

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

**AĞIR TİCARİ ARAÇ ARKA SÜSPANSİYON BRAKETİ  
DİZAYNI VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak.Müh. Fırat ELHÜSEYİNİ**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIMI VE İMALAT**  
**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. İmdat TAYMAZ**

**Mayıs 2006**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇ ARKA SÜSPANSİYON BRAKETİ  
DİZAYNI VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak.Müh. Fırat ELHÜSEYİNİ**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.**

**Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIMI VE İMALAT**

**Bu tez 15 / 06 /2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.**

**Jüri Başkanı  
Yrd.Doç.Dr. İmdat  
TAYMAZ**

**Üye  
Prof.Dr. Ümit  
KOCABIÇAK**

**Üye  
Doç.Dr. Recep KAZAN**

## ÖNSÖZ

Süspansiyon sistemleri, yol ve sürüş koşullarına bağlı olarak ortaya çıkan titreşimleri minimum seviyeye indirerek sürüş konforu sağlar. Süspansiyon sistemlerinin titreşim seviyesi, uygulanan yüklerin şiddetine, frekansına ve uygulama süresine bağlıdır.

Ağır ticari araçlarda, sürüş konforunu artıran en önemli sistemlerden biri kebin süspansiyon sistemidir. Bu sistemler, aracın sürüş şartlarına bağlı olarak etkilendiği titreşimleri sönmüleyerek, şöför kabininin daha dengeli bir hale gelmesini sağlar. Araç hareket halindeyken, kebin süspansiyon sistemleri sürekli olarak aktif haldedir.

Bu çalışmada, kebin süspansiyon sistemini taşıyan braket, bilgisayar ortamında modellenerek, aracın yol şartlarında karşılaşacağı dinamik zorlanmalar incelenmiş ve braketin bu zorlanmalar etkisinde göstereceği davranış incelenmiştir. Bu zorlanmalara dayanacak şekilde braket dizayn edilmiş, uygun malzeme seçimi yapılmıştır.

Bu çalışmanın yapılmasında, başta danışman hocam Yrd.Doç.Dr. İmdat TAYMAZ olmak üzere, bana destek olan aileme ve emeği geçen Sn. Sezer KÖKTENER ile Sn. Eda BİLGİN'e teşekkürlerimi sunarım.

Fırat ELHÜSEYNİ

# İÇİNDEKİLER

|                                      |      |
|--------------------------------------|------|
| ÖNSÖZ.....                           | iii  |
| İÇİNDEKİLER.....                     | iv   |
| SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ..... | vii  |
| ŞEKİLLER LİSTESİ.....                | viii |
| TABLOLAR LİSTESİ.....                | xi   |
| ÖZET.....                            | xii  |
| SUMMARY.....                         | xiii |

## BÖLÜM 1.

|   |   |
|---|---|
| SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ.....                     | 1 |
| 1.1. Süspansiyon Sistemi Genel Özellikleri..... | 1 |
| 1.2. Süspansiyon Sisteminin Görevleri.....      | 2 |
| 1.1.1. Sallantı.....                            | 2 |
| 1.1.2. Yan yatma.....                           | 3 |
| 1.1.3. Zıplama.....                             | 3 |
| 1.1.4. Gezme.....                               | 3 |
| 1.3. Süspansiyon Sistemlerinin Tarihçesi.....   | 3 |

## BÖLÜM 2.

|   |    |
|---|----|
| SÜSPANSİYON ÇEŞİTLERİ.....                  | 8  |
| 2.1. Araç Süspansiyonu.....                 | 8  |
| 2.1.1. Yaprak yaylar.....                   | 8  |
| 2.1.2. Helisel yaylar.....                  | 9  |
| 2.1.3. Burulma çubuklu yaylar.....          | 10 |
| 2.1.4. Pnömatik (hava yastıklı) yaylar..... | 10 |
| 2.1.5. Hidro pnömatik yaylar.....           | 11 |
| 2.1.5.1. Sıvı pompası.....                  | 12 |

|   |    |
|---|----|
| 2.1.5.2. Hidro pnömatik tüpler.....                 | 12 |
| 2.1.5.3. Seviye ayar düzenleyicileri.....           | 13 |
| 2.2. Kep Süspansiyonu.....                          | 15 |
| 2.2.1. Hidrolik elastik yaylı kep süspansiyonu..... | 15 |
| 2.2.2. Yaylı Kep Süspansiyonları.....               | 17 |
| 2.2.2.1. Helezon Yaylı Süspansiyon.....             | 18 |
| 2.2.2.2. Hava Yaylı Süspansiyon.....                | 18 |
| 2.3. Koltuk Süspansiyonu.....                       | 20 |

### BÖLÜM 3.

|  |    |
|--|----|
| SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN MATEMATİKSEL İFADESİ.....                      | 23 |
| 3.1. İki Serbestlik Dereceli Süspansiyon Sisteminin Genel İfadeleri..... | 24 |
| 3.2. Sönümlenmemiş Serbest Titreşimler: Temel Modlar.....                | 25 |
| 3.3. Otomobil Süspansiyonu.....  | 28 |
| 3.4. Kep Matematiksel Modeli.....  | 30 |
| 3.5. Sönümleyici Kontrol Mekanizması.....                                | 33 |

### BÖLÜM 4.

|  |    |
|--|----|
| DİZAYN VE MODELLEME.....   | 36 |
| 4.1. Tasarım Süreci.....   | 36 |
| 4.1.1. Bilgisayar destekli tasarım.....  | 37 |
| 4.1.1.1. Tarihçe.....  | 37 |
| 4.1.1.2. I-DEAS üç boyutlu dizayn programı.....                                  | 38 |
| 4.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi.....  | 39 |
| 4.2.1. Sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi.....                         | 39 |
| 4.3. Kep Arka Süspansiyonu.....  | 43 |
| 4.4. Kep Arka Süspansiyon Braketi Dizaynı.....                                   | 44 |
| 4.5. Arka Süspansiyon Braketinin Sonlu Elemanlar Modelinin<br>Oluşturulması..... | 47 |
| 4.6. Sınır Şartlarının Tanımlanması.....   | 48 |
| 4.7. Çözüm Setinin Oluşturulması ve Analizin Başlatılması.....                   | 50 |

## BÖLÜM 5.

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| ANALİZ .....                    | 52 |
| 5.1. Birinci Model.....         | 52 |
| 5.1.1. Ani Frenleme Durumu..... | 52 |
| 5.1.2. Viraj Durumu .....       | 54 |
| 5.2. İkinci Model.....          | 56 |
| 5.2.1. Ani Frenleme Durumu..... | 56 |
| 5.2.2. Viraj Durumu .....       | 58 |
| 5.3. Üçüncü Model.....          | 60 |
| 5.3.1. Ani Frenleme Durumu..... | 60 |
| 5.3.2. Viraj Durumu .....       | 62 |
| 5.4. Dördüncü Model.....        | 64 |
| 5.4.1. Ani Frenleme Durumu..... | 64 |
| 5.4.2. Viraj Durumu .....       | 66 |
| 5.5. Beşinci Model.....         | 68 |
| 5.5.1. Ani Frenleme Durumu..... | 68 |
| 5.5.2. Viraj Durumu .....       | 70 |
| 5.6. Altıncı Model.....         | 72 |
| 5.6.1. Ani Frenleme Durumu..... | 72 |
| 5.6.2. Viraj Durumu .....       | 74 |

## BÖLÜM 6.

|                            |    |
|----------------------------|----|
| SONUÇLAR VE ÖNERİLER ..... | 76 |
|----------------------------|----|

|                |    |
|----------------|----|
| KAYNAKLAR..... | 79 |
|----------------|----|

|               |    |
|---------------|----|
| ÖZGEÇMİŞ..... | 81 |
|---------------|----|

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

|            |  |
|------------|--|
| $m$        | : Kütle  |
| $x$        | : Yerdeğiştirme  |
| $k$        | : Yay Sabiti   |
| $c$        | : Sönümlenme Sabiti  |
| $F$        | : Kuvvet   |
| $\dot{x}$  | : Hız  |
| $\ddot{x}$ | : İvme   |
| $F(t)$     | : Zamana Bağlı Kuvvet  |
| $\omega$   | : Doğal Frekans  |
| $A$        | : İntegral Sabiti  |
| $\psi$     | : İntegral Sabiti  |
| $J$        | : İmajiner Vektör  |
| $L$        | : Uzunluk  |
| $Z_C$      | : Kabin düşey yerdeğiştirmesi  |
| $\nu_C$    | : Kabin ağırlık merkesi etrafındaki dönel yerdeğiştirmesi                        |
| $Z_T$      | : Çekicinin düşey yerdeğiştirmesi  |
| $\nu_T$    | : Çekicinin ağırlık merkesi etrafındaki dönel yerdeğiştirmesi                    |
| $\nu_S$    | : Treylerin ağırlık merkesi etrafındaki dönel yerdeğiştirmesi                    |
| $S$        | : Esnek ve birleşik yapıların doğal titreşim modlarına uygulanan oran çarpanları |
| $p$        | : Esneklik Modu  |
| $T$        | : Periyot  |
| $g$        | : Yerçekimi İvmesi   |
| $W$        | : Ağırlık  |
| $E$        | : Elastiklik modülü  |

## ŞEKİLLER LİSTESİ

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Şekil 1.1.  | Araç süspansiyon elemanları.....   | 1  |
| Şekil 1.2.  | Araçta meydana gelen salınımlar.....   | 2  |
| Şekil 2.1.  | Yaprak yaylar.....   | 9  |
| Şekil 2.2.  | Helisel bağlantı.....  | 10 |
| Şekil 2.3.  | Burulma çubuklu yay .....  | 10 |
| Şekil 2.4.  | Hidropnömatik askı sisteminin ana parçaları .....  | 12 |
| Şekil 2.5.  | Hidropnömatik askı sisteminin çalışması .....  | 13 |
| Şekil 2.6.  | Kep süspansiyonu çeşitleri.....  | 15 |
| Şekil 2.7.  | Hidrolik elastik yaylı keş süspansiyonu.....   | 16 |
| Şekil 2.8.  | Kauçuk kürenin yük altında şekil değiştirmesi .....  | 16 |
| Şekil 2.9.  | Sabit keş ile hidrolik elastik kauçuk destekli süspansiyonun titreşim karşılaştırması..... | 17 |
| Şekil 2.10. | Yaylı keş süspansiyonu.....  | 17 |
| Şekil 2.11. | Helezon yaylı süspansiyon.....   | 18 |
| Şekil 2.12. | Hava yaylı süspansiyon.....  | 18 |
| Şekil 2.13. | Sabit keş ile yaylı süspansiyonlu sistemlerin titreşim karşılaştırması...19                |    |
| Şekil 2.14. | Kep süspansiyon sistemi.....   | 20 |
| Şekil 2.15. | Koltuk süspansiyonu çeşitleri.....   | 20 |
| Şekil 2.16. | Helezon yaylı koltuk süspansiyonu.....   | 21 |
| Şekil 2.17. | Hava yaylı koltuk süspansiyonu.....  | 21 |
| Şekil 2.18. | Hava süspansiyonunun kullanılabildeği titreşim aralıkları .....                            | 22 |
| Şekil 2.19. | Ağır ticari araçtaki süspansiyon sistemleri.....   | 22 |
| Şekil 3.1.  | İki serbestlik dereceli system.....  | 24 |
| Şekil 3.2.  | Titreşim sistemi ve temel modlardaki hareketler.....                                       | 25 |
| Şekil 3.3.  | Bir otomobil şematiği.....   | 28 |
| Şekil 3.4.  | Bir otomobil gövdesinin basitleştirilmiş gösterimi.....                                    | 29 |
| Şekil 3.5.  | Çekici-Treyler Sisteminin Süspansiyon Modeli.....  | 31 |



|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Şekil 3.6.  | Kebin Sensör ve Kontrol Sistemlerinin Modeli.....                              | 34 |
| Şekil 4.1.  | Kep Arka Süspansiyonu:.....  | 43 |
| Şekil 4.2.  | Kep Arka Süspansiyon Braketinin Kesitinin Oluşturulması... ..                  | 44 |
| Şekil 4.3.  | Braketin Temel Kesitlerinin Oluşturulması.....                                 | 45 |
| Şekil 4.4.  | Braketin Üzerindeki Deliklerin ve Boşaltmaların Oluşturulması.....             | 45 |
| Şekil 4.5.  | Braketin Üzerindeki Formlar Verilerek Dizaynının Tamamlanması... ..            | 46 |
| Şekil 4.6.  | Braketin Dizayn Geçmişinin Görüntülenmesi.....                                 | 46 |
| Şekil 4.7.  | Braketin Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....                          | 47 |
| Şekil 4.8.  | Braketin Sonlu Elemanlar Modeli.....   | 47 |
| Şekil 4.9.  | Braketin Sonlu Elemanlar Modeline Sınır Şartlarının Tanımlanması..             | 48 |
| Şekil 4.10. | Braketin Sonlu Elemanlar Modeline Yüklerin Tanımlanması.....                   | 48 |
| Şekil 4.11. | Braketin Sonlu Elemanlar Modeline Tanımlanan Yükler ve Sınır Şartları.....     | 49 |
| Şekil 4.12. | Braketin Sonlu Elemanlar Analizinde İstenen Çıktıların Tanımlanması.....       | 50 |
| Şekil 4.13. | I-DEAS Analiz Modülünün Çalışması.....   | 51 |
| Şekil 5.1.  | Birinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı .. . | 52 |
| Şekil 5.2.  | Birinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı ..               | 53 |
| Şekil 5.3.  | Birinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı.....        | 54 |
| Şekil 5.4.  | Birinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı.....                    | 55 |
| Şekil 5.5.  | İkinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı .. .  | 56 |
| Şekil 5.6.  | İkinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı....               | 57 |
| Şekil 5.7.  | İkinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı..            | 58 |
| Şekil 5.8.  | İkinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı.....                     | 59 |
| Şekil 5.9.  | Üçüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı .. .  | 60 |
| Şekil 5.10. | Üçüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı ..                | 61 |
| Şekil 5.11. | Üçüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı.....         | 62 |

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Şekil 5.12. | Üçüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı.....                       | 63 |
| Şekil 5.13. | Dördüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı ..... | 64 |
| Şekil 5.14. | Dördüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı .....             | 65 |
| Şekil 5.15. | Dördüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı.....         | 66 |
| Şekil 5.16. | Dördüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı.....                     | 67 |
| Şekil 5.17. | Beşinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı .....  | 68 |
| Şekil 5.18. | Beşinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı ..                 | 69 |
| Şekil 5.19. | Beşinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı.....          | 70 |
| Şekil 5.20. | Beşinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı.....                      | 71 |
| Şekil 5.21. | Altıncı Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı .....  | 72 |
| Şekil 5.22. | Altıncı Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı ..                 | 73 |
| Şekil 5.23. | Altıncı Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı.....          | 74 |
| Şekil 5.24. | Altıncı Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı.....                      | 75 |
| Şekil 6.1.  | Modellerin yükler altındaki gerilme dağılımları grafiği .....                    | 77 |
| Şekil 6.2.  | Modellerin yükler altındaki uzama dağılımları grafiği .....                      | 77 |

## TABLolar LİSTESİ

|            |  |    |
|------------|--|----|
| Tablo 1.1. | Taşıt dinamiğindeki gelişme sürecinin özeti..... | 5  |
| Tablo 6.1. | Sonuçlar Tablosu.....                            | 76 |

# AĞIR TİCARİ ARAÇ ARKA SÜSPANSİYON BRAKETİ DİZAYNI VE ANALİZİ

FIRAT ELHÜSEYNİ

## ÖZET

**Anahtar kelimeler:** Kep süspansiyonu, yerçekimi kuvvetleri, Kep, I-DEAS, Sonlu Elemanlar Yöntemi.

Bilgisayar destekli mühendislik yöntemleri, tasarım ve analiz aşamasında harcanan zamanı kısaltmanın yanı sıra, tasarım unsurlarının hızlı değiştirilmesini sağlayarak, tasarıma esneklik ve kolaylık sağlar. Bu çalışmada, çekici kebi ele alınmış, kepi süspansiyonunu destekleyen braketin dizaynı yapılarak, maruz kaldığı zorlanmalara göre dayanımı analiz edilmiştir.

