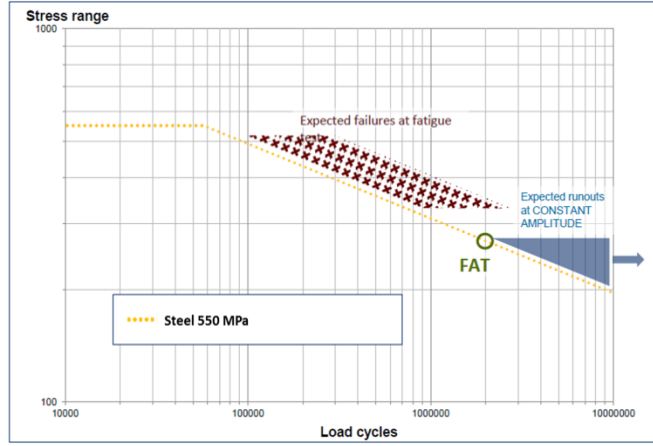
Gerçekleştirilen atalet bazlı dayanım analizleri göz önünde bulundurulduğunda aksı oluşturan bileşenler için Şekil 6.3’de gösterilen malzemeler belirlenmiştir. Bu malzemelere ait yorulma eğrileri Şekil 6.4, 6.5 ve 6.6’da gösterilmiştir.



Şekil 6.4: Steel 350 MPa Malzemesi İçin Yorulma Eğrisi [18].

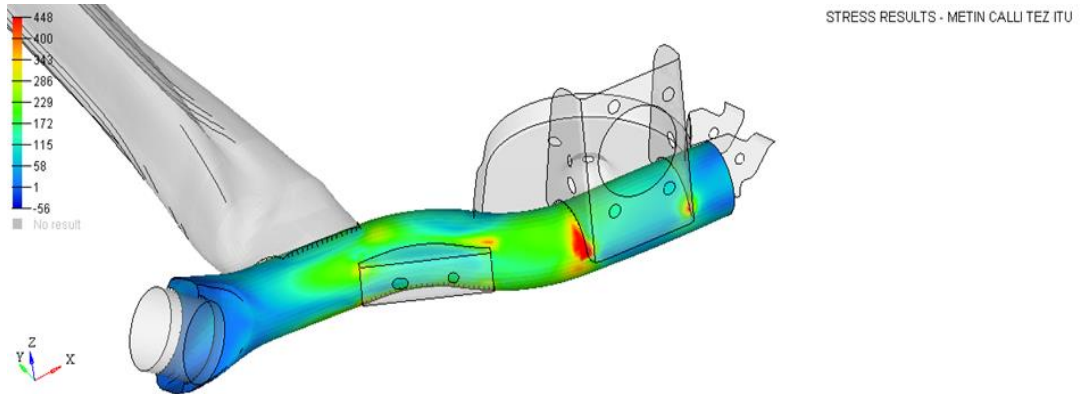


Şekil 6.5: Steel 400 Mpa Malzemesi İçin Yorulma Eğrisi [18].

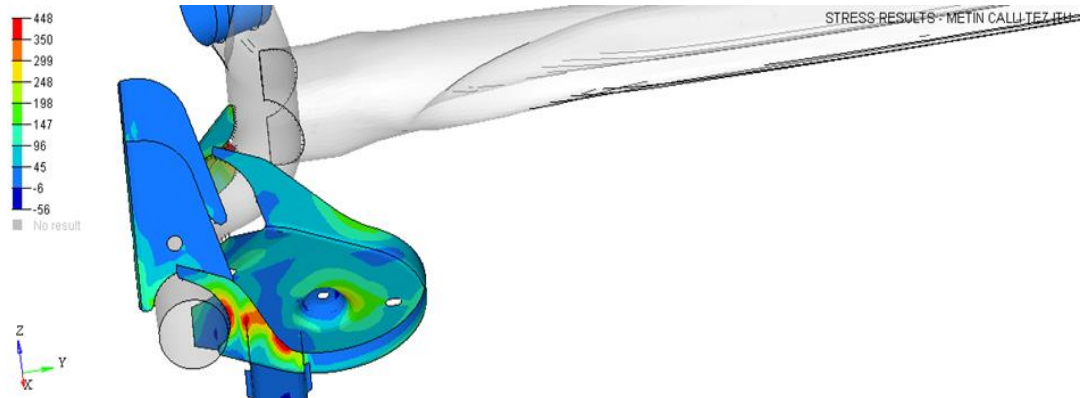


Şekil 6.6: Steel 550 MPa Malzemesi İçin Yorulma Eğrisi [18].

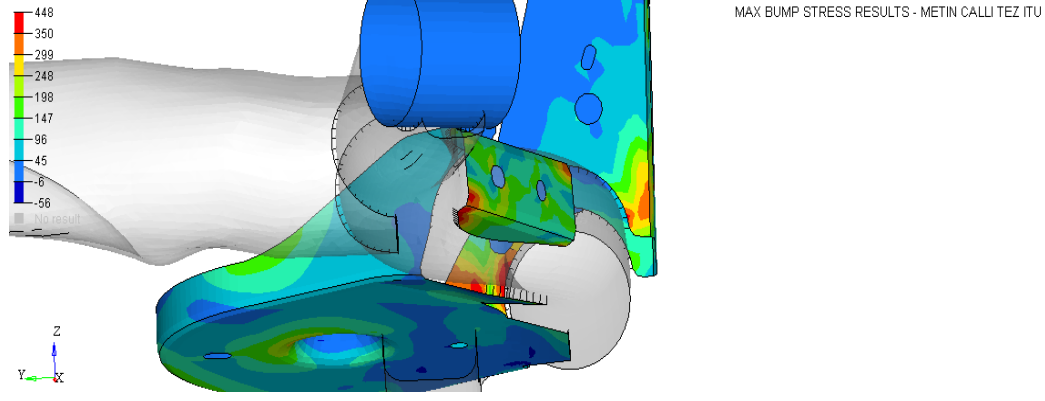
Gerçekleştirilen atalet bazlı dayanım analizleri göz önünde bulundurulduğunda aksı oluşturan bileşenler için Şekil 6.3’de gösterilen malzemeler belirlenmiştir. Bu malzemelere ait yorulma eğrileri Şekil 6.4, 6.5 ve 6.6’da gösterilmiştir.



Şekil 6.7: Yan Kol Parçasındaki Kritik Noktalar [Paralel Sıçrama Hareketi].

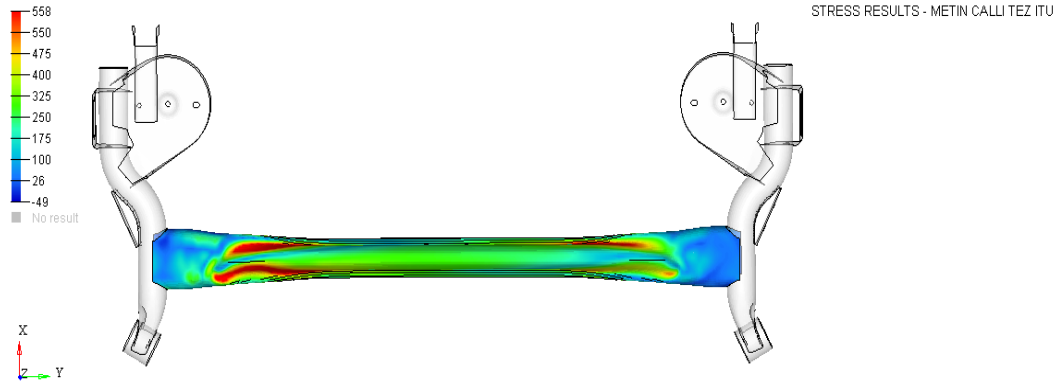


Şekil 6.8: Yay Çanağı, Tekerlek ve Amortisör Braketi Parçalarındaki Kritik Bölgeler [Paralel Sıçrama Hareketi].



**Şekil 6.9:** Yay Çanağı, Tekerlek ve Amortisör Braketi Parçalarındaki Kritik Bölgeler [Paralel Sıçrama Hareketi].

Yorulma analizleri aracın viraj alması ve paralel sıçraması koşulları için değerlendirilmiştir. Analiz sonuçları aks bileşenleri için ön görülen malzemelere ait yorulma eğrileri göz önünde bulundurularak değerlendirilmiştir. Analiz sonuçları, bileşenler ve aracın yapmış olduğu hareketler bazında Şekil 6.7, 6.8, Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da gösterilmiştir.



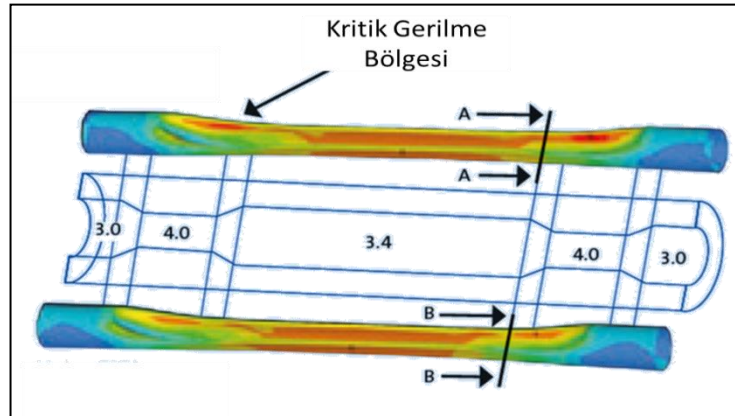
**Şekil 6.10:** Ara Bağlantı Borusundaki Kritik Bölgeler [Viraj Alma Hareketi].

Aracın paralel sıçrama hareketi esnasında etkiyen yükler altında akstaki özellikle kaynakla birleştirme noktalarında ciddi gerilme yığılmaları olduğu görülmektedir. Kaynak bölgelerindeki gerilme yığılması yarı bağımsız torsiyon tipi aksların dezavantajlarından birisidir.



**Şekil 6.11:** Ara Bağlantı Borusunda Gerçekleşen Hasar Bölgesi [14].

Aracın viraj alması durumu incelendiğinde, ara bağlantı borusunun yan kol bağlantı geçişine yakın olan bölgesinde önemli gerilme yığılmaları olduğu gözlemlenmiştir. Analizlerde görülen bu durum gerçek hayatta araca monte edilmiş borudan formlu kesite sahip bir aks üzerinde de gözlemlenmiştir. Bu hasar durumu Şekil 6.11’de belirtilmiştir. Otomotiv endüstrisinde bu bölgelerdeki gerilme seviyelerini azaltmak amacıyla ısıl işlemlerin yanı sıra kısmi kalınlık bölgelerine sahip ara bağlantı boruları kullanılmaya da başlamıştır. Bunun bir örneği Şekil 6.12’de gösterilmiştir.