Birinci bölümde, süspansiyon sistemlerinin genel tanıtımı yapılarak tarihçe içerisindeki gelişimine yer verilmiştir. Ayrıca görevleri ve çalışma prensipleri incelenmiştir.

İkinci bölümde, süspansiyon çeşitleri incelenerek taşıt, kepi ve koltuk süspansiyonları hakkında bilgilere yer verilmiştir.

Üçüncü bölümde, kepi süspansiyon sistemlerinin matematiksel modeli incelenmiştir.

Dördüncü bölümde, kepi arka süspansiyon braketinin dizaynı ve sonlu elemanlar modelinin oluşturulması çalışmaları yapılmıştır.

Beşinci bölümde verilen sınır şartları altında braketin davranışlarının analizi yapılarak, Von Misses gerilme ve uzama değerleri incelenmiştir.

Altıncı bölümde sonuçlar değerlendirilerek seçilen malzemenin uygunluğu incelenmiştir.

# HEAVY COMMERCIAL VEHICLE REAR SUSPENSION BRACKET DESIGN AND ANALYSIS

FIRAT ELHÜSEYİNİ

## SUMMARY

**Keywords:** Cab Suspension, g-loads, Sleeper Cab, I-DEAS, Finite Element Analysis.

Computer Aided Engineering methods not only shortens the time spent during design and analysis stages, but also provide flexibility and simplicity by providing rapid modifications in design parameters. In this study, tractor cab is considered by designing the cap suspension bracket and analysing the strength of the bracket under the forces applied to it.

In the first section, the general information on the suspension systems are given together with a brief historical development. Also, the duties and the operating principles are given.

In the second section, the types of suspensions are discussed and information about vehicle, cab and driver seat suspensions are given.

In the third section, the mathematical modeling of cab suspension systems are analysed.

In the fourth section, the design and the FEM model of cab rear suspension bracket is formed.

In the fifth section, the analysis of the bracket under the given boundary conditions are inspected and Von Misses stress and Strain values are given.

In the sixth section, the results of the analysis are evaluated and proper material is chosen accordingly.

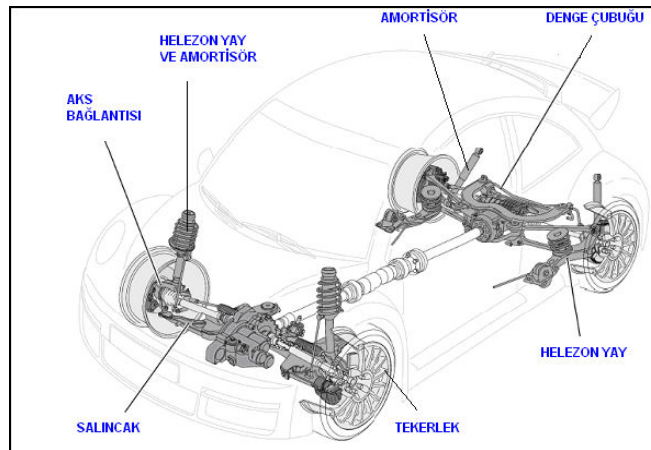
# BÖLÜM 1. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

## 1.1. Süspansiyon Sistemi Genel Özellikleri

Araç gövdesi ile tekerlekler arasında yerleştirilen süspansiyon sistemi, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmölemek üzere tasarlanmıştır.

Süspansiyon sistemi sürüş konforu ve güvenliği açısından ihtiyaç duyulan bir sistemdir. Direksiyon sistemi, ön düzen geometrisi ve tekerleklerle bir bütünlük içerisinde çalışır.

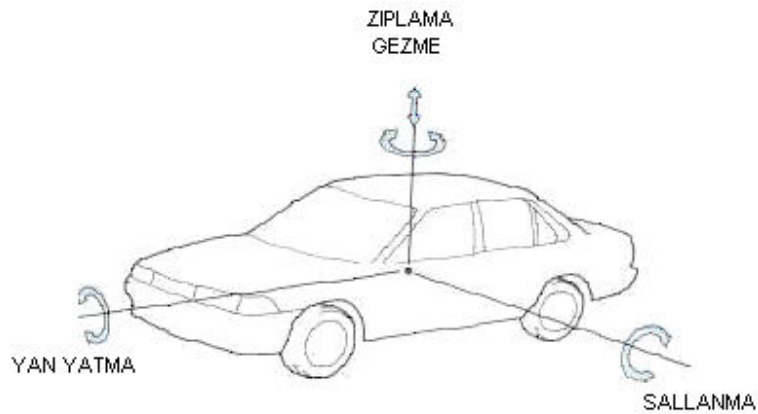
Otomobilin yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Yürüyen aksam, direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belli bir düzen ile karosere bağlıdır. 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 1.1)



Şekil 1.1. Araç süspansiyon elemanları

## 1.2. Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Sürüş esnasında lastikler ile birlikte çalışarak yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönmüleyerek yumuşatır. Aynı zamanda şasi ve kaportayı da korumuş olur. Yol yüzeyi ile tekerlekler arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye aktarır. Akslar üzerinde gövdeyi taşır ve gövde ile tekerlekler arasındaki uygun geometrik ilişkiyi sağlar. Yol ile tekerlekler arasında teması kaybetmeden güvenli dönüş yapmayı sağlar. Seyir halindeki bir araca yoldan ve havadan bir çok kuvvet etki etmektedir ki bu kuvvetler Şekil 1.2’de görüldüğü gibi araçta bazı salınımlara neden olur.



Şekil 1.2. Araçta meydana gelen salınımlar

### 1.2.1. Sallantı

Aracın ağırlık merkezine göre ön ve arkasının aşağı yukarı hareket etmesidir. Bu sallantı özellikle, aracın pürüzlü ve kasisli, çok çukurlu stabilize yollarda kullanıldığı durumlarda meydana gelir.

### **1.2.2. Yan yatma**

Bozuk bir yolda araç döndüğünde veya hareket halinde iken aracın bir tarafındaki yay kısılırken diğeri uzamaya başlar. Bunu sonucunda aracın gövdesi bir taraftan diğere tarafa yanal hareketler yapar.

### **1.2.3. Zıplama**

Aracın tümüyle aşağı yukarı hareketidir. Düzgün olmayan yollarda yüksek hızlarda araç kullanıldığı zaman meydana gelir. Yaylar yumuşak olduğunda da zıplama da artar.

### **1.2.4. Gezme**

Aracın ağırlık merkezine bağlı olarak eksenal merkezden sağa ya da sola hareketidir.[1]

## **1.3. Süspansiyon Sistemlerinin Tarihçesi**

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da titreşim hem yolcu hem de taşıtı oluşturan elemanlar için problem teşkil etmektedir. 1886'da Manneheim'da hareket eden ilk taşıttan günümüze kadar bu problemin önlenmesi için çeşitli süspansiyon sistemleri tasarlanmış ve geliştirilmiştir.

Son zamanlarda süspansiyon sistemleri konusundaki çalışmaların bir kısmı aktif süspansiyon sistemleri üzerine kaymış olmasına rağmen, bu sistemlerin elektronik ve akışkan sistemi aksamalarının maliyetinin yüksekliği ve sistemin genel olarak karmaşık olmasından dolayı ortaya çıkan güvenilirlik problemleri sebebiyle geleneksel pasif süspansiyonlar güncelliğini korumaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinin ucuzluğu, taşıta ek bir ağırlık getirmemesi, sistem güç kaynaklarını kullanan elemanlarının olmayışı, basitliği ve güvenilirliğini kanıtlamış olması en önemli avantajlarıdır.



Taşıtlar seyahat ettikleri yüzey üzerinde gerçekte çok karmaşık yol profilleri üzerinde hareket etmektedir. Fakat analizler sırasında genellikle belirli girişler kullanılmakta veya elde edilen yol profili matematiksel işlemlerle zamana, konuma veya frekansa göre değişen fonksiyonlar şeklinde ifade edilerek taşıta giriş olarak uygulanmaktadır. Fakat gerçeğe en uygun sonuçların elde edilmesi için yol profilinin bütün özellikleriyle ifade edilmesi ve bu gerçek profile taşıtın verdiği cevap bulunmalıdır. Mevcut yöntemlerle bu analizi yapmanın en iyi yolu istatistiki analiz yöntemlerini kullanmaktır.

Gelişen teknoloji taşıtların hızlarında bir artışa neden olduğu gibi çözüm yöntemlerinde ve dijital bilgisayar hızlarında da bir gelişmeye sebep olmuştur. Çözüm yöntemlerindeki gelişmeler sayısal analiz sonuçlarının analitik çözümlere çok büyük oranda yaklaşmasına, bilgisayar hızları da bu çözümlerin etkin ve hızlı yapılmasını sağlamaktadır. Fakat hazır paket programların çözümü direkt ve doğru olarak vermesi beklenmemelidir. Çünkü iyi tanımlanmamış bir problemle programlar çözüme ulaşamamakta, ya da yanlış çözüme ulaşmaktadırlar.

Oldukça yeni bir konu olmasına rağmen taşıtlarla ilgili araştırmalar oldukça fazladır. Bu çalışmalar oldukça geniş alanlarla ilgili olmasına karşın, bu bölümde sadece tezin konusu kapsamına giren önemli çalışmalardan bahsedilmiştir. Bu çalışmalar taşıt dinamiği, yol karakteristiği ve sürüş karakteristiği ile ilgili istatistiki çalışmaları içermektedir. Taşıt dinamiği ile ilgili dikkate çeken ilk çalışmalar 1920'lerde yapılmış olmasına rağmen, yönlendirme, kararlılık ve süspansiyon konusundaki yayınlar 1930'larda görülmüştür. Bu yıllardan 90'lı yıllara taşıt dinamiğindeki temel gelişmeler Segel (1993) tarafından özetlenmiştir ve bu özet Crolla (1996) tarafından bir çizelge şeklinde verilmiştir. (Tablo 1.1)

Tablo 1.1. Taşıt dinamiğindeki gelişme sürecinin özeti

|   |
|---|
| <b>1. Periyot (1930'ların başına kadar)</b>   |
| Taşıt dinamik davranışları hakkında ampirik gözlemler                                 |
| Jant balansı ile ilgili çalışmalar  |
| Sürüş konforunun taşıtın önemli performans özelliği olarak farkedilmesi               |
| <b>2. Periyot (1930'ların başlarından 1952'ye)</b>                                    |
| Basit lastik dinamiğinin ve kayma açısının anlaşılması                                |
| Dönememe (understeer) ve aşırı dönmenin (oversteer) tanımlanması                      |
| Durağan durumun öneminin kavranması   |
| Basit iki serbestlik dereceli hareket denkleminin geliştirilmesi                      |
| Sürüş deneylerinin başlaması  |
| Bağımsız ön süspansiyonun sunulması   |
| <b>3. Periyot (1952'den sonra)</b>  |
| Deney düzenekleri sonuçlarından ve modellemelerden lastik davranışının anlaşılması    |
| Üç serbestlik dereceli hareket denkleminin geliştirilmesi                             |
| Analizlerin kararlılık ve yön cevaplarını da kapsayacak şekilde genişletilmesi        |
| Gelişigüzel titreşim teorisini kullanarak sürüş karakteristiğinin tahmini çalışmaları |

Taşıtların sürüş hareketlerinin anlaşılmasıyla ilgili ilk adımlar mühendislik titreşim teorisi prensiplerinin uygulanmasıyla atılmıştır. Fakat süspansiyon tasarımının kapsamı çok geniş olduğundan teorinin pratiğe dökülmesi o kadar kolay olmamıştır. İlk önce sürüş ve seyir konuları geliştirilmiştir ve daha sonra da “Gerçek dünyada taşıtlar sürüş ve seyir girişlerine aynı anda maruz kaldığına göre bu ikisi arasında nasıl bir denge olmadır” sorusunun cevabı aranmaya başlanmıştır. Bu sorunun cevabının teori ve pratiğin birleşimiyle bulunabileceği sonucuna varılmıştır.

Teknolojideki büyük ilerlemeler taşıt hızlarına da yansımıştır. Taşıt hızlarındaki bu artış taşıtların yol üzerindeki hareketi sırasında karşılaştığı titreşim frekans aralığını da artırmıştır. Bu titreşimler yolcuya ivme (hissedilen), görme ve duyma olarak üç şekilde iletilmektedir. Sürüş karakteristiği bu titreşimlerden hissedilen ve görsel olanlarını kapsamaktadır, işitsel titreşimler gürültü olarak sınıflandırılabilir.

Titreşimin taşıt ve yolcusu üzerinde birçok etkisi vardır. Fizyolojik zararın en önemli nedeni yolcu vücuduna aşırı miktarda kuvvet iletilmesidir. Uzun süreli olarak basınç uygulanması dokulara kan iletiminin kesilmesine yol açabilir ve mekanik hasarlara yol açabilir (Parasad et al., 1995). Bu tür basınçlara maruz kalma süresi ile basınç şiddetinin büyüklüğü arasında ters orantı vardır. Otoyol ve yol dışı taşıt sürücülerinin güvenliği ve sağlığı ile ilgili yapılan bazı çalışmalar düşük frekans ve büyük genlikli titreşimlerin ya zarar verici fiziksel semptomlara yol açtığı ya da sürücünün belirli dış zorlamalara olan cevabını kötü yönde etkilediğini göstermiştir ( Mansfield and Griffin, 2000; Kitazaki and Griffin, 1998). Özellikle süspansiyon sistemi iyi ayarlanmamış veya böyle bir sisteme sahip olmayan traktör gibi taşıtlarda iç organların rezonans frekansı civarında zorlanmalarının tehlikeli olduğu ve bu tip taşıtları kullanan sürücülerde omurga ve bel problemleri ortaya çıktığı ispatlanmıştır (Parasad et al., 1995; Mehta et al., 2000).

Diğer taraftan titreşim ortamı insanların taşıtın tasarımı ve üretim kalitesi hakkında fikir beyan etmelerinde en önemli kriterlerden biridir (Gillespie, 1992). Taşıt titreşiminin birçok kaynağı olduğundan ve bu titreşim kaynakları ile yolcu arasında birçok parametre rol oynadığından bu konuyu hedef alan çalışmalar yapmak oldukça zordur (Şekil 2.1). Buna rağmen düşük frekans titreşimler tüm lastik tekerlekli taşıtlarda ortak özellikler gösterdiğinden sürüş karakteristiğini incelemek için bazı kabuller yapılabilir.

Aslında taşıt titreşim kaynakları ve taşıtın dinamik tepki elemanlarının özellikleri birbirinden ayrı düşünülemez, çünkü bir parametrenin değişimi diğer parametreyi bazen iyi, bazen de kötü yönde etkiler. Fakat taşıtın belirli yönlerdeki titreşimleri gözönüne alınarak uygun modeller kullanıldığında ve incelenen titreşim frekans spektrumu uygun seçildiğinde yapılan hatalar azaltılabilir.

Süspansiyon sistemlerinin iki görevi vardır, bunlardan birincisi yolcunun konforunu sağlamak, diğeri ise taşıtın sürekli olarak yola tutunmasını sağlamaktır. Çok iyi konfor özellikleri gösteren süspansiyon sistemi tasarlanabilir, fakat bu tip bir sisteme sahip taşıtın yol tutuş özellikleri çok kötü olur (Sharp and Crolla, 1987). Bunun tam tersi de geçerlidir. Bu iki tasarımın birbirine veya diğer parametrelere olan bağlantılarının iyi

bilinmesi gereklidir, böylece gerçek taşıt tasarımında ikisi arasında iyi bir denge kurulabilir.

Yol taşıtlarının süspansiyon sistemlerinin tasarımıyla ilgili geniş bir tarama Sharp and Crolla (1987) tarafından yayınlanmıştır. Bu çalışma süspansiyon sistemi tasarımındaki temel tanımlamaları ve süspansiyon parametrelerinin sürüş dinamiğine ve diğer taşıt dinamiği özelliklerini nasıl etkilediğini de içermektedir. Taşıt süspansiyon sistemleri ile ilgili geniş bir kaynak taraması ise Elbeheiry et al. (1995) tarafından verilmiştir. Elbeheiry et. al. (1995) süspansiyon sistemlerinden yol pürüzlülüğüne, taşıt modellenmesinden sürüş karakteristiğine kadar yayınlanmış birçok önemli çalışmayı gözden geçirmişlerdir.

Abel (1994) özellikle yarış otomobillerinin sürüş karakteristiği ve dinamik tepkileri üzerine araştırmalar yapmıştır. Aşağı doğru olan aerodinamik kuvvetlerin sürüş karakteristiğine ve taşıtın geçici cevabına olan etkilerini incelemiştir. Bu amaçla aşağı yöndeki aerodinamik kuvvetler üreten bir taşıt için çeyrek taşıt modeli kullanmış ve bu taşıtın çeşitli hızlar için tepkilerini incelemiştir.[2]

## **BÖLÜM 2. SÜSPANSİYON ÇEŞİTLERİ**

### **2.1. Araç Süspansiyonu**

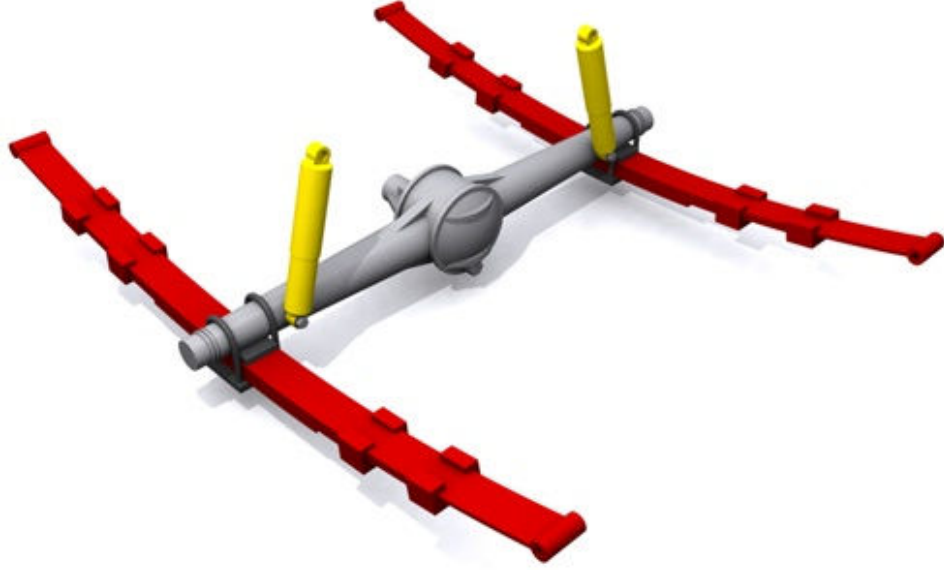
Askı sisteminde beş çeşit yay kullanılır. Bunlar:

- 1) Yaprak yaylar,
- 2) Helisel yaylar,
- 3) Burulma çubuklu yaylar,
- 4) Pnömatik (hava yastıklı) yaylar,
- 5) Hidro pnömatik yaylar.

#### **2.1.1. Yaprak yaylar**

Eski model binek arabaları ile yük taşımacılığı yapan kamyonların ön ve arka askı sistemlerinde kullanılır. Yay çeliğinden yapılır. Boyları birbirinden farklı, lama şeklindeki parçaların üst üste konmasıyla meydana getirilir. Parçaların tümü, bir merkez civatasıyla birbirine bağlanır. Yayların dağılmasını önlemek için saç kelepçeler veya kılıflar kullanılır. Ana yaprağın her iki ucu kıvrılarak yay bağlantı gözleri oluşturulur. Ön askı sisteminde ön dingile, arka askı sisteminde arka köprüye U civatalarıyla bağlanır.

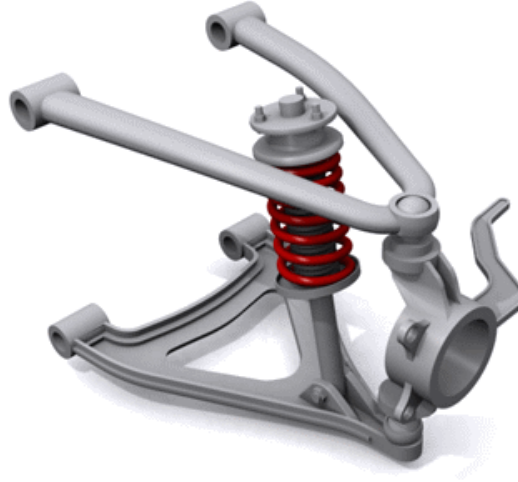
Yaylanma sırasında yay yaprakları birbiri üzerine sürtünerek kayma yaparlar. Sürtünmenin en aza inmesi için yay yaprakları arasına sürtünmeyi azaltıcı maddeler konur. Sürtünmesi en aza indirilmiş yaprak yaylar, kırılana veya kavisleri kadar bakıma gerek duyulmaz.



Şekil 2.1. Yaprak yaylar

### 2.1.2. Helisel yaylar

Binek arabalarının ve yolcu otobüslerinin askı sistemlerinde kullanılır. Yuvarlak kesitli yay çeliğinden yapılmış çubukların ısıtıldıktan sonra kalıplar üzerine sarılmasıyla şekillendirilir. Uçları yay tablasına düzgün olarak oturacak şekilde yapılır. Her aracın yay çapı, bakla sayısı ve yay basıncı birbirinden farklıdır. Helisel yaylar, ön askı sisteminde alt ve üst salıncaklar arasına, üst salıncağın üzerine ve amortisör kovani üzerine bağlanır. Helisel yaylar, kırıldığında veya esnekliğini kaybettiğinde yenileriyle değiştirilir. Bunun dışında herhangi bir bakıma gerek yoktur.



Şekil 2.2. Helisel yaylı bağlantı

### 2.1.3. Burulma çubuklu yaylar

Burulma çubuklu yaylar; titreşim kolu ile bir veya birden fazla uzun çelik çubuklardan meydana gelir. Yayın bir ucu kare şeklinde yapılarak aracın şasisine dönmeyecek şekilde sabitlenir. Diğer ucu da titreşim kolundan askı sisteminin hareketli parçalarından birisine bağlanır. Tekerleğin yol üzerinde yaptığı salınım bu çubuğu burulmaya zorlayarak yaylanmayı sağlar. Kırılmadığı sürece herhangi bir bakıma gerek duyulmaz.



Şekil 2.3. Burulma çubuklu yay

#### **2.1.4. Pnömatik (hava yastıklı) yaylar**

Pnömatik (hava yastıklı) yaylar, havalı askı sistemlerinde kullanılır. Her tekerde yay yerine hava yastığı bulunur. Havalı askı sistemleri; yolcu otobüsleri, kamyon gibi basınçlı hava sistemi bulunan araçlarda kullanılır.

Hava yastığı, koruyucu bir kap içinde hava ile şişirilmiş lastik körukten meydana gelir. Aracın bütün ağırlığı bu hava yastıklarına biner. Hava yastıkları, araç kompresöründen gelen basınçlı hava ile şişirilir.

Sistemde bulunan seviye ayar supabı, kasa ile dingil arasındaki mesafenin her konumda eşit kalmasını sağlar. Seviye ayar supabının komuta kolu dingiller ile irtibatlıdır. Araç yükünün fazla olması halinde kasa yastıklar üzerine oturup dingillere yaklaşmak ister. Yastığın çökmesiyle komuta kolu, seviye ayar supabını etkileyerek yastıklara dolan havanın basıncının artmasını sağlar. Yastıklar, kasa ile dingil arasında ayarlanmış mesafeye gelene kadar şişer.

Araç yükünün azalması halinde hava yastıkları serbest kalarak dingil ile kasa arasındaki mesafeyi açmak ister. Bu durumda da komuta kolu, seviye ayar supabını ters yönde etkileyerek yastık hava basınçlarını gerektiği kadar düşürür. Havası indirilen yastıklar, kasa ile dingil arasındaki ayarlanan mesafenin sabit kalmasını sağlar.

Komuta kolu, seviye ayar supabı ile birlikte çalışarak araç yükünün artması halinde hava yastıklarına basılan havanın basıncını artırır. Yük azalması halinde yastık hava basınçlarını düşürülür. Sonuç olarak dingil ve kasa arasındaki mesafe her zaman sabit tutar.

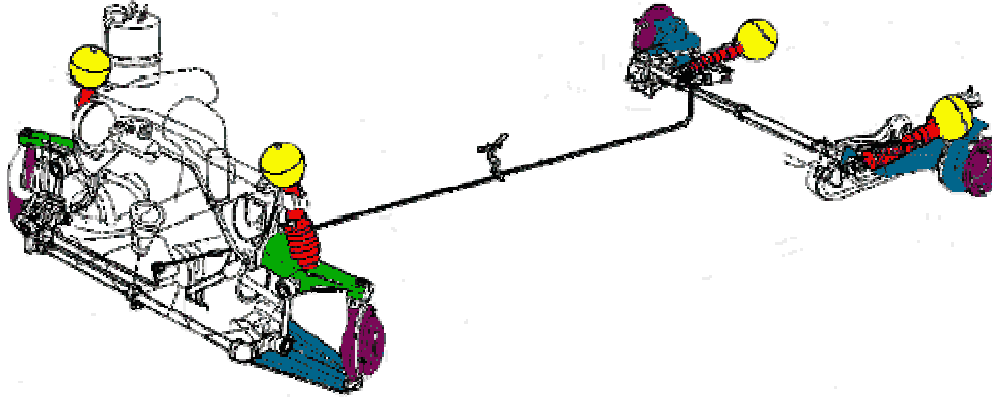
#### **2.1.5. Hidro pnömatik yaylar**

Hidro pnömatik yaylar, hidropnömatik askı sisteminde kullanılır. Hidropnömatik askı sistemi, çok pahalı, lüks binek araçlarında bulunur ve üç ana parçadan oluşur.



Bunlar:

1. Sıvı pompası
2. Hidro pnömatik tüpler
3. Seviye ayar düzenleyicileridir.



Şekil 2.4. Hidro pnömatik askı sisteminin ana parçaları

#### 2.1.5.1. Sıvı pompası

Krank kasnağından hareket alarak çalışır. Hidro pnömatik tüplerin ihtiyacı olan basınçlı sıvıyı karşılar.

#### 2.1.5.2. Hidro pnömatik tüpler

Her tekerde bir tane hidro pnömatik tüp bulunur. Tüp, küresel şekilde olup bir diyaframla ikiye bölünmüştür. Diyaframın üst bölümüne imalat sırasında azot gazı doldurulur. Alt bölümde sıvı bulunur. Sıvı, tüpe birleştirilen silindir ve pistonun meydana getirdiği hacime sıvı pompası ile basılır. Ayrıca diğer tekerlekteki hidro pnömatik tüpler birbirleriyle paralel olarak bağlantılı olup tekerlek üzerinde yay, amortisör ve kriko görevi yaparlar.