**Şekil 6.12:** Değişken Kalınlıklı Ara Bağlantı Borusu [15].



## 7. ARKA AKS ÇOKLU CİSİM DİNAMIĞI ANALİZLERİ

### 7.1 Yarı-Bağımsız Arka Akslardaki Dinamik Karakteristikler

Bu bölümde; bir kısmı tez çalışmasının dördüncü bölümündeki seyir dinamiği başlığı altında ve beşinci bölümdeki kavramlar başlığı altında paylaşılan arka aksın dinamik yapısına etkiyen karakteristiklere yer verilmiştir.

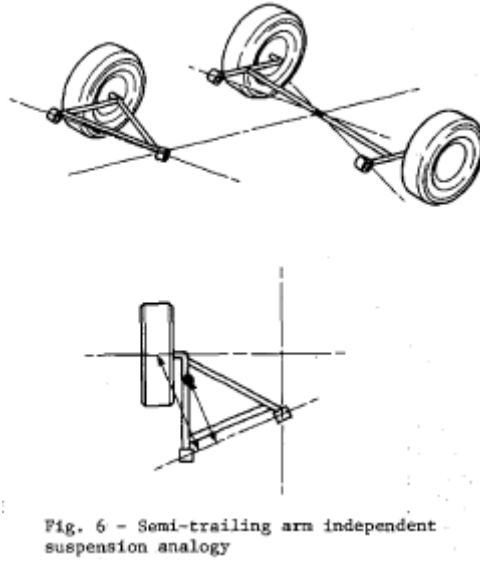
**Çizelge 7.1:** Arka Aks Karakteristikleri [16].

<b>Dikey Karakteristikler</b>	<b>Birim</b>
Tekerlek Rijitliği (Wheel Rate)	N/mm
Sıkışma Deplasmanı	mm
Açılma Deplasmanı	mm
Kamber Değişimi	deg/m

<b>Yalpa Karakteristikleri</b>	<b>Birim</b>
Yalpa Rijitliği	N.m/deg
Süspansiyon Yalpa Rijitliği	N.m/deg
Yalpa Yönlendirmesi (Roll Steer)	deg/deg
Yalpa Kamberi	deg/deg

<b>Elastokinematik Karakteristikler</b>	<b>Birim</b>
Tekerlek merkezinin boyuna deformasyonu	mm/kN
Boyuna yönlendirme uyumu Zıt Fazda, 0 mm Trail	deg/kN
Tekerlek merkezinin yanal deformasyonu Aynı Fazda, 0 mm Trail	mm/kN
Tekerlek merkezinin yanal deformasyonu	mm/kN
Yanal yönlendirme uyumu	deg/kN
Yanal kamber uyumu	deg/kN
Yalpa Kuvvet Merkezi yüksekliği Aynı Fazda, 30mm Trail	mm
Yanal yönlendirme uyumu	deg/kN

Modern araç süspansiyonları bazı yapısal ve elastokinematik gereksinimler göz önünde bulundurularak geliştirilmektedir. Süspansiyon sisteminin elastokinematik davranışı ve tekerleklerden araç gövdesine etki eden kuvvet ve momentlere karşı olan cevabı araç dinamiğini önemli derecede etkilemektedir. Bir burulma ara bağlantı çubuğuna sahip süspansiyon sistemindeki taşıt dinamiğini etkileyen parametreler Çizelge 7.1’de tablo halinde belirtilmiştir.



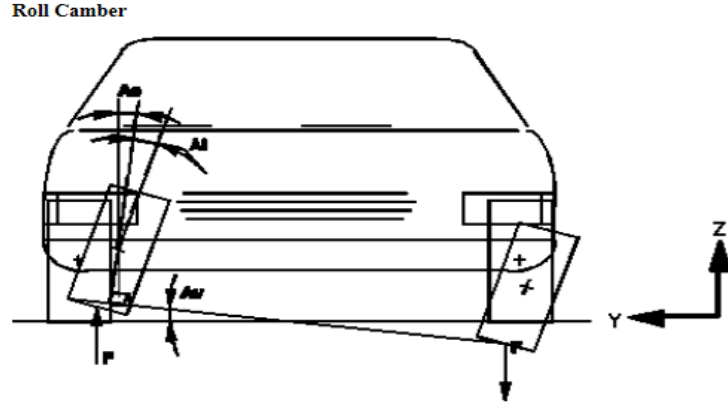
**Şekil 7.1:** Ön ve Arka Aks Uyumu [16].

Tüm arka süspansiyonlar geliştirilirken, ön süspansiyonlar ile beraber aracın istenilen tüm tutunma karakteristiklerini sağlaması gerekmektedir. Arka aks tasarımı yapan mühendisler, mutlaka aracın dinamik beklentilerini sağlayan sürüş yönlendirmesi, yalpa yönlendirmesi, yalpa kamberi ve yalpa merkezi yüksekliği gibi parametreleri tasarımlarında mutlaka göz önünde bulundurmalıdırlar. Bu parametreler burulma ara bağlantı çubuğuna sahip akslarda da kontrol edilebilmektedir.

Yarı bağımsız torsiyon tipi arka akslardaki dikey ve yalpa karakteristikleri şu şekilde açıklanabilir.

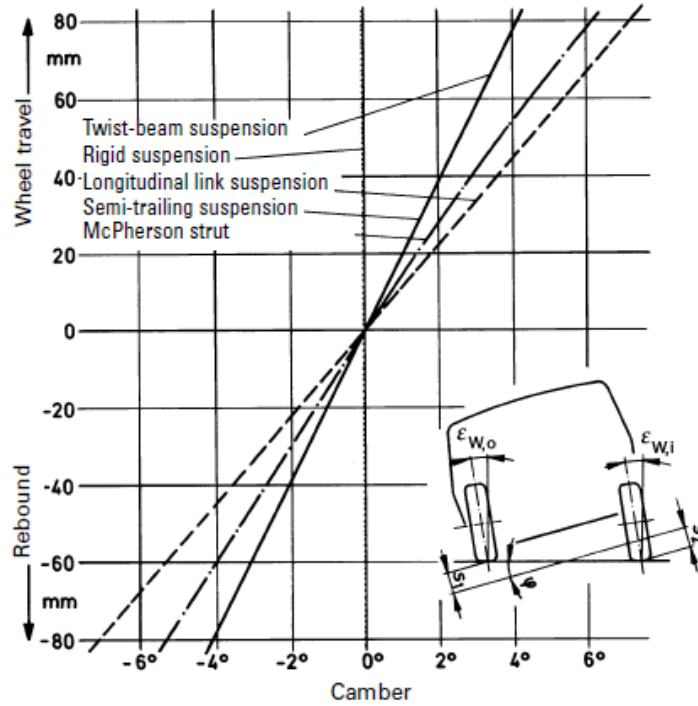
a) Tekerlek rijitliği [Wheel rate]: Süspansiyonun gövdeye göre izafi dikey yaylanma oranıdır.

b) Yalpa Kamberi [Roll Camber]: Tekerlek eğiklik açısındaki değişimin araç yalpa açısına oranıdır.



Şekil 7.2: Yalpa Kamberi [16].

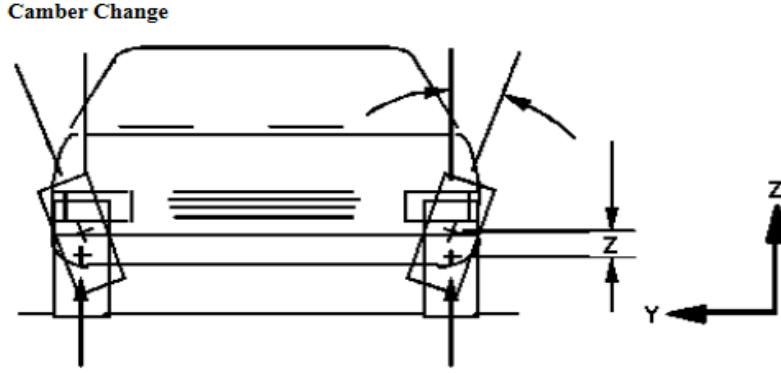
Çeşitli arka aks süspansiyonları için yalpa hareketi esnasındaki kamber değişimleri Şekil 7.3’de belirtilmiştir. Şekilde belirtilen tüm arka akslarda yalpa hareketi esnasında dıştaki tekerleklerin pozitif kamber, içteki tekerleklerin ise negatif kamber halinde hareket ettikleri gözlemlenmiştir. Şekildeki düşey ekseninde tekerleğin düşey hareketi çizdirilmiştir. Bu durumda gövde yalpa açısı  $\phi$ , tekerleklerin mesafe farkları olan  $\Delta s_1$  ve  $\Delta s_2$  parametreleri kullanılarak kolayca hesaplanabilmektedir.



Şekil 7.3: Yalpa Kamberi Karşılaştırma [16].

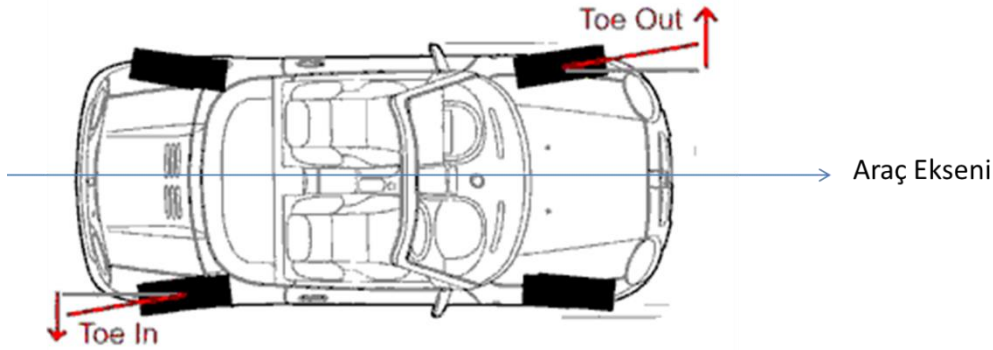
c) Açılma veya Sıkışma Deplasmanı [Travel to Bump]: Tekerlek merkezinin dikeyde hareket edebileceği maksimum yer değiştirme hareketidir.

d) Kamber Değişimi [Camber Change]: Taşıtın ön tekerleklerine önden bakıldığında düşey eksene göre, tekerleğin üst kısmının aracın merkezine ya da dışarı doğru eğimine kamber açısı denir. Tekerleğin üst kısmı dışa doğru belirli bir açı ile eğim yapıyorsa pozitif kamber, içe doğru eğimli ise negatif kamber olarak tanımlanır. Şekil 7.4 de kamber değişimi belirtilmiştir.



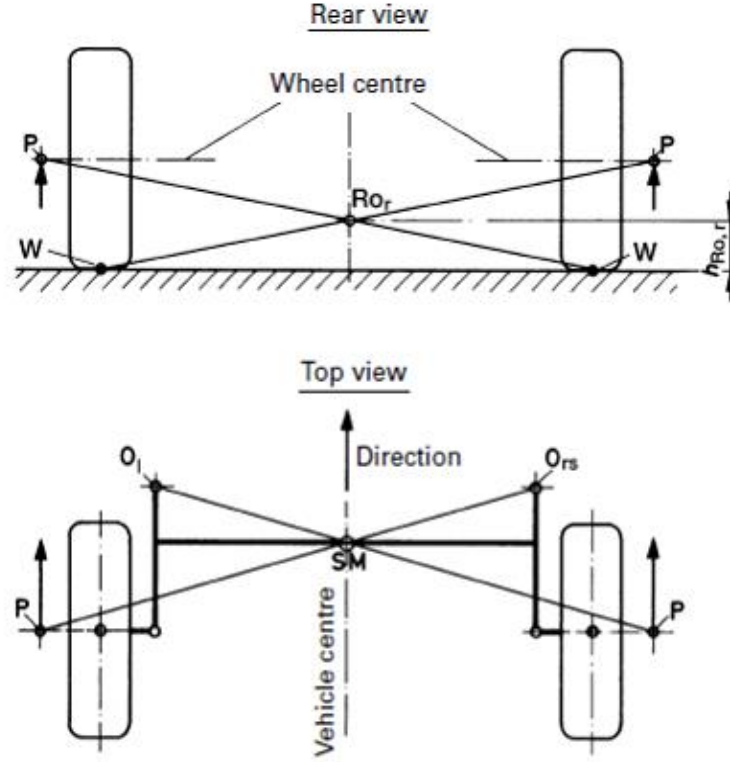
Şekil 7.4: Kamber Değişimi [16].

e) Toe Açısı Değişimi [Toe In-Out]: Araç tekerleklerine üstten bakıldığında tekerleklerin araç eksenine göre kapalı olmasına toe-in, açık olmasına da toe-out denir.



Şekil 7.5: Toe Değişimi [16].

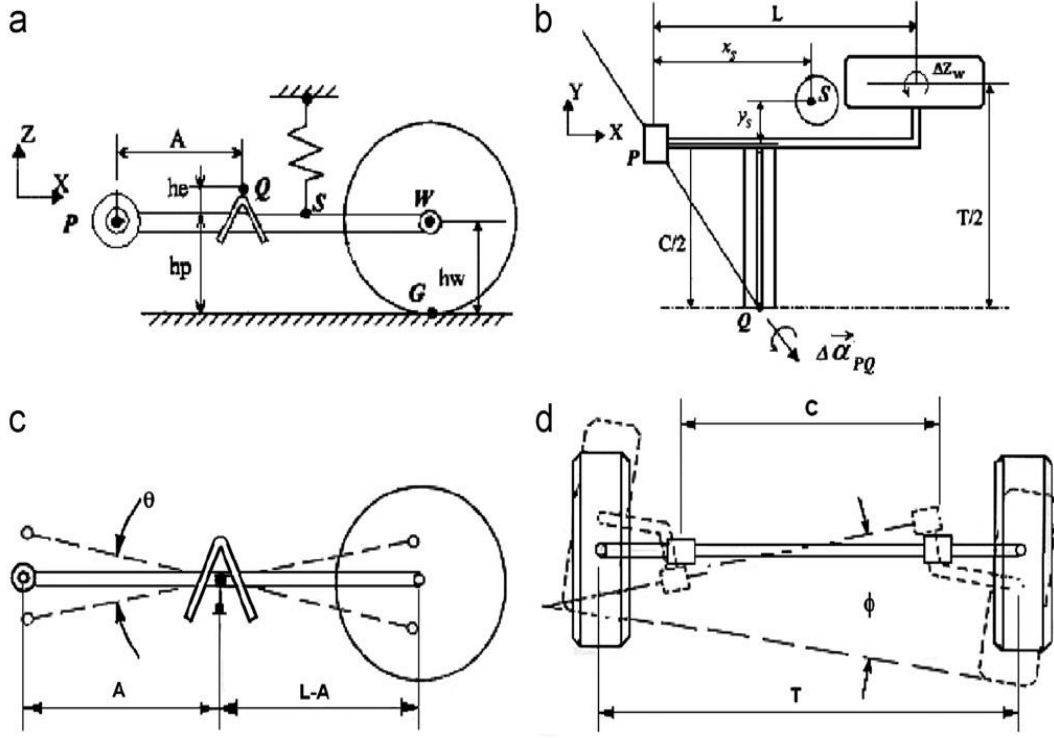
f) Elastokinematik Yalpa Merkezi Yüksekliği [Elastokinematic Roll Center Height]: Araç ağırlık merkezine etki eden santrifüj kuvvet etkisi altında yarı bağımsız arka aksın yalpa hareketini gerçekleştireceği merkez nokta yüksekliğidir. Yarı bağımsız arka aks için yalpa merkezi yüksekliği Şekil 7.6'da belirtilmiştir.



Şekil 7.6: Yalpa Merkezi Yüksekliği [16].

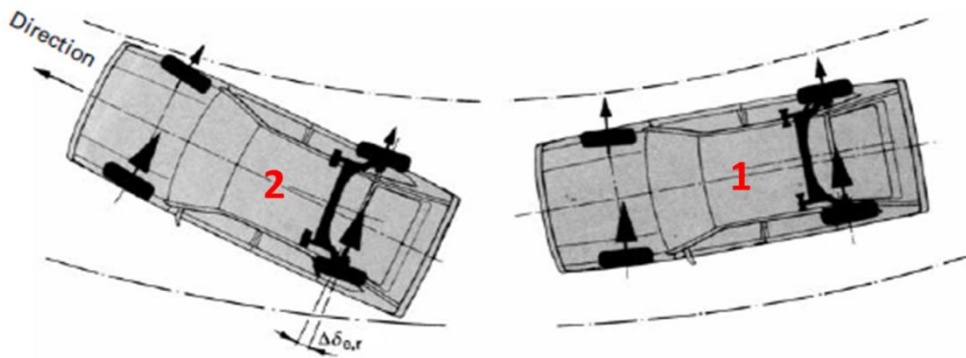
## 7.2 Burulma Ara Bağlantı Çubuğuna Sahip Süspansiyonların Kinematik Modeli ve Yalpa Yönlendirmesi

Torsiyon tipi süspansiyonlarda yalpa hareketi, arka süspansiyonun yalpa eksenini ve ara bağlantı çubuğunun kayma merkezi üzerinde oluşur. Kayma merkezi, aksın kinematik karakteristiğini belirlemede önemlidir. Ara bağlantı çubuğunun kayma merkezi verilir veya hesaplanabilirse, süspansiyon sisteminin kinematik modellenmesi gerçekleştirilebilir. Aracın yalpa hareketi esnasında, kayma merkezi (shear center) burulma çubuğunun dönme merkezi olur. Bununla birlikte aracın sağ ve sol tekerlekleri birbirinin aksi yönlerde yukarı-aşağı şeklindeki hareketi sergilediklerinde, kayma merkezi eksenini ile boyuna araç ekseninin kesiştiği nokta aksın ani dönme merkezi olur. Bu ani dönme merkezi Şekil 7.7’de Q noktası ile gösterilmiştir. Aks yan kolunun araç gövdesine bağlantı noktası P ile Q noktası arasındaki eksen, arka aksın yalpa eksenini olur. Yalpa yönlendirmesi (roll steer) ve yalpa kamberini de (roll camber) içeren tasarım parametreleri yalpa ekseninin minimal değişimlerinden kestirim yapılabilir.



**Şekil 7.7:** Burulma Ara Bağlantı Çubuğuna Sahip Arka Aksın Kinematik Modeli (a) Aksın Yandan Görünüşü (b) Aksın Üstten Görünüşü (c)Aksın Burulma Açısı (d)Aksın Yalpa Açısı [16].

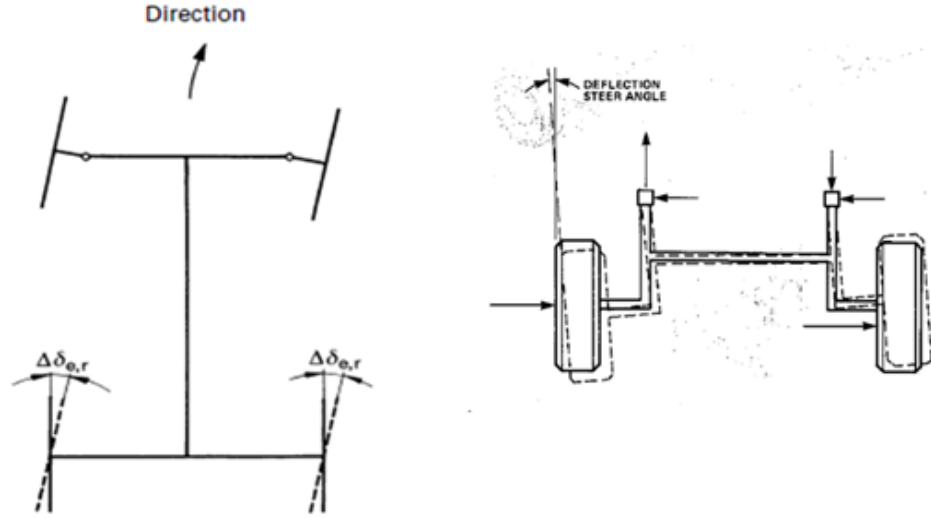
Yanal kuvvetler altında, örneğin viraj alma sırasında yarı bağımsız bir arka aks belli bir açı ile yönlenebilir veya süspansiyon bileşenleri birbirlerine göre deforme olabilirler. Bu durumda araç virajın iç kısmına doğru aşırı dönüşlülük hareketi yapacaktır. Bu durumu bir miktar azaltabilmek için aksın gövde bağlantı burçları uygun katlıklarda tasarlanabilirler.



**Şekil 7.8:** Yalpa Yönlendirmesi [16].

Aşırı dönüşlülük eğilimini azaltmak adına, arka aks süspansiyon sistemi gövde yalpası veya yanal kuvvetleri karşılayabilen bir yapıda tasarlanabilir. Gövde yalpa

hareketi esnasında (veya yanıl kuvvetler etkisi altında) virajın dış kısmındaki sıkışmış haldeki tekerlek toe-in durumunda iken açılmış tekerlek toe-out durumunda bulunmaktadır, yani bir yönlendirme açısı oluşmaktadır.