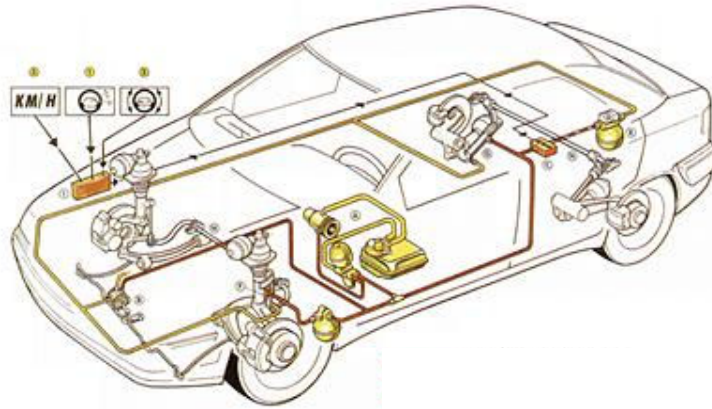
### 2.1.5.3. Seviye ayar düzenleyicileri

Aracın yük durumu ne olursa olsun, yol ile mesafenin ayrı kalmasını sağlar.

Araç tekerleği, yol üzerinde bulunan bir tümseğe çıktığında salıncak kolu tekerle birlikte yukarı kalkar. Tekerin yukarı çıkması, salıncak koluna bağlı pistonu da yukarı iter. Piston önünde bulunan sıvıyı sıkıştırmayacağından diyaframın içine basar. Diyafram da diğer yüzünün temas olduğu gazı sıkıştırır. Gaz sıkışarak tekerdeki darbe etkisini yutar. Tekerlek tümseği geçtiğinde normal konumuna döner. Tekerlekle birlikte salıncak kolu ve bağlantılı olduğu piston da normal konumuna gelir. Sıkışan azot gazı da genişerek normal basıncına ulaşır.

Piston tarafından basılan sıvının bir kısmı da paralel olarak bağlı olduğu diğer tekerleklerdeki hidro pnömatik silindirlere dağılacığından olayın etkisi de hissedilme yönünden azaltılmış olur.

Hidro pnömatik tüpün küresel kısmı ile silindirin birleştiği yerde amortisör supapları bulunur. Sıvının gerek diyafram yönüne, gerekse silindir yönüne hareketi amortisör supapları tarafından tekerlekteki yaylanmayı en aza indirilir.



Şekil 2.5. Hidro pnömatik askı sisteminin çalışması

Seviye ayar düzenleyicileri; aracın yük durumu ne olursa olsun, yol ile mesafesinin aynı kalmasını sağlar. Araç yükünün artması aracı yola yaklaştırır. Bu durumda salıncak kolu da yola yaklaşır. Salıncak koluna bağlı olan seviye ayar kumanda kolu basınç supabını silindire daha yüksek basınçta yağın girmesi yönünde hareket ettirir. Silindire giren yüksek basınçlı yağ, aracın yol ile mesafesi normal yüksekliğe gelene kadar devam eder. Normal yüksekliğe ulaştığında salıncak kolu ile birlikte yükselen kumanda kolu basınç supabını yağı kesecek yönde hareket ettirir.

Araç yükünün azalması ise salıncak kolunun yukarı çıkmasına vesile olur. Salıncak kolu ile birlikte hareket eden seviye ayar kumanda kolu, basınç supabını basıncı düşürecek yönde hareket ettirir. Silindirdeki yağın bir bölümü, aracın yol ile yüksekliği normale düşene kadar depoya kadar geri dönüş yapar. Yükseklik normal konumuna geldiğinde basınç supabı gene seviye ayar düzenleme kumanda kolu ile nötr duruma getirilir.

Salıncaklar, aks başlarının bağlandığı ve aks başına aşağı yukarı hareket etmesini sağlayan parçalardır. Her aks başı için alt ve üst salıncak olarak iki tanedir. Çelik saçlardan preslenerek yapılır. Helezon yayların bağlantısını yapabilecek konumda şekillendirilir.

Denge çubuğu (stabilizatör); iki alt salıncağı birbirine irtibatlandırır. Virajlarda merkez kaç kuvvetinin etkisiyle karoseri dışı doğru savrulur. Savrulma sunucu dışta kalan yay basılmaya içte kalan yay açılmaya zorlanır. Bu durumda denge çubuğu tekerlek arasındaki farklı durumu burulmak suretiyle azaltır. Böylelikle direksiyon hakimiyetini çoğaltıp aracın savrulmasını ve sağa sola yatmasını bir dereceye kadar 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.

Rotil bir küresel mafsal olup aks başının salıncaklara bağlantısını yapan parçadır. Aks başının üst salıncağa bağlantısını yapan parçaya üst rotil, alt salıncağa bağlantısını tapan

parçaya da alt rotül denir. Rotiller üretim sırasında yağlaması yapılır. Sonradan yağlama yapılacak gresörlükleri bulunmaz. Çalışma sonucu boşluk meydana geldiğinde yenileriyle değiştirilir.[3]

## 2.2. Kep Süspansiyonu

Önceleri kep direk olarak şaseye bağlanıyordu. Sürüş konforunu arttırmak için kep ile şase arasına kep süspansiyonu eklendi. Kep süspansiyonu, yoldan kaynaklanan şok ve titreşimleri absorbe etmesinin yanısıra, motordan kaynaklanan titreşimleri de azaltır.

Kep süspansiyonunun Şekil 2.9 da görüldüğü gibi çeşitli türleri vardır.

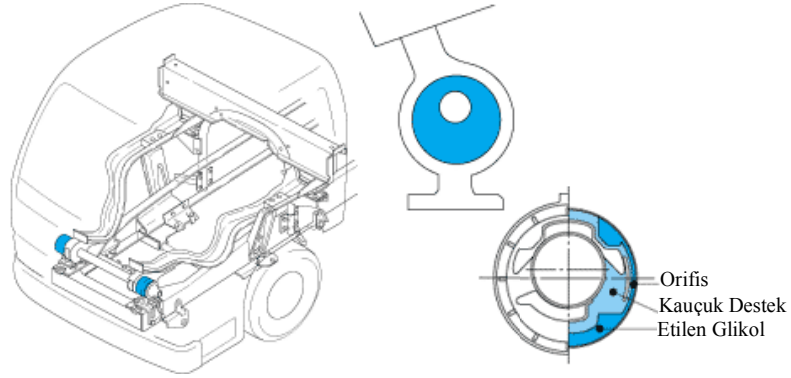


Şekil 2.6. Kep süspansiyonu çeşitleri

### 2.2.1. Hidrolik elastik yaylı kep süspansiyonu

Hidrolik elastik kauçuk destekli kep süspansiyonları, hafif ve orta tonajlı kamyonlarda kullanılır.

Hidrolik elastik kauçuk destek bir akışkan ile doldurulmuş, büyük kauçuk bir küredir. Bu süspansiyon türünde, kepin şaseye bağlandığı her dört noktaya da birer destek konur.

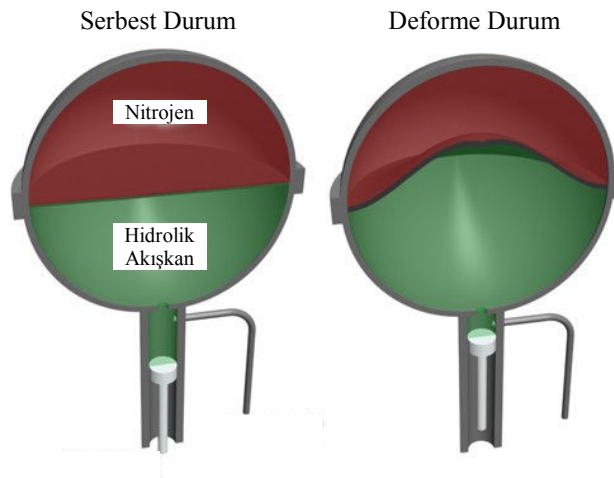


Şekil 2.7. Hidrolik elastik yaylı kep süspansiyonu

Kamyon kepleri öne yatacak şekilde kepin ön tarafından menteşelidir. Kep ön süspansiyonları bu menteşe mekanizmasına entegredir.

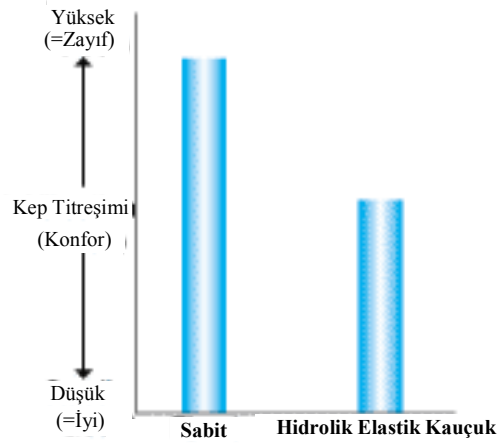
Hidrolik elastik kauçuk destekli süspansiyonun kauçuk küresi karmaşık bir yapıya sahiptir. Donmaya dirençli olduğu için, kürenin dolgu akışkanı olarak etilen glikol kullanılır.

Orifis, akışı kontrol eden yivli plastik bir parçadır. Basınç uygulandığı zaman akışkanın hareketini yavaşlatır, böylece kauçuk kürenin kademeli olarak deforme olmasına izin verir. Buna, bu tarz süspansiyonların sağladığı tampon etkisi denir.



Şekil 2.8. Kauçuk kürenin yük altında şekil değiştirmesi

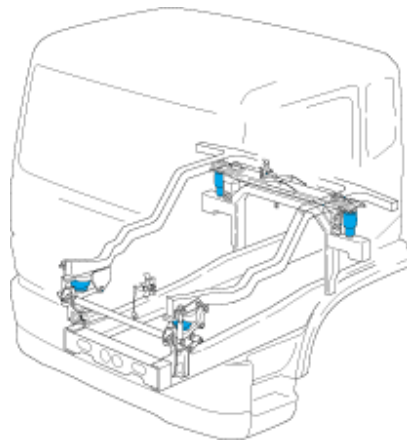
Sabit kep ile mukayese edildiğinde, hidrolik elastik kauçuk destekli süspansiyonun titreşim azaltmada daha etkili olduğu görülmektedir.



Şekil 2.9. Sabit kep ile hidrolik elastik kauçuk destekli süspansiyonun titreşim karşılaştırması

### 2.2.2. Yaylı Kep Süspansiyonları

Yaylı kep süspansiyonları, yaygın olarak, ağır tonajlı kamyonlarda ve çekicilerde tercih edilmektedir.

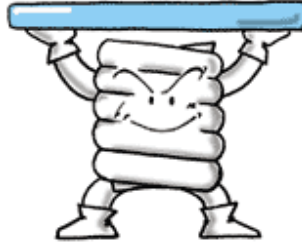


Şekil 2.10. Yaylı kep süspansiyonu

Kapalı kauçuk destekli süspansiyonlar, ağır tonajlı kamyonların keplerinin ağırlığını taşıyamazlar. Bunların yerine, sabit olmayan keplerin süspansiyonunda yaylar kullanılır. Yaylı süspansiyonların iki türü vardır.

### 2.2.2.1. Helezon Yaylı Süspansiyon

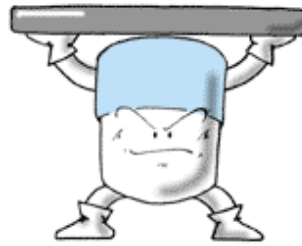
Şok emiciler ve helezon yaylardan oluşan bir sistem, yol şoklarını ve titreşimleri sönmüleyerek tüm kepi destekler.



Şekil 2.11. Helezon yaylı süspansiyon

### 2.2.2.2. Hava Yaylı Süspansiyon

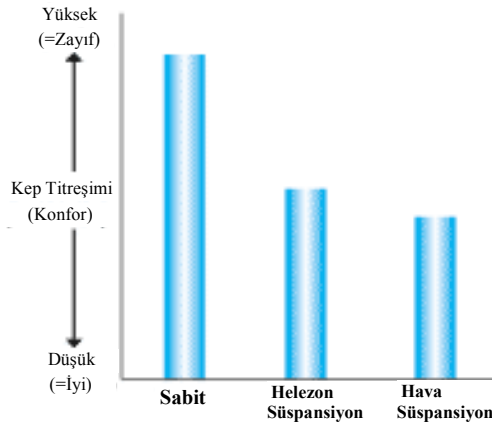
Havalı yay ve şok emicinin birleşiminden oluşan yüzer bir mekanizma, yol şoklarını ve titreşimlerini sönmüleyerek. Bu süspansiyon türünün titreşim sönmüleme yeteneği helezon yaylı sistemlere göre daha iyi olduğu için, daha konforlu sürüş sağlar.



Şekil 2.12. Hava yaylı süspansiyon

Havalı süspansiyon sistemleri, özel seviye ayar valfleri ile donatılabilir. Bu valfler, kep ağırlığı ve yolcu sayısındaki değişikliklere göre süspansiyon yüksekliğini ayarlayarak kepin seviyesini korur.

Hava yaylı süspansiyonların konvansiyonel çelik yaylı süspansiyonlara göre en büyük avantajı, düşük doğal frekansa sahip olmalarıdır, ki bunun da sürüş konforuna büyük etkisi vardır. Hava gömleklili yay olarak adlandırılan süspansiyon sistemi kamyon ve çekicilerde kullanılır. Alan yeterliliğine ve dizayn eklentilerine bağlı olarak, titreşim sönümleyiciler ile tek parçalı amortisör şeklinde ya da buna alternatif olarak sönümleyiciler ile paralel düzende bağlanabilirler.