**Şekil 7.9:** Viraj Alma Durumunda Arka Akstaki Toe Değişimi [16].

### 7.3 Yarı-Bağımsız Arka Aksın Çoklu Cisim Dinamiği Analizleri

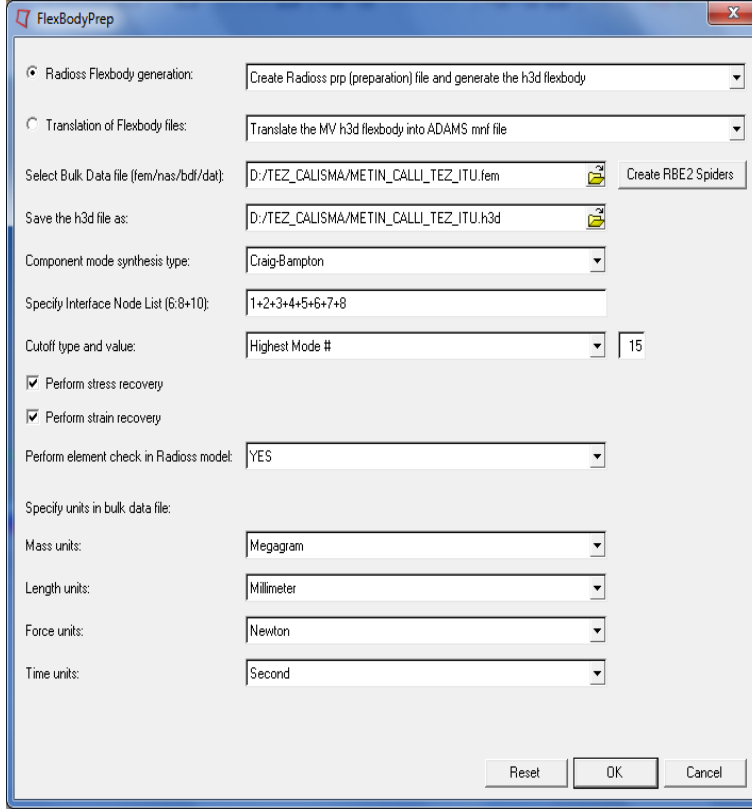
Arka aksın çoklu cisim dinamiği Adams yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Adams yazılımı aks bileşenlerinin esnek birer yapı olarak modellenebilmesine imkan sağlamaktadır. Yazılım bu işlemi yapının doğal modlarını kullanarak gerçekleştirmektedir. Yazılım esnek bileşene bir dizi mod şekilleri atar. Bir başka deyişle bileşene özdeğer vektörlerini atamaktadır.

Esnek cisim modelleme elemanı her bir özdeğer vektör için bir sistem durum değişkeni atar ve zamana bağlı olarak göreceli genliklerin hesaplanmasını sağlar. Sonrasında ise lineer süperpozisyon prensibi ile her bir zaman adımında ve her bir eleman için hesaplanan mod şekilleri birleştirilerek esnek cisme ait toplam deformasyon miktarları hesaplanır.

Esnek cisim karakteristikleri, bir sonlu elemanlar modeli çıktısı olan modal nötral dosyası (MNF) içerisinde belirlenir. Bir MNF dosyası;

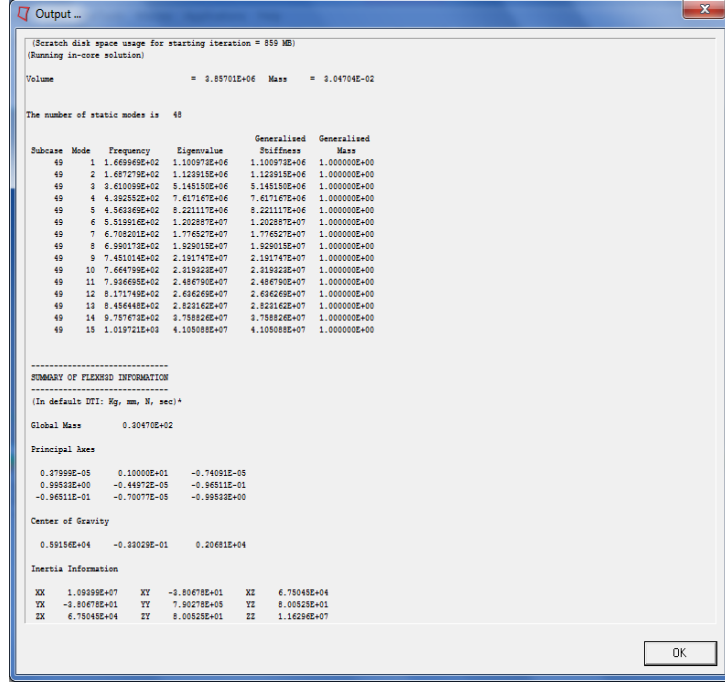
- Düğüm noktalarının lokasyonlarını ve birbirleri ile olan bağlantıları,
- Nodal kütle ve ataletleri,
- Mod şekillerini,

- Mod şekilleri için geliştirilmiş kütle ve katlıkları içermektedir.



**Şekil 7.10:** MNF Dosyası Oluşturma Arayüzü.

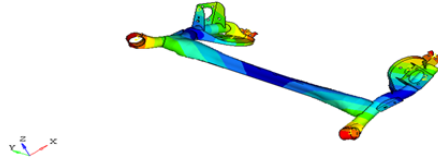
Arka aksın çoklu cisim dinamiği analizlerindeki tüm aks bileşenleri esnek olarak tanımlanmıştır. Esnek cisim bilgilerini içeren MNF dosyaları Hyperworks Motionsolve yazılımı ile oluşturulmuştur. Motionsolve MNF dosyası oluşturma arayüzü Şekil 7.10’da gösterilmiştir. Motionsolve yazılımında lastik bağlantılarını ve gövde bağlantılarını belirlemek için arayüz üzerinde “Specify Interface Node List” satırında 8 adet bağlantı noktası tanımlanır. Bu tanımlama ile aks sisteminin doğal modları belirlenmiş olur. Şekil 7.11’de aksa ait MNF dosyası çıktısı gösterilmiştir.



Şekil 7.11: MNF Dosyası Çıktısı.

Borudan formlanmış yarı bağımsız arka aks sistemine ait MNF dosyası incelendiğinde ilk altı modun katı cisim modları olduğu görülürken yedinci modun burulma hareketini, sekizinci ve dokuzuncu modların ise eğilme hareketini tahrik ettiği gözlemlenmiştir.

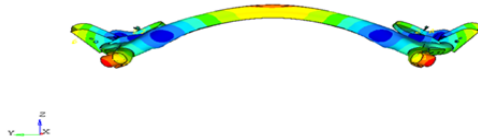
METIN CALLI TEZ ITU  
Mode 7



Mode 8



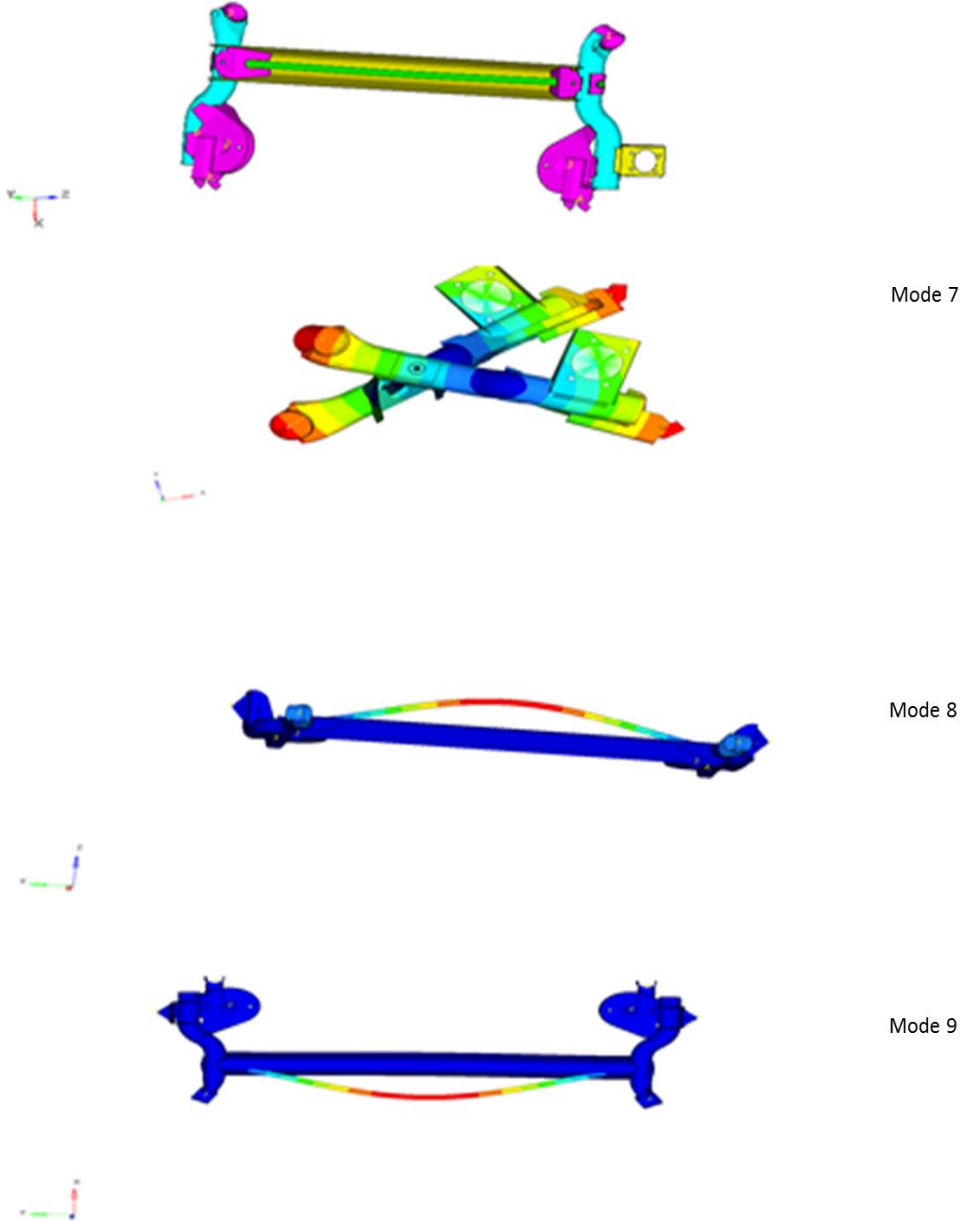
Mode 9



Şekil 7.12: Borudan Formlanmış Arka Aks Mod Şekilleri.

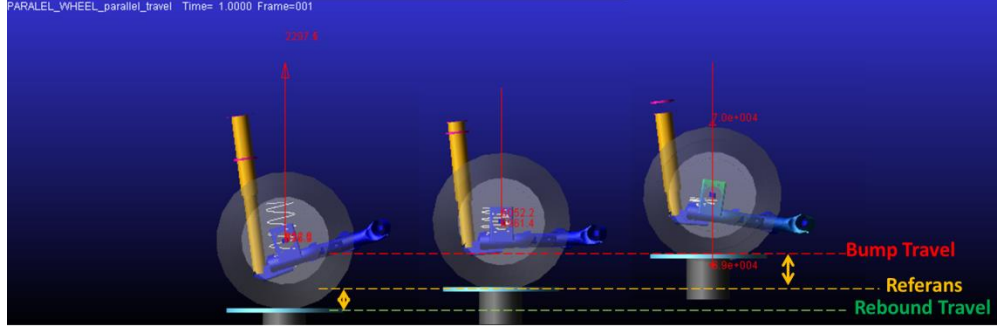
Sacdan formlanmış yalpa çubuğuna sahip yarı bağımsız arka aks sistemine ait MNF dosyası incelendiğinde ise ilk altı modun yine borudan formlanmış arka aks sisteminde olduğu gibi katı cisim modları olduğu gözlemlenmiştir. Yedinci modun Şekil 7.13’de gösterildiği gibi yine burulma hareketini temsil ettiği görülmektedir. Sekizinci ve dokuzuncu modlarda da yalpa çubuğunun tahrik edildiği modlar olarak görülmektedir.

METİN CALLI TEZ İTÜ



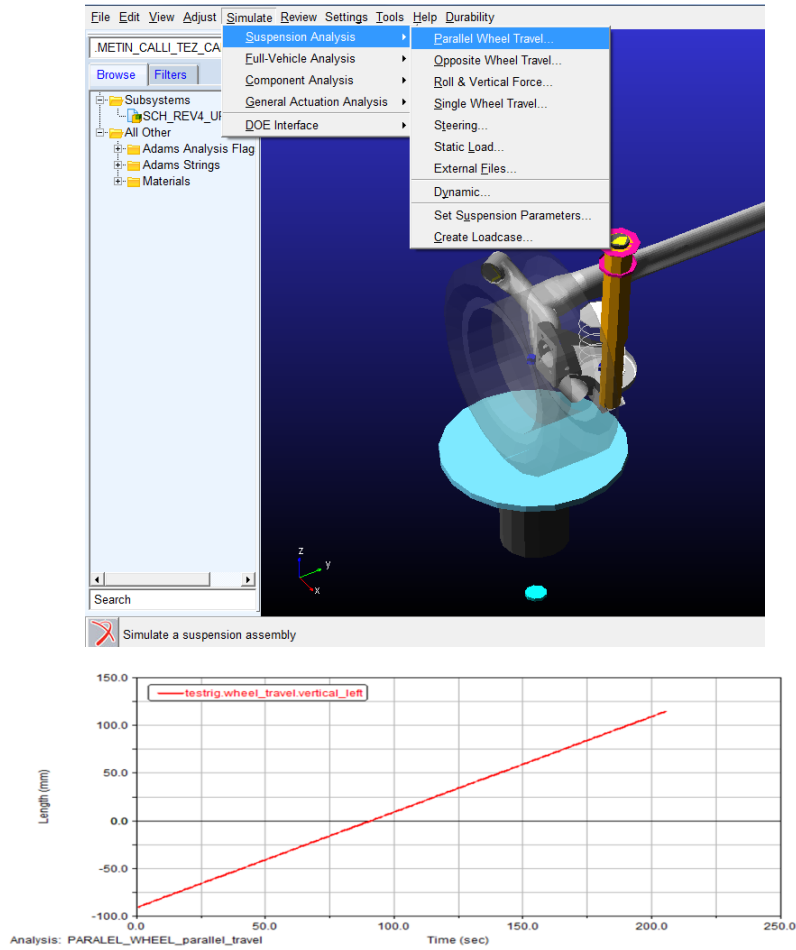
**Şekil 7.13:** Sacdan Formlanmış Yalpa Çubuğuna Sahip Arka Aks Mod Şekilleri.

Arka aksın çoklu cisim dinamiği analizlerinde, atalet bazlı dayanım analizlerinde olduğu gibi aracın viraj alma ve paralel sıçrama hareketleri incelenmiştir. Aracın sıçrama hareketi için Adams yazılımında “Paralel Wheel Travel” analiz tipi seçilmiştir.



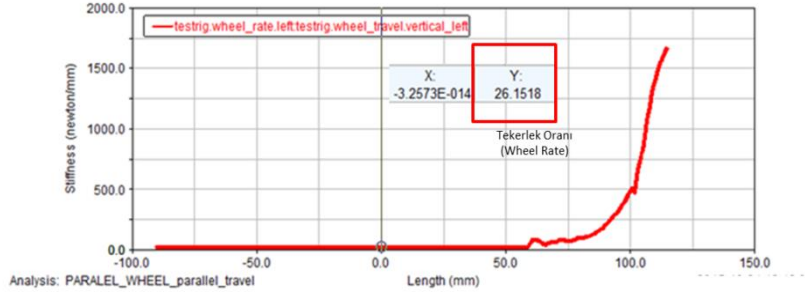
Şekil 7.14: Sıçrama Hareketi.

Sıçrama hareketi için araç tekerleği altında konumlandırılmış tablaya Şekil 7.15’de belirtilen grafikteki maksimum açılma ve sıkışma deplasmanları tanımlanmıştır.

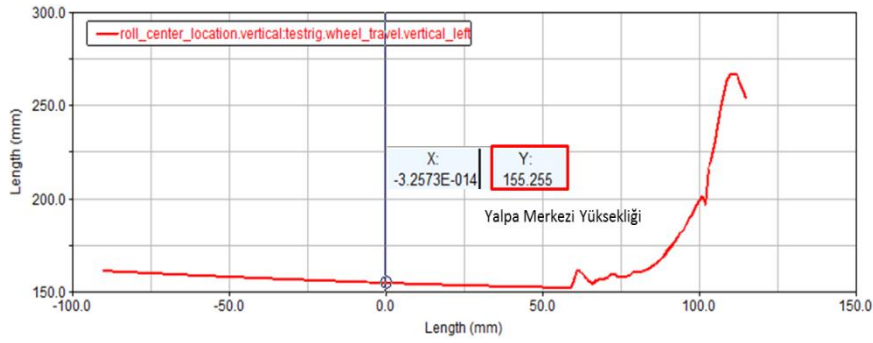


Şekil 7.15: Sıçrama Hareketi Analiz Parametreleri.

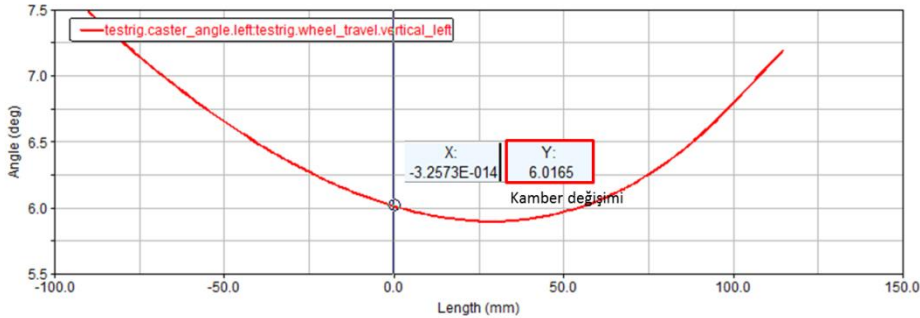
Aksa ait kamber değişimi, tekerlek rijitliği gibi aracın dikey karakteristikleri sıçrama hareketi analizi ile kontrol edilmektedir. Bu karakteristiklere ait elde edilen veriler Şekil 7.16, 7.17 ve 7.18’de gsterilmiştir.



Şekil 7.16: Tekerlek Rijitliği (Wheel Rate).

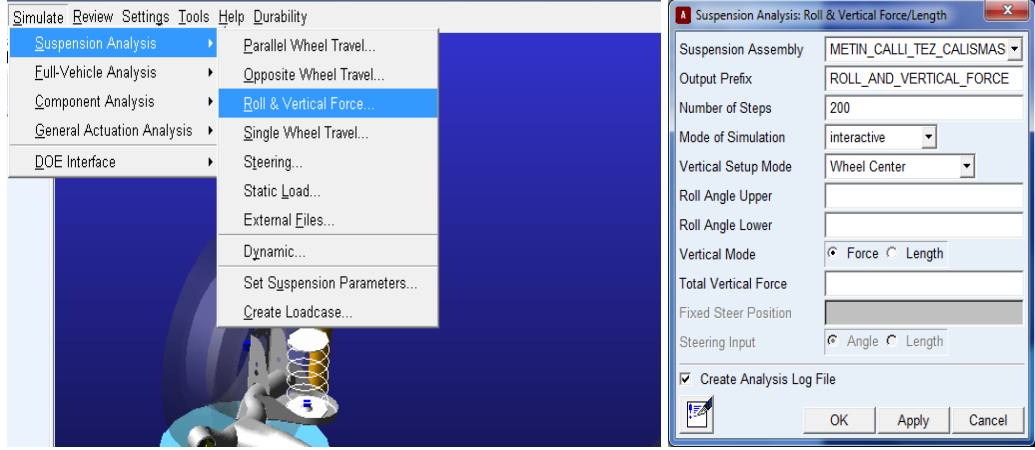


Şekil 7.17: Kuvvet Yalpa Merkezi Yksekliği.