Şekil 2.13. Sabit kep ile yaylı süspansiyonlu sistemlerin titreşim karşılaştırması

Kural olarak, kep süspansiyonunda kullanılan havalı yaylar, kep ile şase arasında dört köşe şekline düzenlenirler. Konforu arttırmaya ek olarak, hava yaylı süspansiyonlar, üreticiye, müşteri varyantları ve ekipman tercihlerinden bağımsız olarak tek tip bileşenler kullanabilme avantajını sunar. Hava yayları kabin ağırlığı ya da sürat değişikliklerinden kaynaklanan kuvvet dağılımı farklılıklarını dengeler. Bunu da şoför kabininin, istatistiksel olarak daima üreticinin şaseye göre belirlediği dizayn pozisyonunda kalacağı şekilde iç basıncı ayarlayan bir kontrol valfi vasıtasıyla sağlar.[4]





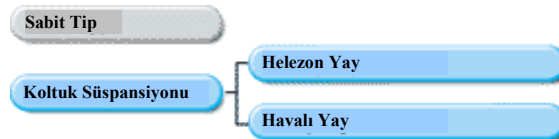
Şekil 2.14. Kep süspansiyon sistemi

### 2.3. Koltuk Süspansiyonu

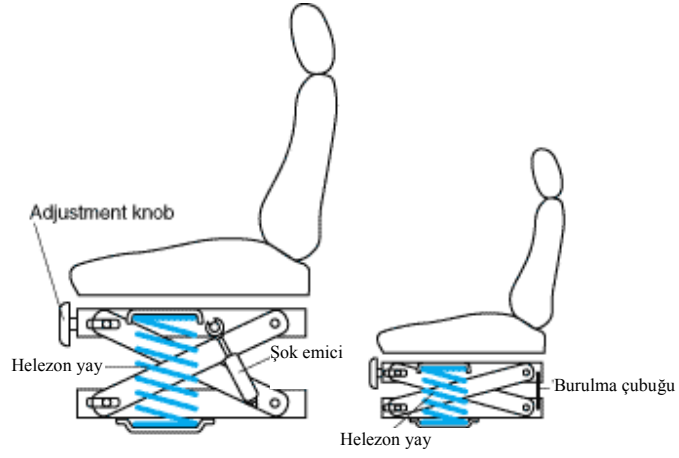
Sabit bir koltuk, kep tabanından gelen konfor bozucu titreşimleri direk olarak sürücüye iletir. Helezon yaylı süspansiyon, bu titreşimleri büyük ölçüde sönmeler Helezon yaylı süspansiyon, orta ve yüksek genlikli titreşimleri (4-15 Hz) sönmleme özelliğine sahiptir.

Helezon yaylı süspansiyonlar, şoförün ağırlığına uyacak şekilde manuel olarak ayarlanma özelliğine sahiptir. Hafif tonajlı kamyonlar helezon yay ve burulma çubuğundan oluşan süspansiyona sahiptir. Şoklara karşı ekstra bir önlem olarak zamanla koltuğa da süspansiyon eklenmiştir.

Helezon yaylı ve hava süspansiyonlu olmak üzere iki çeşit koltuk süspansiyon sistemi mevcuttur.

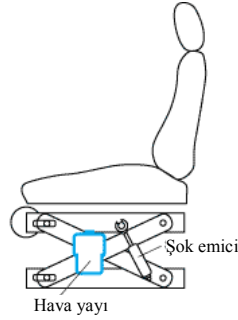


Şekil 2.15. Koltuk süspansiyonu çeşitleri



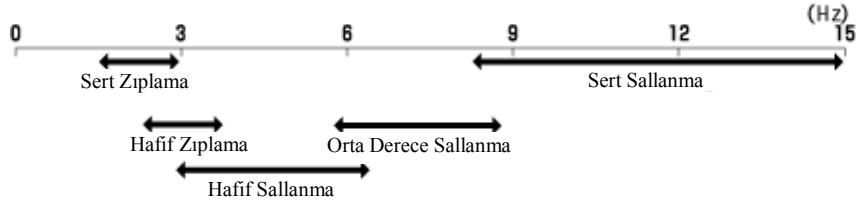
Şekil 2.16. Helezon yaylı koltuk süspansiyonu

Havalı yaylar süspansiyonun sönümlenme yeteneğini 2-3 Hz aralığına getirir.Çekiciler için bu aynı zamanda sürüş konforunu olumsuz etkileyen dorse kaynaklı yaylanma aralığıdır. Hava yaylı süspansiyonlar bu tarz yaylanmalar için özellikle etkili bir çözümdür. Ayrıca, şoförün ağırlığına göre otomatik olarak ayarlanan hava süspansiyonları da mevcuttur. Sürücünü koltuk yüksekliğini ayarlaması yeterlidir.



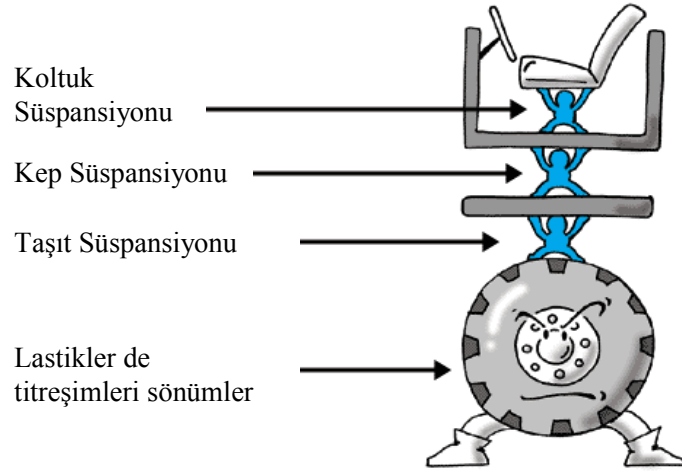
Şekil 2.17. Hava yaylı koltuk süspansiyonu

Hava süspansiyonu geniş bir titreşim aralığında kullanılabilir.



Şekil 2.18. Hava süspansiyonunun kullanılabildiği titreşim aralıkları

Özetle yol ve şoför arasında işleyen, taşıt süspansiyonu, kep süspansiyonu ve koltuk süspansiyonu olmak üzere üç süspansiyon sistemi mevcuttur.[5]



Şekil 2.19. Ağır ticari araçtaki süspansiyon sistemleri

## BÖLÜM 3. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN MATEMATİKSEL İFADESİ

### 3.1. İki Serbestlik Dereceli Süspansiyon Sisteminin Genel İfadeleri

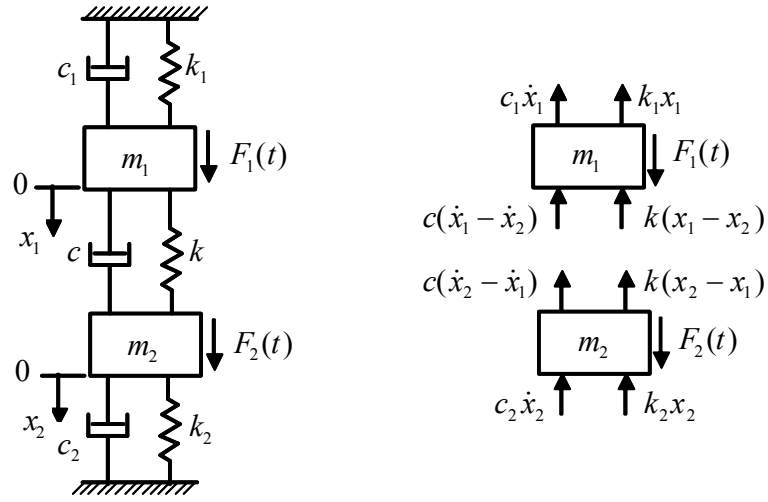
Şekil 3.1’de görünen iki serbestlik dereceli sistemin hareket denklemleri Newton’un ikinci yasasının tüm kütlelere uygulanmasıyla türetilir. Sönümlenmenin viskoz olduğu ve  $x_1(t)$  ile  $x_2(t)$ ’nin kütlelerin statik denge konumlarında ölçüldüğü kabul edilmiştir. Serbest kütle diyagramlarındaki her kütleye dikey yönde etkiyen dinamik kuvvetler toplanarak Denklem (3.1) bulunur.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -k_1 x_1 - k(x_1 - x_2) - c_1 \dot{x}_1 - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + F_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -k_2 x_2 - k(x_2 - x_1) - c_2 \dot{x}_2 - c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + F_2(t) \end{aligned} \quad (3.1)$$

ve Denklem (3.1) düzenlenerek Denklem (3.2) elde edilir.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (c + c_1) \dot{x}_1 + (k + k_1) x_1 - c \dot{x}_2 - k x_2 &= F_1(t) \\ -c \dot{x}_1 - k x_1 + m_2 \ddot{x}_2 + (c + c_2) \dot{x}_2 + (k + k_2) x_2 &= F_2(t) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Burada  $F_1(t)$  ile  $F_2(t)$  sırasıyla kütlelere etkiyen kuvvetlerdir. Bu denklemlerin bağımsız değildir, çünkü  $m_1$  denklemi  $x_2$  ve  $\dot{x}_2$  terimlerini içerir. Bu yüzden ilk denklemdeki terimlere karşılık gelen terimler  $-(c\dot{x}_2 + kx_2)$ ’dir. Benzer şekilde 2. denklemdeki terimlere karşılık gelen terimler  $-(c\dot{x}_1 + kx_1)$ ’dir. Diğer bir deyişle  $m_1$  kütlelerinin  $x_1(t)$  hareketi  $m_2$  kütlelerinin  $x_2(t)$  hareketinden karşılıklı olarak etkilenmektedir.



Şekil 3.1. İki serbestlik dereceli sistem

Kısaca denklem (3.2), matrisi şeklinde denklem (3.3) ve denklem (3.4) şeklinde ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c+c_1 & -c \\ -c & c+c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k+k_1 & -k \\ -k & k+k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

veya

$$M \{\ddot{x}\} + C \{\dot{x}\} + K \{x\} = \{F(t)\} \quad (3.4)$$

### 3.2. Sönümlenmemiş Serbest Titreşimler: Temel Modlar

Dinamik bir sistemin serbestlik derecesi kadar doğal frekansı ve titreşim modu vardır. Genel hareket bu modların süper pozisyonudur. Sönümlenmemiş bir sistemin doğal frekanslarında titreşim modlarını ve doğal frekanslarını bulacak bir metod incelenecektir.

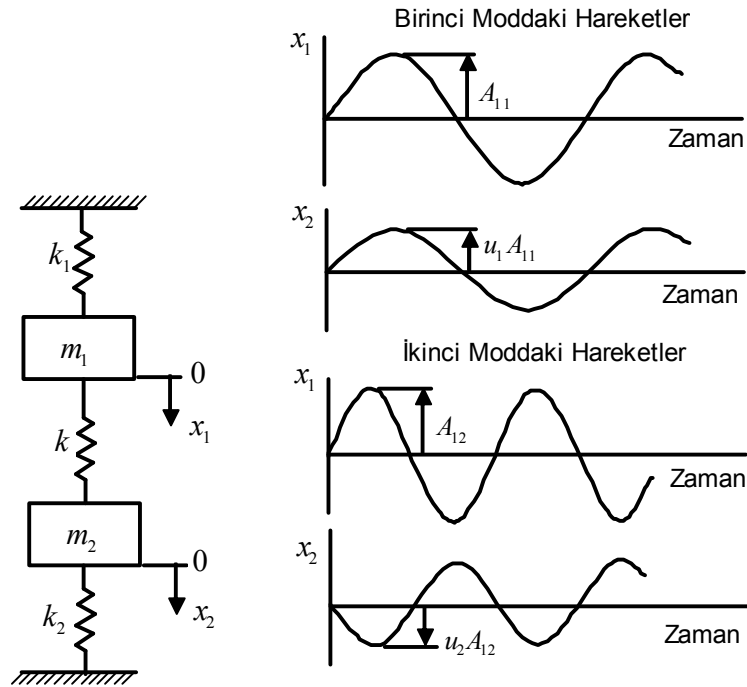
Sönümlenme ve etkinin olmadığı durumda Şekil 3.1'deki sistem Şekil 3.2'dekine indirgenir.

Böylece Denklem 3.3'deki hareket denklemleri Denklem (3.5)'deki gibi olur;

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k+k_1 & -k \\ -k & k+k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Denklemler lineer ve homojendir. Çözümler de Denklem (3.6)'daki gibi ifade edilebilir.

$$\begin{aligned} x_1 &= B_1 e^{st} \\ x_2 &= B_2 e^{st} \end{aligned} \quad (3.6)$$



Şekil 3.2. Titreşim sistemi ve temel modlardaki hareketler

Burada  $B_1$ ,  $B_2$  ve  $s$  sabitlerdir. Sistem sönümlenmemiş olduğu için  $s$  nin değerleri imajiner olarak gösterilebilir. Euler formülüne göre  $x$  lerin gerçel olduğu göz önünde

bulundurularak yukarıdaki denklemlerin harmonik olmaları gerektiği ve genel çözümün harmonik bileşenler içermesi gerektiği sonucuna varılır.

Bileşenlerden birinin harmonik olduğu göz önünde bulundurulursa;

$$\begin{aligned} x_1 &= A_1 \sin(\omega t + \psi) \\ x_2 &= A_2 \sin(\omega t + \psi) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Burada  $A_1$ ,  $A_2$  ve  $\psi$  sabittir, ve  $\omega$  sistemin doğal frekansdır. Eğer hareketler harmonik ise, sin ya da cos fonksiyonları seçimi gelişigüzelectedir.

Denklem (3.7)'yi Denklem (3.5)'te yerine koyar,  $\sin(\omega t + \psi)$  çarpanını götürür ve yeniden düzenlersek aşağıdaki denklemleri elde ederiz;

$$\begin{aligned} (k + k_1 - \omega^2 m_1)A_1 - kA_2 &= 0 \\ -kA_1 + (k + k_2 - \omega^2 m_2)A_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Bunlar  $A_1$  ve  $A_2$  cinsinden homojen lineer cebirsel ifadeler olur.  $A_1$  ve  $A_2$  çarpanlarının determinantı olan  $\Delta(\omega)$ , karakteristik determinant olarak adlandırılır. Eğer  $\Delta(\omega)$  sıfıra eşitlenirse sistemin karakteristiği ya da frekans denklemi bulunur, buradan da  $\omega$  değerleri çekilerek Denklem (3.9) bulunur;

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} k + k_1 - \omega^2 m_1 & -k \\ -k & k + k_2 - \omega^2 m_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (3.9)$$

Lineer cebire göre Denklem (3.8),  $\Delta(\omega)$  determinantı sıfıra eşit ise bir çözüme sahiptir. Determinantı genişletir ve yeniden düzenlersek Denklem (3.10) elde edilir;

$$\omega^4 - \left( \frac{k + k_1}{m_1} + \frac{k + k_2}{m_2} \right) \omega^2 + \frac{k_1 k_2 + k_1 k + k_2 k}{m_1 m_2} = 0 \quad (3.10)$$

Örnek göstermektedir ki iki serbestlik dereceli sistemlerde iki doğal frekans vardır. Denklem (3.5)'deki her iki çözüm de sırasıyla  $\omega_1$  ve  $\omega_2$  frekanslarındaki harmonik bileşenlere sahiptir. Süperpozisyona göre Denklem (3.7)'deki çözümler Denklem (3.11)'deki gibi olur;

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} \\ A_{21} \end{bmatrix} \sin(\omega_1 t + \psi_1) + \begin{bmatrix} A_{12} \\ A_{22} \end{bmatrix} \sin(\omega_2 t + \psi_2) \quad (3.11)$$

Burada  $A$ ' lar ve  $\psi$ 'ler gelişigüzel sabitlerdir. En küçük frekans terimleri “temel” ve diğerleri de “harmonikler” olarak adlandırılırlar. Çift indisli terimler genliklere atanır, ilk indis koordinata refere edilirken, ikincisi de frekansa refere edilir. Örneğin  $A_{12}$ ,  $x_1(t)$  'in genliği ve  $\omega = \omega_2$  'nin frekansıdır.