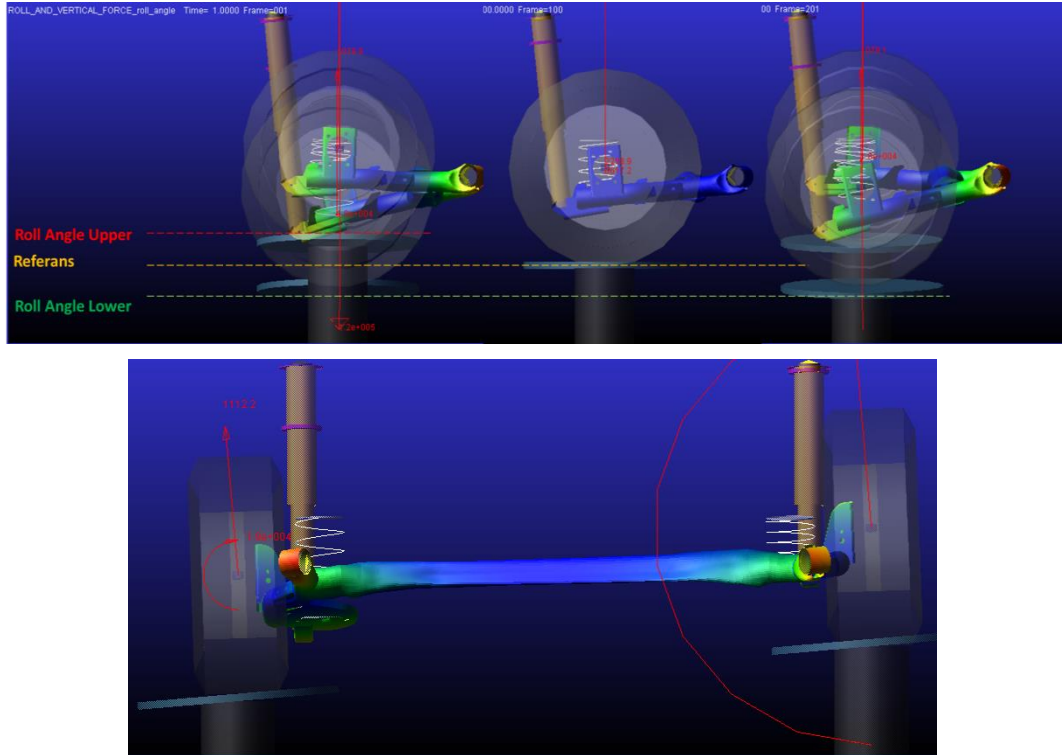
Şekil 7.18: Kamber Değişimi.

Aracın viraj alma hareketi için Adams yazılımında ‘‘Roll&Vertical Force’’ analiz tipi seçilmiştir. Viraj alma hareketi için araç tekerleği altında konumlandırılmış tablaya Şekil 7.19’da belirtildiği gibi aksın maksimum burulma açısı ve araç dizayn yku tanımlanmıştır.



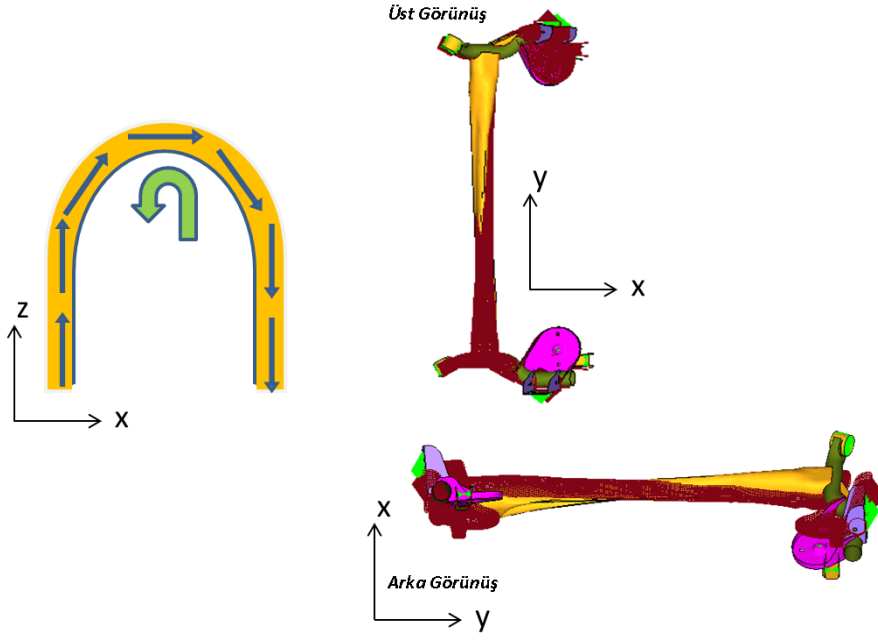
**Şekil 7.19:** Viraj Alma Hareketi Arayüzü.

Yarı bağımsız akslarda özellikle yalpa yönlendirmesi ve yalpa katılığı aracın viraj alma performansını önemli ölçüde etkilemektedir.



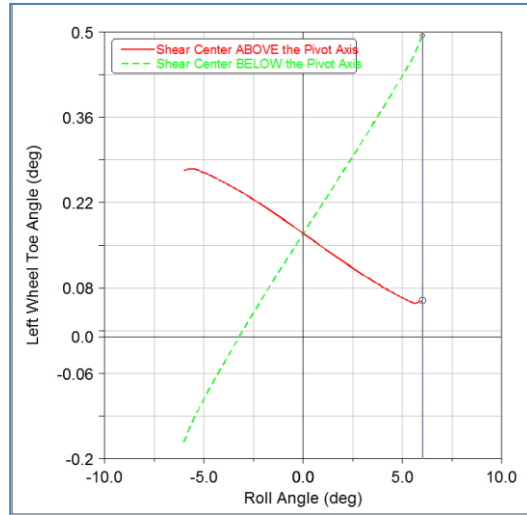
**Şekil 7.20:** Viraj Alma Hareketi.

Kayma merkezi ile ağırlık merkezinin çakışmadığı açık kesitli profillerde, kesit çeperinde oluşan kesme gerilmesi, açık yüzey nedeniyle dengelenemeyerek bir eğilme kuvveti ortaya çıkarmaktadır. Bu durum Şekil 7.21’de belirtilmiştir.



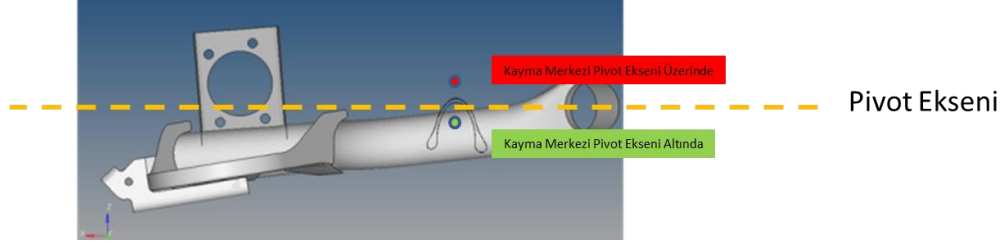
**Şekil 7.21:** Açık Kesitli Ara Bağlantı Çubuklarında Kuvvetlerin Hareketleri.

Ortaya çıkan bu kuvvet, X-Y düzleminde kirişin eğilmesine sebep olarak, tekerlek merkezlerinin hem doğrusal hem de açısal yer değiştirmesine sebep olmaktadır. Tekerlek merkezinin açısal deplasmanından faydalanılarak viraj durumunda yönlendirme etkisi yaratılarak, yol tutuşun iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Şekil 7.22’de kayma merkezinin tekerleklerin tutunmasına etkisi belirtilmiştir.



**Şekil 7.22:** Kayma Merkezinin Tekerleklerin Tutunma Durumuna Etkisi.

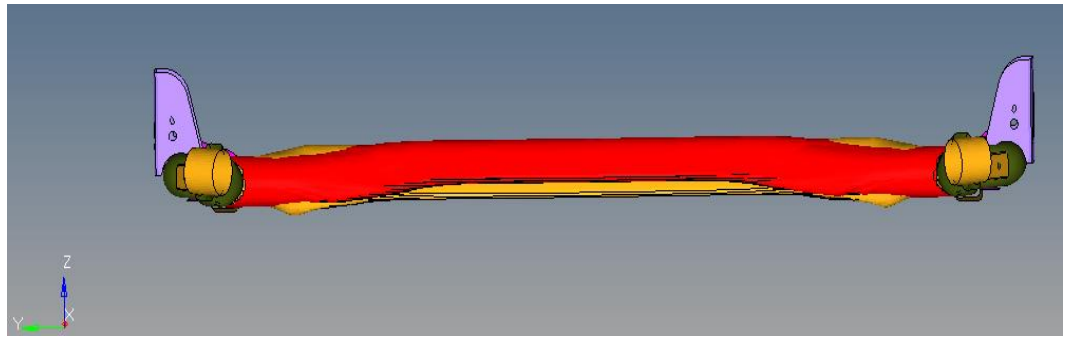
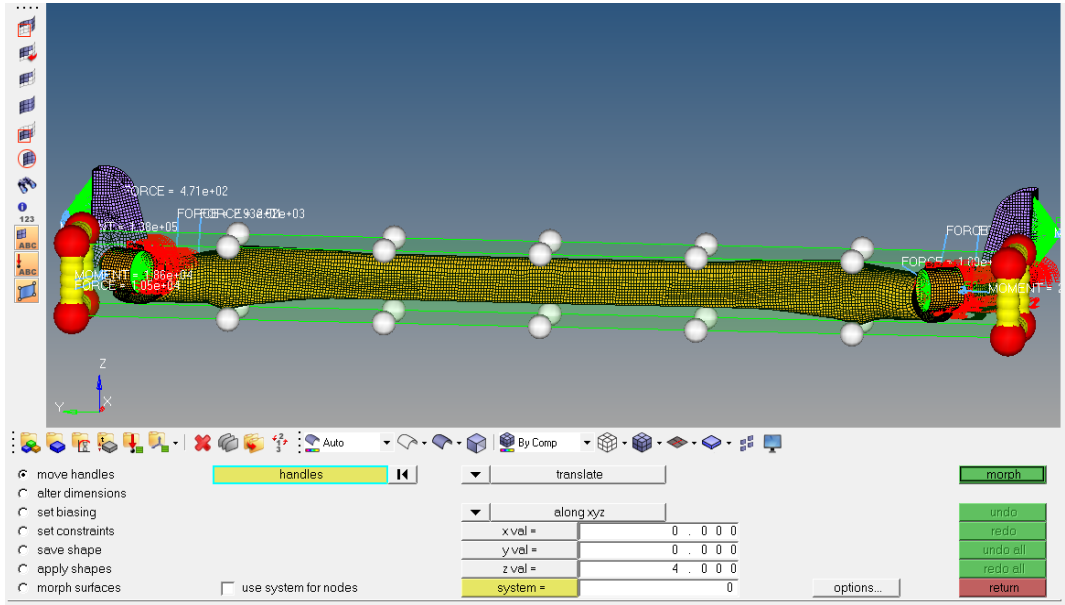
Şekil 7.23’de gösterilen grafikte kayma merkezinin pivot eksenini altında ve üstünde olma durumu incelenmiştir.



**Şekil 7.23:** Kayma Merkezinin Konumlandırılması.

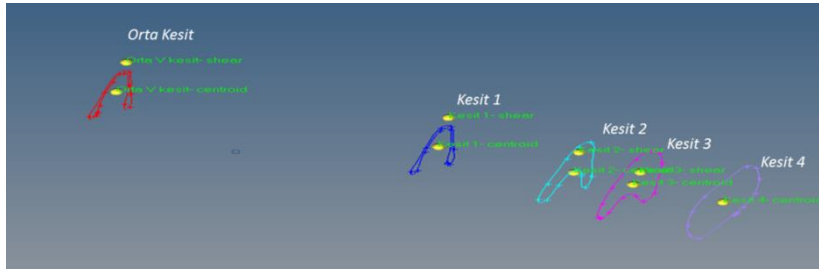
Orta kirişe ait kesit kayma merkezinin, gövde bağlantı burçlarına göre düşey konumu, kirişin burulduğu durumda (örnek: viraj yüklemesi) tekerlek merkezlerinin yatay yer değiştirmesini belirlemektedir. Bir başka ifade ile kayma merkezi lastiklerin yatay pozisyonuna önemli ölçüde etki etmektedir.

Aksa ait kayma merkezi, V-form kesitinin Şekil 7.24’de gösterildiği gibi Hypermorph yardımıyla 4 mm aşağıya çekilerek yeni bir model oluşturulmuştur.



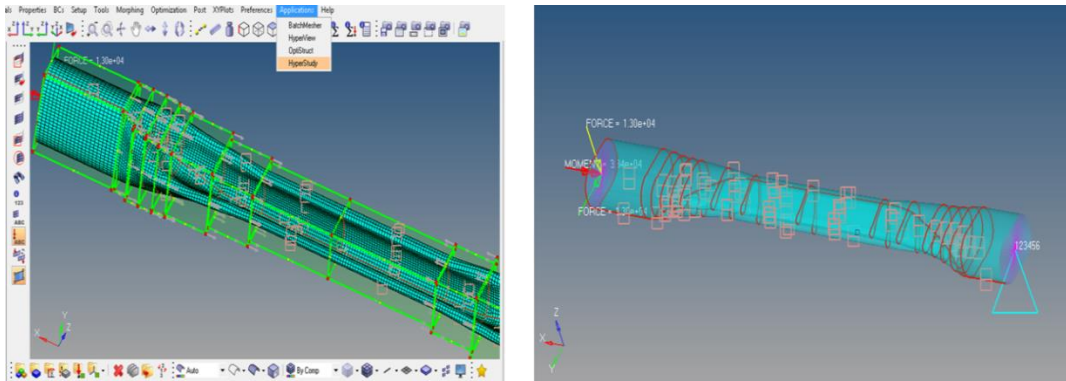
**Şekil 7.24:** Kayma Merkezinin Konumlandırılması [9].

Bu iki model karşılaştırıldığında diğer tüm performans beklentilerinin hemen hemen aynı kaldığı ancak yalpa yönlendirmesi değerinde önemli bir değişim olduğu gözlemlenmiştir. Buradan yola çıkarak, arka aks sistemindeki kalınlık ve malzeme gibi tüm özellikler aynı kalacak şekilde sadece kayma merkezinin yerinin değiştirilmesi en çok yalpa yönlendirmesi değerini etkileyecektir. Bu özelliği sebebiyle yalpa yönlendirmesi değeri, Şekil 7.25’de gösterildiği üzere birden fazla kesit geçişine sahip ara bağlantı borusunun kayma merkezinin yerini belirlemede bir ölçüt olarak kullanılabilir.

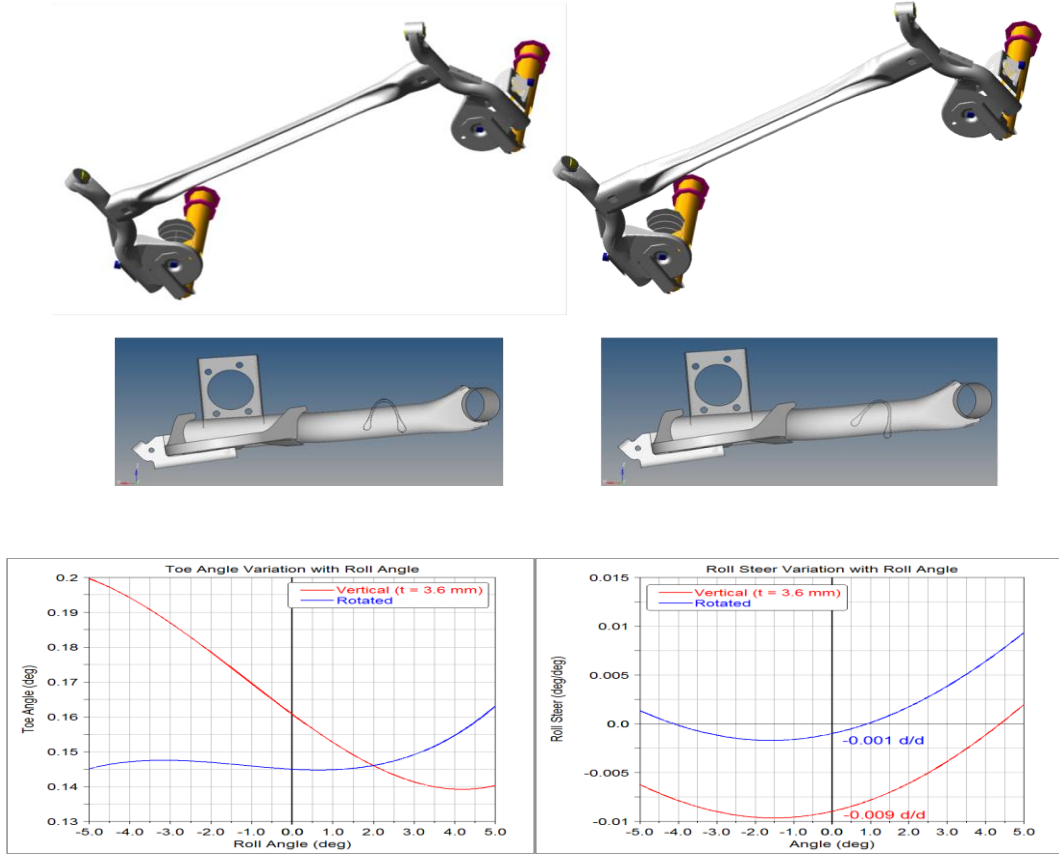


**Şekil 7.25:** Aks Üzerindeki Kayma Merkezleri.

Aynı zamanda boru kesiti yine Hypermorph yardımıyla Şekil 7.26 ve 7.27’de gösterildiği gibi döndürülerek araç viraj alma performansı karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Orta kirişin dönüşü ile birlikte aşağı yönde hareket eden kayma merkezi, roll steer değerinde düşüşe neden olmuştur.

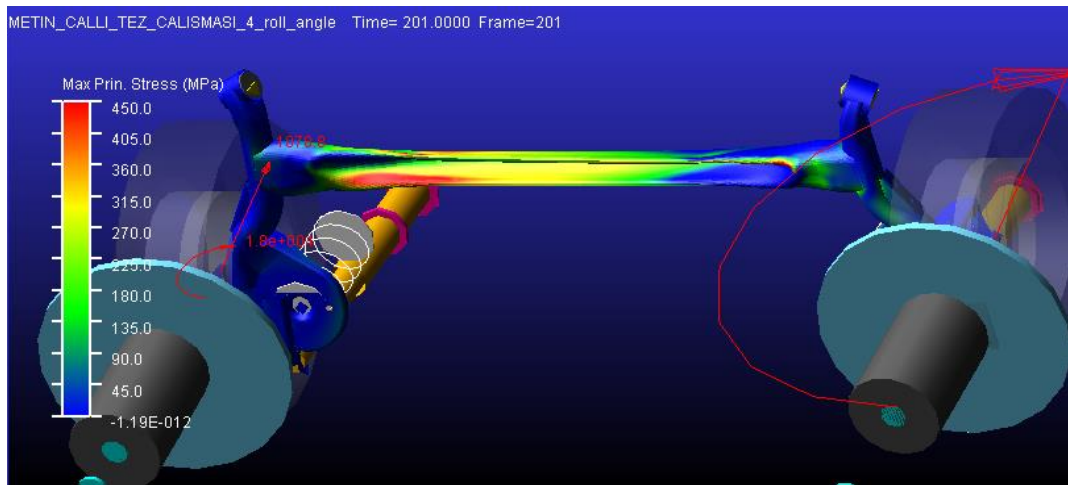


**Şekil 7.26:** Boru Kesitin Hypermorph Yardımıyla Döndürülmesi [9].



**Şekil 7.27:** Döndürülmüş Boru Kesitleri Karşılaştırma.

Arka aksa ait dinamik karakteristiklerin incelenmesinin yanında Adams yazılımında ayrıca aracın viraj alma hareketi esnasında oluşan gerilmeler de incelenmiştir. Adams yazılımından elde edilen kritik gerilme bölgelerinin atalet bazlı doğrusal dayanım analizleri ile aynı bölgelerde olduğu teyit edilmiştir. Bu durum Şekil 7.28’de gösterilmiştir.



**Şekil 7.28:** Adams Modeline Ait Viraj Alma Sırasındaki Gerilme Bölgeleri.

Gerçekleştirilen çoklu cisim dinamiği analizleri sonrasında arka aksa ait dinamik karakteristikleri etkileyen faktörler Çizelge 7.2’de sıralanmıştır.

**Çizelge 7.2:** Arka Aks Karakteristiklerini Etkileyen Faktörler.

<b>Metrik</b>	<b>Etkileyen Faktörler</b>
Kamber Değişimi (Camber Change)	Orta Kiriş Eğilme Rijitliği Yan Kol Burulma Rijitliği
Toe Değişimi (Roll Steer)	Orta Kiriş Kayma Merkezi Yüksekliği
Tekerlek Merkezi Yanal Esneklik	Orta Kiriş Eğilme Rijitliği Yan Kol Eğilme Rijitliği

## 8. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Araçlarda kullanılan arka aks ara bağlantı parçası formlu sac olduğunda, genellikle arka aksa gelen burulma kuvvetlerini tam olarak karşılayamamaktadır. Burulma kuvvetlerinin karşılanması için formlu sacın içerisine, burulmaya karşı dayanımı yüksek olan çelik çubuklardan imal edilen mil kaynatılmaktadır. Burulma mili olmadığı durumda ise, sac kalınlığı arttırılmaktadır. Bu durumda ise, artan sac kalınlığı veya mil montajında kullanılan ilave destek braketleri ile ürün ağırlığı artmaktadır. Ayrıca formlu sac, mil ve destek braketlerinden dolayı arka akstaki parça sayısının fazla olması üretim süresini, bu üretim için gerekli olan kaynak ve yatırım miktarını arttırmaktadır. Bu açıdan arka süspansiyon sisteminde borudan formlu bağlantı çubuğuna sahip akslar tercih edilebilir. Bu şekilde araç ağırlığını azaltarak karbondioksit emisyonlarının azaltılmasına olanak sağlanabilir.