Denklem (3.11)'deki harmonik bileşenlerin bağıl genlikleri Denklem (3.8)'de tanımlanmıştır.  $\omega_1$  ve  $\omega_2$ 'yi Denklem (3.10)'da yerine koyar ve düzenlersek, Denklem (3.12) bulunur;

$$\begin{aligned} \frac{A_{11}}{A_{21}} &= \frac{k}{k + k_1 - \omega_1^2 m_1} = \frac{k + k_2 - \omega_1^2 m_2}{k} = \frac{u_{11}}{u_{21}} = \frac{1}{u_1} \\ \frac{A_{12}}{A_{22}} &= \frac{k}{k + k_1 - \omega_2^2 m_1} = \frac{k + k_2 - \omega_2^2 m_2}{k} = \frac{u_{12}}{u_{22}} = \frac{1}{u_2} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Burada,  $u$ 'lar sabittir ve  $x_1$  ve  $x_2$  'nin genliklerini herbir  $\omega_1$  ve  $\omega_2$  doğal frekanslarında tanımlar. Böylece Denklem (3.11), Denklem (3.13) haline gelir;

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ u_1 \end{bmatrix} A_{11} \sin(\omega_1 t + \psi_1) + \begin{bmatrix} 1 \\ u_2 \end{bmatrix} A_{12} \sin(\omega_2 t + \psi_2) \quad (3.13)$$

Burada  $A_{11}$ ,  $A_{12}$ ,  $\psi_1$  ve  $\psi_2$  başlangıç şartlarına bağlı olarak belirlenen integral sabitlerdir. Dört sabit vardır, çünkü sistem iki tane ikinci dereceden diferansiyel denklemle tanımlanmıştır.



### 3.3. Otomobil Süspansiyonu

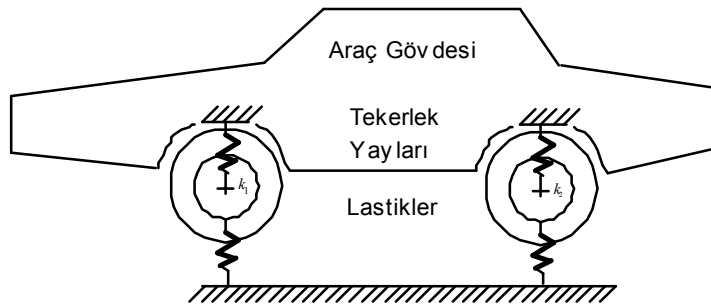
Bir otomobil, birçok serbestlik derecesine sahiptir. Aracın kağıt düzleminde hareket ettiği varsayılırsa bu hareketler (1) araç gövdesine dikey hareketi, (2) gövdenin ağırlık merkezi etrafında dönerek yalpalama hareketi, (3) tekerleklerin dikey hareketinden oluşur. Bu halde bile sistem ikiden fazla serbestlik derecesine sahiptir.

Yol pürüzlülüğünün yüksek olduğu durumda ortaya çıkan etki frekansına bağlı olarak, tekerlekler hızlı bir şekilde ancak hareketin bir kısmını da gövdeye aktararak aşağı yukarı hareket ederler. Diğer bir deyişle, araç gövdesinin doğal frekansı düşüktür ve yol pürüzlülüğünün yalnızca düşük frekanslı kısmı aktarılacaktır. Tekerlekler ve araç gövdesinin doğal frekansları arasındaki bu büyük farklılıktan dolayı problem tekerlekler ihmal edilerek Şekil 3.4'deki gibi basitleştirilebilir. Küçük salınımlar düşünülürse  $x(t)$  ve  $\theta(t)$  koordinatlarındaki hareket denklemleri, Denklem (3.14) ve (3.15)'deki gibidir.

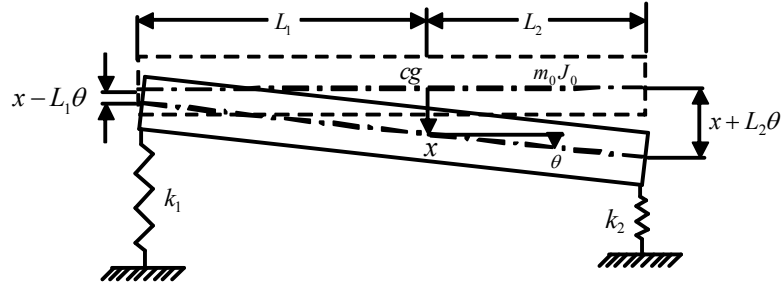
$$m\ddot{x} = \sum (kuvvetler)_x \quad (3.14)$$

$$J_0\ddot{\theta} = \sum (momentler)_0 \quad (3.15)$$

$$J_0\ddot{\theta} = k_1(x - L_1\theta)L_1 - k_2(x + L_2\theta)L_2$$



Şekil 3.3. Bir otomobil şematigi



Şekil 3.4. Bir otomobil gövdesinin basitleştirilmiş gösterimi

Denklemler yeniden düzenlenerek Denklem (3.16) elde edilir.

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -(k_1 L_1 - k_2 L_2) \\ -(k_1 L_1 - k_2 L_2) & k_1 L_1^2 + k_2 L_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Bu da Denklem (3.5) ile aynı formdadır. Denklem (3.9)'daki frekans denklemi, Denklem (3.17)'deki gibidir.

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m & k_2 L_2 - k_1 L_1 \\ k_2 L_2 - k_1 L_1 & k_1 L_1^2 + k_2 L_2^2 - \omega^2 J_0 \end{vmatrix} = 0 \quad (3.17)$$

Determinant açılarak ve denklem çözülerek, Denklem (3.18) elde edilir.

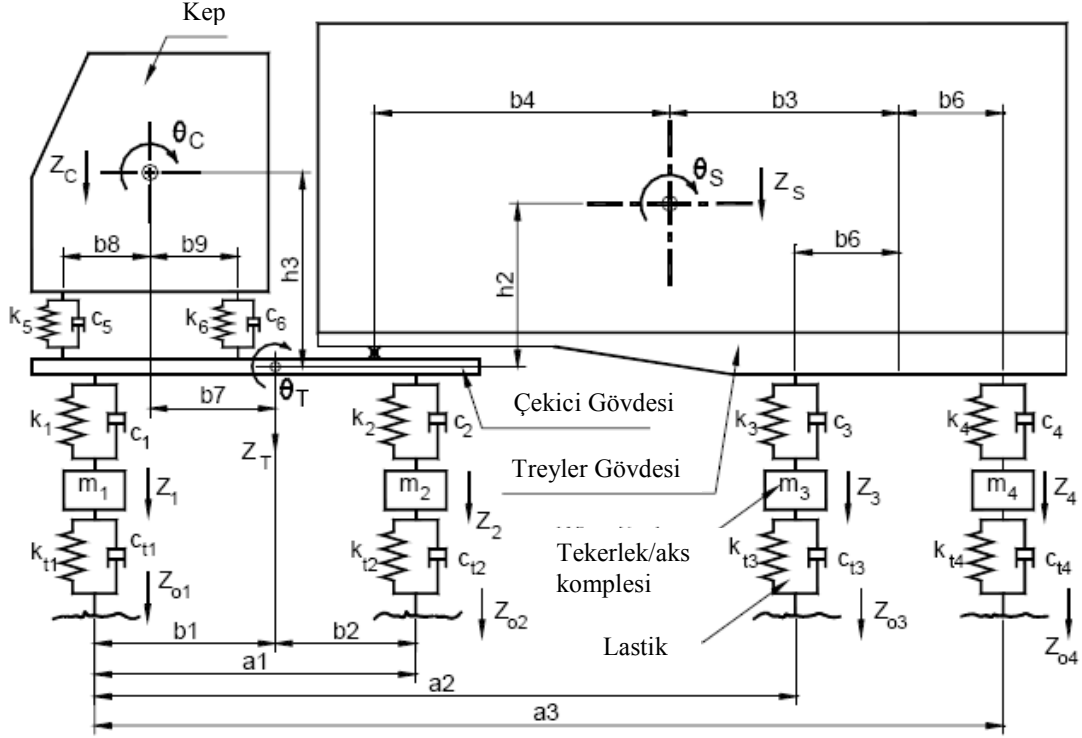
$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{k_1 + k_2}{m} + \frac{k_1 L_1^2 + k_2 L_2^2}{J_0} \mp \sqrt{\left( \frac{k_1 + k_2}{m} + \frac{k_1 L_1^2 + k_2 L_2^2}{J_0} \right)^2 - \frac{4k_1 k_2 (L_1 + L_2)^2}{m J_0}} \right] \quad (3.18)$$

Doğal frekanslar  $\omega_1 / 2\pi$  ve  $\omega_2 / 2\pi$  Hz'dir.[1]

### 3.4. Kep Matematiksel Modeli

Şekil 3.5 bir çekici aracın matematiksel modelini göstermektedir. Bu model, kebi, çekici gövdesini, treyler gövdesini ve çekici ile treylere bağlı 4 teker/aks birleşimini gösteren 7 rijit kütlede oluşan iki boyutlu bir yapıdır. Hem çekici hem de hem de treylerin yatay ve düşey yönlere hareket ettikleri ve yalpalama yaptıkları kabul edilmiştir.

Pasif bir sistemde, kepi, çekici gövdesine, lineer viskoz bir sönümleyici ve paralel bağlanmış bir lineer yaydan oluşan iki pasif süspansiyon sistemiyle bağlanmıştır. Kontrol edilen süspansiyon sistemlerinde viskoz sönümleyiciler yerine iki fazlı değiştirilebilen sönümleyiciler kullanılır. Aracın ana süspansiyon ünitelerinin modellenmesinde dört pasif sistem kullanılır. Aracın tekerlekleri lineer yaylar olarak modellenmiştir. Beşinci tekerleğin getirdiği kısıtlar yüzünden treylerin düşey hareketi, treyler ile çekicinin düşey ve yalpalama hareketlerinin bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Çekicinin boyuna hareketi, çekici ile treylerin yalpalama hareketlerinin bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Ayrıcı çekicinin boyuna hareketi de, çekici ile treylerin yalpalama hareketlerinin bir fonksiyonu olarak hesaplanır.



Şekil 3.5. Çekici-Treyler Sisteminin Süspansiyon Modeli

Araç modelindeki çekici ile treyler ünitelerinin birleşik yapılarının esnekliklerinin etkisini de hesaplamalara dahil etmek için, sonlu elemanlar yöntemi, serbest-serbest modal parametreleri hesaplamada kullanılır. Modeli basitleştirmek için, birleşik yapıların ilk esnek modları, ayrı bir altyapı olarak gözönüne alınır.

Bu varsayımlara dayanarak koordinatların genelleştirilmiş vektörü Denklem (3.19) daki gibi yazılabilir.

$$Z = [Z_C \vartheta_C Z_T \vartheta_T \vartheta_S Z_1 Z_2 Z_3 Z_4 S_1 S_2 S_3 S_4 S_5]^T \quad (3.19)$$

Burada;

$Z_C$  : Kebin düşey yerdeğişmesi

$v_C$  : Kabin ağırlık merkezi etrafındaki dönel yerdeğiştirmesi

$Z_T$  : Çekicinin düşey yerdeğiştirmesi

$v_T$  : Çekicinin ağırlık merkezi etrafındaki dönel yerdeğiştirmesi

$v_S$  : Treylerin ağırlık merkezi etrafındaki dönel yerdeğiştirmesi

$Z_1 Z_2 Z_3 Z_4$  : Teker-Aks birleşimlerinin düşey yerdeğiştirmesi

$S_1 S_2 S_3 S_4 S_5$  : Esnek ve birleşik yapıların doğal titreşim modlarına uygulanan oran çarpanları

İlgili yapı düğüm noktalarındaki esnek yerdeğiştirmeler, modal süperpozisyon teorisi kullanılarak Denklem (3.20)'deki gibi belirtilir.

$$Z_{GÖVDE}^X(t) = \sum_{i=1}^p \varphi_{X_i} S_i(t) \quad (3.20)$$

Burada

$Z_{GÖVDE}^X(t)$  : Yapının X pozisyonu ve t anındaki esnek yerdeğiştirmesi

$\varphi_{X_i}$  : X pozisyonunda i. moddaki mod şekli

$S_i(t)$  : i. modal genlik

p : Bağlı yapıların korunan esneklik modlarının sayısıdır.

Sistemin hareket denklemleri Lagrange enerji metodu kullanılarak çıkarılarak. Konvansiyonel yığılmış parametrelerin enerjileri ve bağlantı üniteleri direk olarak Lagrange enerji denklemlerinde gözönüne alınır. Çekici ile treylerin birleşik yapılarının esnek hareketlerinin enerjileri, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hesaplanan modal kütleler, rijitlik ve sönümleme parametreleri ile gösterilir. Aşağıdaki varsayımlar yapılır:

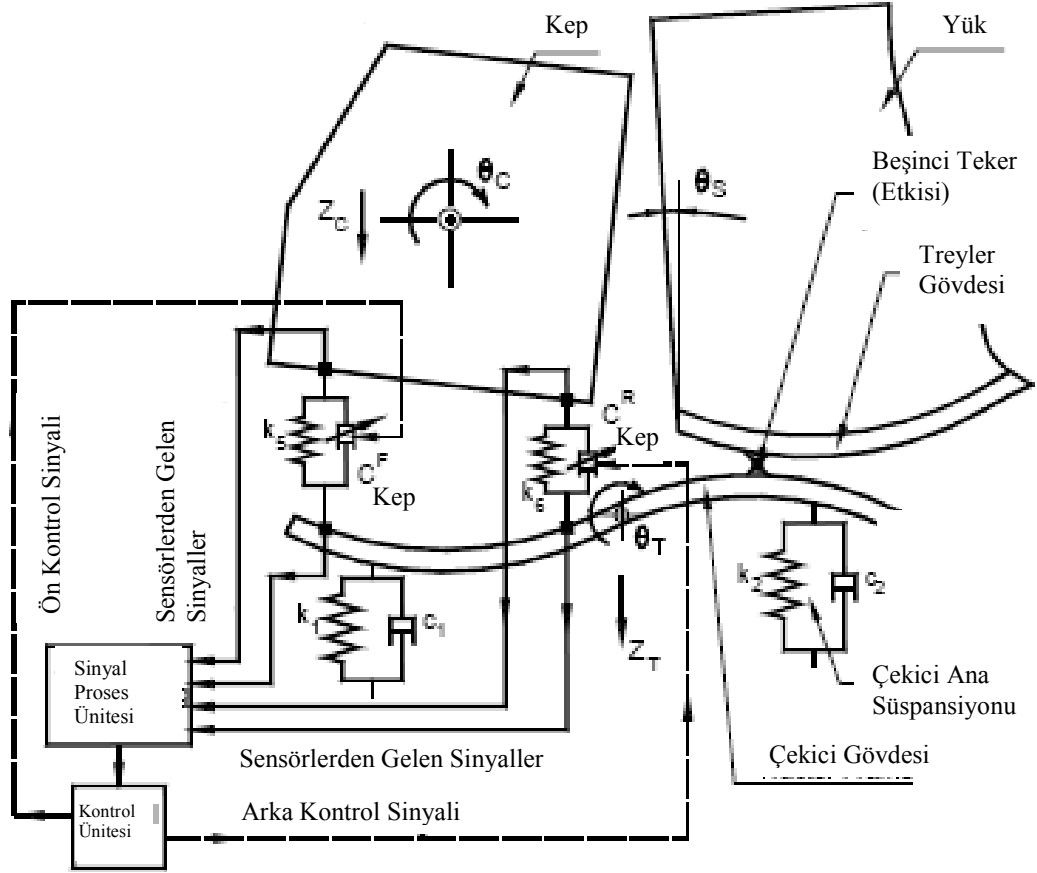
- Kep süspansiyonuna sabitlenen değiştirilebilir sönümleyiciler dışındaki tüm eleman ya da bileşenler lineerdir.
- Kontrol ünitesinin sistem cevabı üzerindeki zaman gecikmesi ihmal edilmiştir.
- Aerodinamik kuvvetlerin etkileri ihmal edilmiştir.
- Araç tekerlekleri yol profili ile sürekli temas halindedir.

- Araç üzerindeki motor ve güç aktarma organları titreşimleri ihmal edilmiştir.
- Motor, güç aktarma organları ve yükün kütleleri tüm yapıya dağılmış olarak modellenmiştir.

### 3.5. Sönümleyici Kontrol Mekanizması

Bu çalışmada bahsi geçen kontrollü sönümleyiciler kapalı devre kontrol ile çalışan iki fazlı değiştirilebilir sönümleyicilerdir. Sönümleyiciler, kep süspansiyon sisteminin konvansiyonel yayları ile paralel bağlanmıştır. Kontrol sisteminin sensör pozisyonları ve konfigürasyonları, Şekil 3.6'daki gibidir. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi kebin her sönümleyicisi, hareketli iki nokta arasına bağlanmıştır. Üst nokta, kebin rijit gövde hareketlerine bağlı olarak dikey yönde hareket ederken, alt nokta, çekici gövdesinin rijit hareketleri ve esnek yerdeğiştirmelerine bağlı olarak dikey hareket eder. Çekici gövdesi, rijit gövde hareketleri ve treyler gövdesinin esnek yerdeğiştirmeleri ile direk olarak ilişkilidir. Sert sönümleme seviyesi, sönümleyicideki hız kep ile aynı yönde ise devreye girer. İki hız da ters yönde ise, yumuşak sönümleme seviyesine geçilir. Bu nedenle sistemin kontrol kuralları, kebin mutlak ve görelî hızlarının ölçümlerine dayanır. Bu kurallar Denklem (3.21)'deki gibi ifade edilir.

$$\dot{Z}_{KEP}^F (\dot{Z}_{KEP}^F - \dot{Z}_{GÖVDE}^F) > 0 \quad \text{ise} \quad C_{KEP}^F = C_{SERT}^F \quad (3.21)$$



Şekil 3.6. Kebin Sensör ve Kontrol Sistemlerinin Modeli

Aksi halde Denklem (3.22)'deki gibi olur.

$$C_{KEP}^F = C_{YUMUSAK}^F \quad (3.22)$$

Kebin arka sönümleyicisi için Denklem (3.23) bulunur.

$$\dot{Z}_{KEP}^R (\dot{Z}_{KEP}^R - \dot{Z}_{GÖVDE}^R) > 0 \quad \text{ise} \quad C_{KEP}^R = C_{SERT}^R \quad (3.23)$$

Aksi halde Denklem (3.24)'deki gibi olur.

$$C_{KEP}^R = C_{YUMUSAK}^R \quad (3.24)$$

Burada

$\dot{Z}_{KEP}^F, \dot{Z}_{KEP}^R$  : Kabin ön ve arka süspansiyon sistemlerinin birleşim noktalarındaki dikey hızlar

$\dot{Z}_{GÖVDE}^F, \dot{Z}_{GÖVDE}^R$  : Kabin ön ve arka süspansiyon sistemlerinin birleşim noktalarındaki esneklik etkisini de gözönüne alan dikey hızlar

$C_{KEP}^F, C_{KEP}^R$  : Kabin ön ve arka değiştirilebilir sönümleyicilerinin kontrol edilebilir sönümleme katsayıları

$C_{SERT}^F, C_{SERT}^R$  : Kabin ön ve arka değiştirilebilir sönümleyicilerinin sert sönümleme katsayıları

$C_{YUMUSAK}^F, C_{YUMUSAK}^R$  : Kabin ön ve arka değiştirilebilir sönümleyicilerinin yumuşak sönümleme katsayılarıdır. [6]



## **BÖLÜM 4. DİZAYN ve MODELLEME**

### **4.1. Tasarım Süreci**

Çağdaş tasarım, oldukça karmaşık işlemler bütünlüğüdür. Sadece tasarım mühendislerini değil, aynı zamanda üretim, finans ve pazarlama bilimlerini de içine alan bir yapıyı gerektirir. Tasarım işlemlerinin temel girdisi, ürünün ya da hizmetin gereksindiği olguların tanınmasıdır. Bu nedenle tasarım işlemleri piyasanın ya da müşteri gereksinimlerinin güdülere ile başlar. Tasarım yöntemleri tek bir yol izlemez; kişilere göre değişen farklılıklar gösterir.

Bilgisayar destekli tasarım bu sürecin temel doğasını değiştirmez. Burada problemin tanımlanmasından uygulama aşamasına kadar; bilgiyi, yaratıcılığı ve kontrolü sağlayan tasarım mühendisidir.

Bilgisayarın işlevi; tasarım işlemlerinin, istenilen tamlıkta üretilebilirliğinin ve yeterliliğinin sağlanmasıdır. Karmaşık yapıların analizinin daha kolay yapılabilmesi, yüksek hız, depo edilebilir ve tekrar kullanılabilir sağlam ve hızlı bir bilgi aktarımını sağlama özelliği ile de yardımcı olur.

Bundan dolayıdır ki CAD sadece sözel olarak kullanıldığı gibi tasarım değil bir "SİSTEM" dir. Mümkün olan en iyi tasarım ve üretimi elde etmek isteyen, tasarımcı, insanların ve bilgisayarların en iyi karakteristiklerini içeren bir karışımdır. Böylece bilgisayar destekli tasarım dendiğinde aslında bir çalışma timinden bahsediliyor demektir.

#### 4.1.1. Bilgisayar destekli tasarım

Bilgisayar destekli tasarım, günümüzde tüm endüstriyel üretim alanlarında, sanatsal üretimden (sinema, televizyon, fotoğraf, grafik...) mekanik tasarıma kadar etkin olarak kullanılan bir kavramdır. Bu kavramın ortaya çıkmasında Otomotiv, Havacılık ve Uzay endüstrileri lokomotif görevi üstlenmişlerdir.

##### 4.1.1.1. Tarihçe

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) ilk olarak 1960lı yılların başında “Computer Aided Drafting “ olarak sadece iki boyutlu çizimler yapılabilmesi amacıyla başlamıştır.

- Daha sonra 1960lı yılların ikinci yarısında üç boyutlu tel kafes görüntülere (3D Wireframe) ulaşılmış ve 1970li yılların başında yüzey modelleme (Surface Modeling) ve katı modelleme (Solid Modeling) teknikleri geliştirilmiştir.

- 1970lerin ikinci yarısından itibaren montaj modelleme (Assembly Modeling)

- 1980lerden itibaren Parametrik modelleme ve 1980lerin ikinci yarısından bu yana da bilgiye dayalı mühendislik (Knowledge-based Engineering) ki bu kapsamda;

1) Sonlu eleman modelleme

2) Analiz işlemleri

3) Üretim tasarımı

4) Optimizasyon

uygulamaları ile bu alanda önemli bir aşama kaydetmiştir.

Böylece hızlı, kolay denetlenebilir çizim araçları, sonunda tüm mühendislik hizmetlerini görecektir bir yapıya ulaşmış ve başlangıçta oluşturulan kavram daha da güçlenmiş ve birçok çehreye bürünerek CAD/CAM/CAE (Bilgisayar Destekli TASARIM/ÜRETİM/MÜHENDİSLİK) şeklini almıştır. Bu konuda gelişmelerin hızı, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak ilerlemektedir.

#### 4.1.1.2. I-DEAS üç boyutlu dizayn programı

I-DEAS (Integrated Design Engineering and Analysis Software) Makina Mühendisliği için geliştirilmiş Tasarım Analiz Mühendislik araçlarını içeren, bütünleştirilmiş bir yazılım paketidir. Bu yazılım paketi, “**Application**” denilen birden fazla sayıda uygulama yazılımını içermekte ve herbir uygulama da kendi içinde “**Task**” denilen alt görev ortamlarına ayrılmıştır. Tüm bu uygulamalar ve görev ortamları ortak bir kullanıcı arayüzü ve veritabanını kullanmaktadır.

I-DEAS üç boyutlu dizayn programı,

- Design
- Drafting
- Simulation
- Test
- Manufacturing
- Management

gibi uygulamaları içerir.

Bu uygulamalar, **Master Model** başlığı altında bütünleştirilmiştir. Uygulamalar, program başlatıldığında seçilebildiği gibi, bir uygulamadan diğerine geçmek de mümkündür. Ayrıca herhangi bir uygulamada çalışırken model üzerinde yapılan değişiklikler otomatik olarak diğer uygulamalarda güncellenmektedir (Concurrent engineering). Program başlatıldığında, **I-deas start** formu ile karşılaşılır. Program başlatma formunda hangi uygulamada çalışılacağı, bu uygulama ile hangi görevlerin yapılacağı, çalışılacak proje ve dosya adı seçilebilir ya da yeni bir proje ve dosya adı oluşturulabilir. [7]

## 4.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte karşılaşılan bir çok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve etkin sayısal yöntemlerden biridir.

Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akışı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük alanının almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyan pratikte özel bir öneme sahiptir.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

### 4.2.1. Sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtuel is prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir (Örneğin, Argyis (1964)).

İlk gerçek kabuk elemanlar aksenal simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher (1969)). Araştırmacılar 1960'li yılların başlarında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanısıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri (1966) ve Koenig ve Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960 'li yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 yıllarının ortaları itibarıyla sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

Bu yöntemde yapı "sonlu" boyutta çok sayıda "elemana" bölünerek analizler gerçekleştirilmektedir. Metodun adı da buradan gelmektedir.

Matematik modelleme işleminin, modelin varyasyonel problem olarak ifade edilmesinden sonraki aşaması, bilgisayarda çözümlenmesi hedeflenen ayrık modelin oluşturulmasıdır. Günümüzde, diferansiyel denklemlerle ilgili matematik modellerin ayrık benzesiklerinin oluşturulması ve elde edilen ayrık problemin bilgisayarda çözümlenmesi açısından en kapsamlı ve evrensel yöntem, sonlu elemanlar yöntemi (SEY)'dir. Bu yöntemin klasik sonlu farklar yönteminden başlıca farkı, bunun sınır değer problemini değil, varyasyonel problemi temel almasıdır.

Bu nedenle SEY, bilimsel ve teknolojik problemlerin sayısal çözümlenmesinde en çok kullanılan yöntemlerin başında gelmektedir. SEY'in boyutlarının büyüklüğünü göstermek için, bunun hem matematiksel analiz, hem diferansiyel denklemler, hem sayısal yöntemler, hem bilgisayar bilimleri, hem de ayrıca çeşitli mühendislik bilimleri dallarıyla iç içe olduğunu söylemek yeterlidir.

Sonlu eleman metodunu diğer metotlara üstün kılan başlıca hususlar şunlardır:

1. Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerinin esnekliği nedeniyle, verilen bir cisimi temsil edebilir, hatta karmaşık şekilli bir cisimde daha güvenilir olabilir.
2. Çok bağlantılı bölgeler (yani bir veya çok delikli cisimler) veya köseleri olan bölgeler zorluk çekilmeksizin incelenebilir.
3. Değişik malzeme ve/ya geometrik özellikleri bulunan problemler ek bir zorluk göstermez. Geometri ve malzeme nonlineeriteleri, kalıtsal olsa bile (örneğin zamana bağlı) malzeme özellikleri kolaylıkla göz önüne alınabilir.
4. Sebep-sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan geliştirilmiş "kuvvetler" ve "yerdegistirmeler" cinsinden formüle edilebilir. Sonlu eleman metodunun bu özelliği problemin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
5. Sınır şartları kolayca uygulanır.
6. Sonlu eleman metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebep sonuç ilişkilerini hesaplamak için çok etkin bir şekilde kullanılabilir. Analitik ve deneysel metotlardan daha hassas sonuç verir.

Sonlu elemanlar yönteminin günümüzdeki uygulamaları oldukça fazladır ve diferansiyel eşitliklerle düzenlenen fiziksel tüm problemleri kapsar. Sonlu elemanlar yönteminin yararları, genişçe kullanılmasına yardımcı olmaktadır . Bunların bazıları :

1. Bitişik elemanlardaki malzeme özellikleri aynı olmayabilir. Bu özellik bir kaç malzemenin birleştirildiği cisimlerde uygulanabilmesine imkan vermektedir.
2. Düzgün olmayan sınırlara sahip şekiller, eğri kenarlı elemanlar kullanılarak analiz edilebilirler.

3. Eleman boyutları kullanıcı tarafından değiştirilebilir. Böylece önemli değişiklikler beklenen bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri büyük elemanlara bölünerek işlem hızı artırılabilir.
4. Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi sınır durumları yöntem için zorluk oluşturmaz. Karışık sınır durumları kolaylıkla ele alınabilir.

Doğru element tipini seçmek analiz işleminin çok önemli bir parçasıdır. Bu adım için kullanıcının yeterince sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgi sahibi olması gerekir. Çözümü istenen cismin geometrisi, analizin tipi (mukavemet, ısı transferi, manyetik analiz tipi) ve sınırları eleman seçimini etkiler.

Malzeme özellikleri, malzemenin elastikiyet modülü veya özgül ağırlık gibi geometriden bağımsız fiziksel özelliklerdir.

Bu noktada malzemenizin fiziki özelliklerini tanımlarsınız. Örneğin katı yapısal problemler için, elastikiyet modülünü, poisson's oranını ya da malzemenin yoğunluğu tanımlamalısınız.

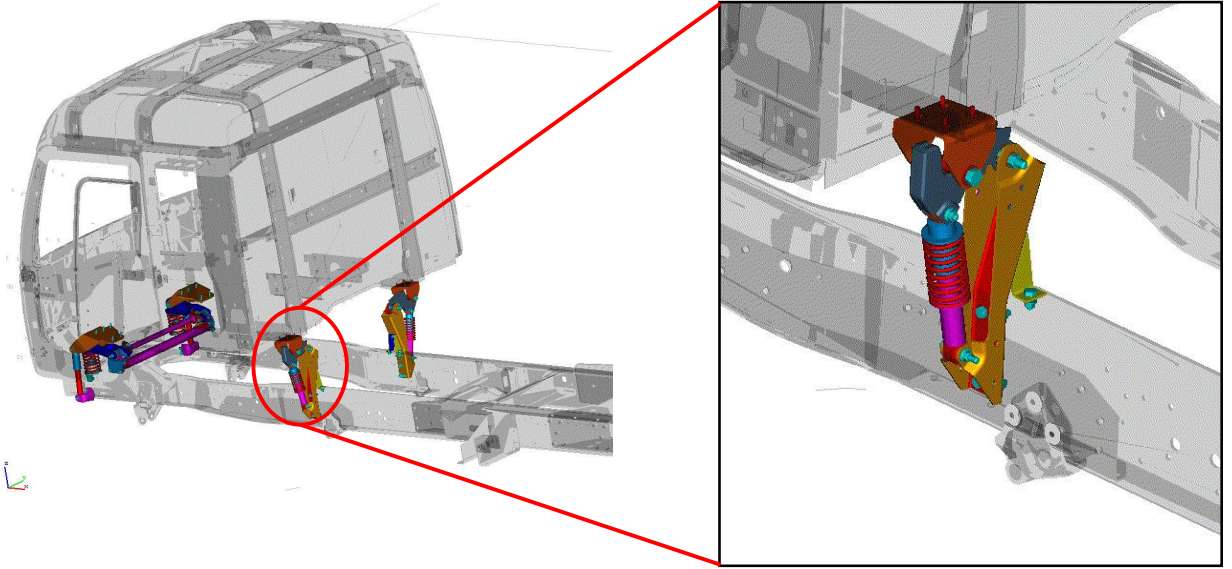
Sonlu elemanlar metodunu kullanarak yapılan bir analiz işleminde ağ oluşturma işlemi sonlu elemanlar metodunun belkemiğini oluşturur. Termal, yapısal, mekanik, akışkan ve elektromagnetik gibi mühendisliğin temel alanlarında sayısal analiz işlemleri esnasında ağ oluşturma işlemi vazgeçilmez bir adımdır. Ağ oluşturma işlemi düğüm noktalarının ve elemanların koordinatlarını oluşturur. Aynı zamanda kullanıcı tarafından girilen minimum bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları sıralar, numaralanmasını sağlar.

Çözümü istenilen problemin geometrisi kullanılan sonlu elemanlar yöntemine dayalı paket program içinde veya bir CAD ortamında oluşturulabilir. Modelin başka CAD ortamında oluşturulması durumunda IGES, SAT, VDA gibi dönüştürücü formatlar kullanılarak sonlu elemanlar programına transfer edilebilir.[2]

### 4.3. Kep Arka Süspansiyonu

Kep arka süspansiyon braketi Şekil 4.1’de de görüldüğü üzere kebin stabilizasyonunu sağlayan süspansiyonları desteklemek üzere tasarlanmış bir elemandır. Kebin arka kısmında, sürüş ve yol şartlarından kaynaklanan (viraj, çukurlar, tümsekler, hızlanma, yavaşlama, vb.) zorlanmalarda süspansiyona destek olur.

Bu braket bulunduğu konum ve üstlendiği görev itibarıyla çok çeşitli statik ve dinamik zorlanmalara maruz kalmaktadır. Dizaynından sonra bu hususlar göz önüne alınarak analiz edilmelidir.

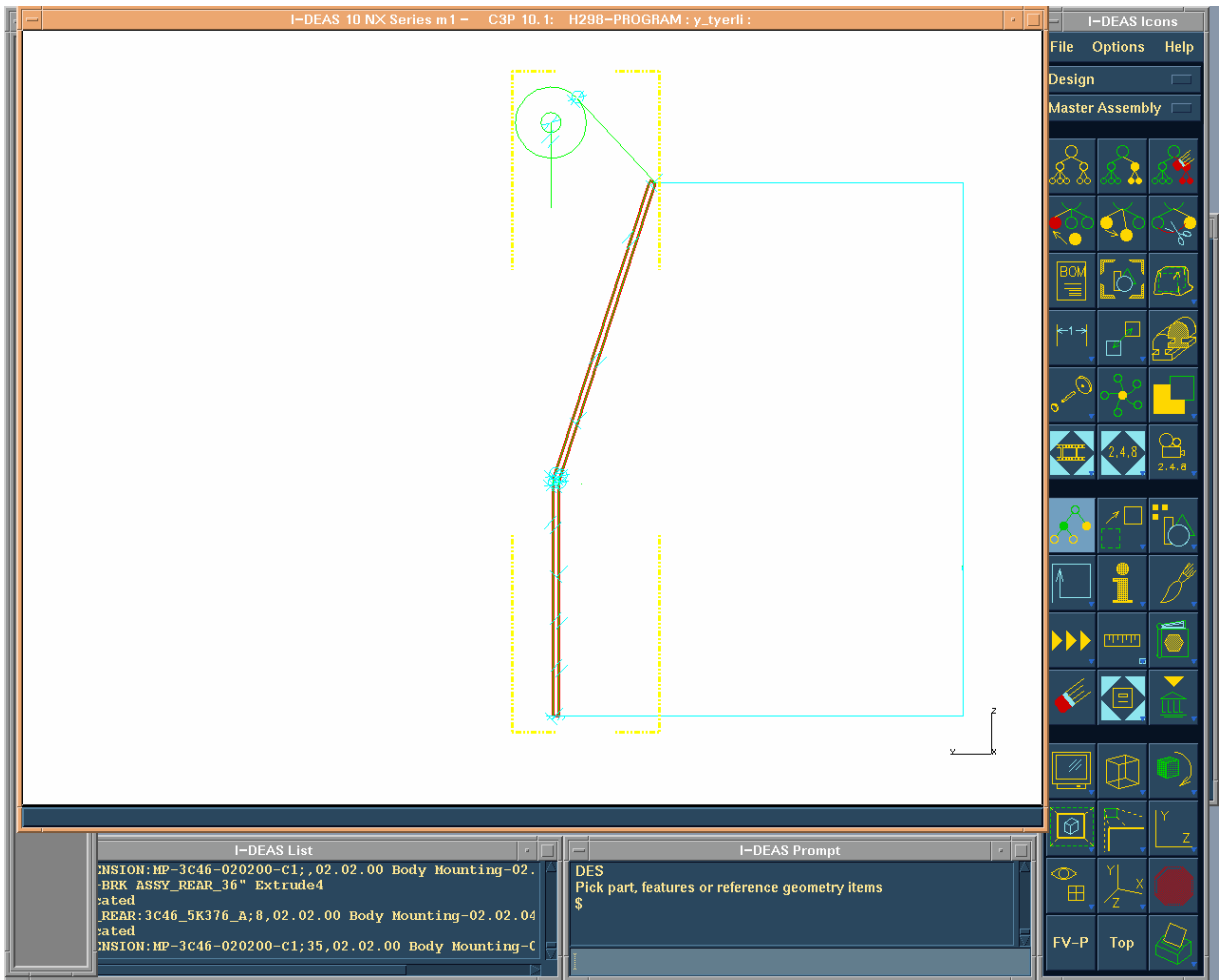


Şekil 4.1. Kep Arka Süspansiyonu



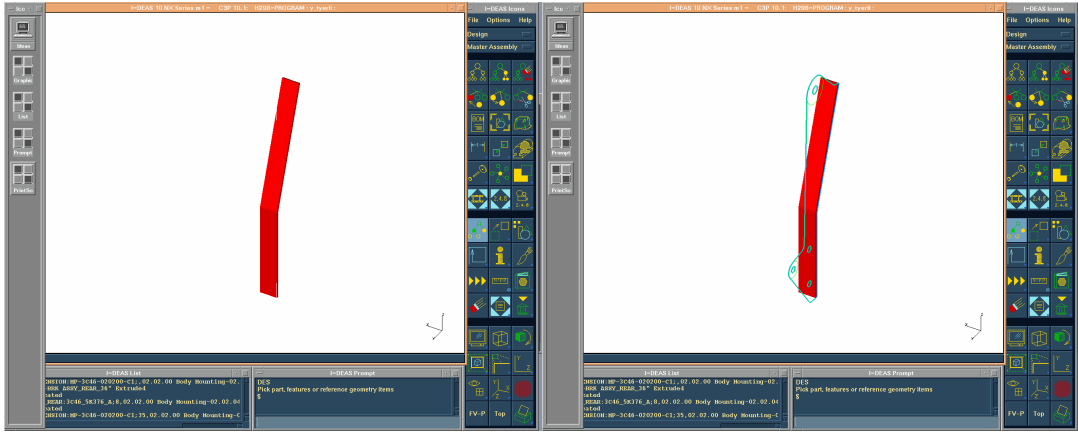
#### 4.4. Kep Arka Süspansiyon Braketi Dizaynı

Parçanın bağlantı noktalarına göre iki boyutlu kesitleri I-DEAS programı Master Modeller modülünde çizilir(Şekil 4.2). Bu görünüşler kullanılarak üç boyutlu perspektif oluşturulacaktır. Bu noktada dikkat edilecek husus, süspansiyon sisteminin diğer elemanlarına karşılık gelen noktaların doğru bir şekilde modellenmesidir. Aksi halde dizayn edilecek parçanın herhangi bir kullanımı söz konusu olamayacaktır.



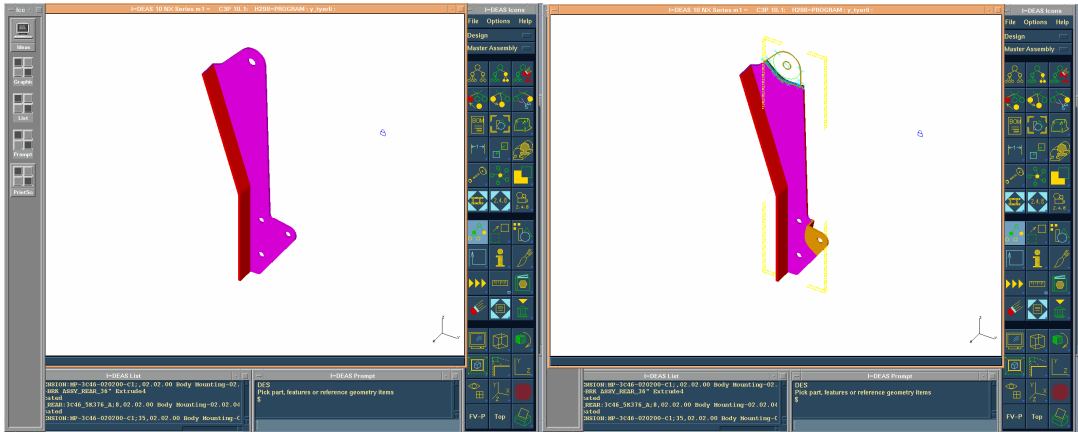
Şekil 4.2. Kep Arka Süspansiyon Braketinin Kesitinin Oluşturulması

Parçanın referans kesitinin üzerine ana formu eklenir. Daha sonra “EXTRUDE” komutunun “PROTRUDE” seçeneği kullanılarak üç boyutlu görünüme geçilir. Oluşturulan bu ilk form, parçanın temel görüntüsünü oluşturacaktır(Şekil 4.3).



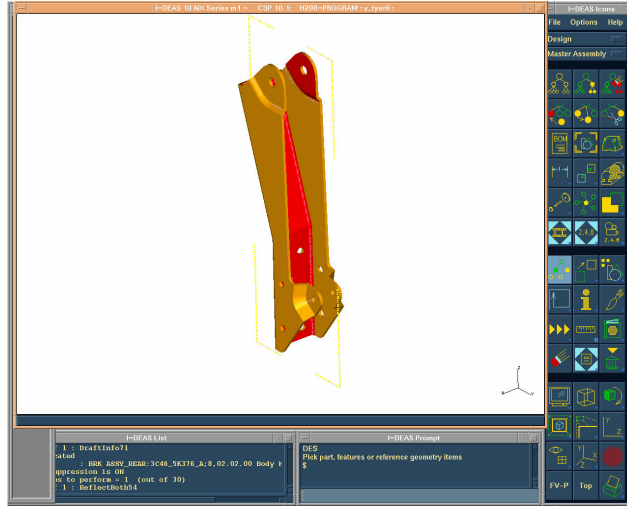
Şekil 4.3. Braketin Temel Kesitlerinin Oluşturulması

İlk formun oluşturduğu flanşın üzerinde, bağlantı noktalarına karşılık gelecek bölgelerde “EXTRUDE” komutunun “CUT-OUT” seçeneği kullanılarak