Yapılan literatür araştırması ve kıyaslama çalışmaları sonucunda V formlanmış borulu arka aksa sahip süspansiyon sisteminin kullanımının son yıllarda artış gösterdiği görülmüştür.

Bu çalışmada V formlu arka aks borusunun formlama süreçleri sanal analiz programında gerçekleştirilmiş, prototip ürün elde edilmiş ve gerçek sonuçlar ile sayısal analizde elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen prototip ürün ile sayısal analiz sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür.

V formlanmış bir arka aks borusu, istenilen tolerans aralığının dar olması sebebi ile zor bir formlama işlemine ve lazer kesme sürecine sahiptir. Ürün tekrarlanabilirliği ve proses kalitesinin sağlanması zordur.

Bu çalışmada yarı bağımsız arka aks tiplerinden bahsedilmiş olup borudan formlu ara bağlantı çubuğuna sahip arka aks sisteminin yaklaşık olarak %14 oranında araç ağırlığının azaltılmasında etkisi olduğu görülmüştür.

Yükler altında özellikle kaynak bölgelerinde yüksek stres konsantrasyonu oluşmaktadır.

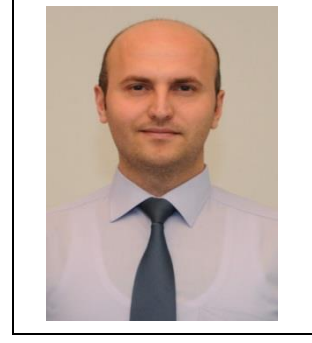
V formlanmış bir ara bağlantı borusunda birden fazla kesit olması sebebiyle borunun kompleksine ait kayma merkezinin hesaplanması (tüm kesitlerdeki kayma merkezlerinin tek bir noktaya indirgenmesi) kolay olmamaktadır. Bu sebeple roll steer değeri, birden fazla kesit geçişine sahip ara bağlantı borusunun kayma merkezinin yerini belirlemede bir ölçüt olarak kullanılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Öztürk Fahrettin, Toros Serkan, Esener Emre, Uysal Emrah** (2009) Otomotiv Endüstrisinde Yüksek Mukavemetli Çeliklerin Kullanımının İncelenmesi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Mühendis ve Makine Dergisi
- [2] **Çallı Metin, Kaya Mesut, Yiğitoğlu Emre, Sığırtmaç Tayfun** (2014) V Formlanmış Arka Aks Bağlantı Borusu Üretim Süreci ve Formlama Analizleri, Otekon 2014
- [3] **M.E.B. Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi** (2007) Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri Kitabı
- [4] **Çallı Metin, Kaya Mesut** (2013) Process Simulation of Tube Stamping on Hyperworks Platform, 2013 Altair Technology Conference
- [5] **Guilherme Costa Carneiro, Gustavo Araujo da Costa, Hersen Hays Santos Macedo, Adriano Akio Koga**, (2013) Design of a torsion beam suspension with an optimized elastokinematic behavior- SAE 2013/ 2013-036-0232
- [6] **Satchell Terry L.**, (1981) The Design of Trailing Twist Axles International Congress and Exposition Cobo Hall, Detroit, Michigan February 23-27, 1981
- [7] **Gillespie Thomas D.**, Fundamentals of Vehicle Dynamics
- [8] **Çallı Metin, Karadağ Vedat** (2012) Bir Taşıtın Lastik-Zemin İlişkisi ve Yalpa Hareketi, Otekon 2012
- [9] **Çallı Metin, Kaya Mesut, Metuçin Yalçın, Yiğitoğlu Emre** (2015) A Study on DOE of Tubular Rear Axle Twist Beam Using Hyperstudy, 2015 Altair Technology Conference
- [10] **Çallı Metin, Kaya Mesut, Yiğitoğlu Emre, Sığırtmaç Tayfun** (2014) Salıncak Kolu Parçasının Yüksek Mukavemetli Saclardan Geliştirilmesi Ve Optimizasyonu, Otekon 2014
- [11] **Lin Liao**, (2011) A Study of Inertia Relief Analysis,, 52nd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference
- [12] **D.C. Lee, J.H. Byun**, (1999) A study on the structural characteristics and roll behavior of suspension for the section profile of torsion beam, Trans. KSAE 7 (9) 195–202.
- [13] < <http://automotive.arcelormittal.com/saturnus/sheets/images/large/>>, alındığı tarih: 10.06.2015
- [14] <<http://www.team-bhp.com/forum/technical-stuff/107094-2009-hyundai-i10-rear-suspension-collapsed-torsion-beam-cracked-2.html>>, alındığı tarih: 18.07.2015

- [15] <<http://www.mubea.com/products-technologies/automotive/suspension/tailor-rolled-products/trt-twist-beam/>>, alındığı tarih: 10.03.2015
- [16] **J. Kang**, (1978) Kinematic analysis of torsion beam rear suspension, Trans. KSAE 12 (5) (2004) 146–153.
- [17] **D.C. Lee, C.S. Han**, (2008) A frequency response function-based updating technique for the finite element model of automotive structures, Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng. 222 (10) (2008) 1781–1791.
- [18] <<http://www.ssab.com/en/Products--Services/Service--support/Technical-Tools/Steelfacts/Steelfacts/>>, alındığı tarih: 10.03.2015
- [19] **Marciniak Z., Duncan J.L., Hu S.J.** Mechanics of Sheet Metal Forming
- [20] **Reimpell J., Stoll H., Betzler J.W.**, The Automotive Chassis
- [21] <[http://help.solidworks.com/2012/English/WhatsNew/c\\_torsional\\_constants\\_beams.htm](http://help.solidworks.com/2012/English/WhatsNew/c_torsional_constants_beams.htm)>, alındığı tarih: 11.05.2015
- [22] **Dongchan Lee, ChulhoYang**, (2013)An analytical approach for design and performance evaluation of torsion beam rear suspension- - Finite Elements in Analysis and Design 63 (2013) 98–106 / 2013]
- [23] **H. Horntrich**, (1981) Rear suspension design with front wheel drive vehicles, SAE 810421 (1981).
- [24] **H. Shimatani, S. Murata, K. Watanabe, T. Kaneko, H. Sakai**, (1999)Development of torsion beam rear suspension system with toe control links, SAE (1999) 1999-01-0045.
- [25] **T.L. Satchell**, (1981)The design trailing twist axles, SAE 810420 (1981).
- [26] **J.M. Lee, J.R. Yun, J.S. Kang, S.W. Bae**, (1997)A study on the steady-state cornering of a vehicle considering roll motion, Trans. KSAE 5 (6) (1997) 89–102.
- [27] **H. Sugiura, Y. Mizutani, H. Nishigaki**, (2002)First-order analysis for automotive suspension design, R&D Rev. Toyota CRDL 37 (1) (2002) 25–30.
- [28] **A.C. Ugural, S.K. Fenster**, (1995) Advanced Strength and Applied Elasticity, third ed., Prentice-Hall, New Jersey, USA, 1995.
- [29] **S.P. Timoshenko, J.M. Gere**, (1963)Theory of Elastic Stability, second ed., McGraw- Hill, New York, USA, 1963.
- [30] **S.H. Crandall, N.C. Dahl, T.J. Lardner**, An Introduction to the Mechanics of Solids, second ed., McGraw-Hill, New York, USA, 1978.

## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad** : Metin ÇALLI  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : İstanbul / 1985  
**E-Posta** : metincalli@hotmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2008, Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği

### MESLEKİ DENEYİM:

Halen 2012 yılında başladığı Coşkunöz Holding Arge bünyesinde sonlu elemanlar analiz sorumlusu olarak görev yapmaktadır.

### ÖDÜLLER:

1. Arge Proje Pazarı En İyi Proje Ödülü (METİN ÇALLI/MESUT KAYA/GÖKHAN TEKİN - Bir Darbe Sönümleyici Parçasında Darbe Emiliminin Kanallar İle Tetiklenmesi) (2014)
2. Coşkunöz Holding Patent Ödülü (2013)
3. Uludağ Üniversitesi Birincilik Ödülü (Örgün Eğitim Birinciliği) (2008)

### ALINAN PATENTLER:

1. A Crash / Shock Absorber-----Turkey 2014/04618
2. Holder Bracket-----Turkey 2012/12005

### PROJELER/SUNUMLAR /YAYINLAR:

1. Bir Taşıtın Lastik Zemin İlişkisi ve Yalpa Hareketi - Otekon 2012
2. Process Simulation of Tube Stamping on HyperWorks Platform- Altair Technology Conference 2013 Torino/ İTALYA
3. Otomotivde Kompozit Malzemeden Üretilmiş Yan Kapı Barının Sayısal Analiz ve Test Çalışmaları - Matit 2013
4. Development and Optimization of a Lower Control Arm (LCA) Using High Strength Steels - Altair Technology Conference 2014 Munich/ ALMANYA
5. Development of High Performance Front Structure of a Vehicle - Otekon 2014

- 6.** Salıncak Kolu Parçasının Yüksek Mukavemetli Saclardan Geliştirilmesi Ve Optimizasyonu- Otekon 2014
- 7.** Otomobil Kapı Barı Parçasının Yüksek Mukavemetli malzemelerden Üretimi Ve Test Değerlerinin Karşılaştırılması- Otekon 2014
- 8.** V Formlanmış Arka Aks Bağlantı Borusu Üretim Süreci ve Formlama Analizleri - Otekon 2014
- 9.** Hyperform'da Yüksek Mukavemetli Çelikten Üretilmiş Bir Araç Komponentinde Formlama Çalışması - Altair Teknoloji Konferansı 2014 Bursa
- 10.** A Study on DOE of Tubular Rear Axle Twist Beam Using Hyperstudy, Altair Technology Conference 2015 Paris/ FRANSA
- 11.** İkizlenme Mekanizmasına Sahip Yüksek Mukavemetli Twip Çelikleri Ve Otomotivde Kullanımlarının Geliştirilmesi, OTOSEM 2015 (Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu )
- 12.** Bir Binek Araç İçin Yarı Bağımsız Arka Süspansiyon Geliştirme Ve Doğrulama Çalışması, OTOSEM 2015 (Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu )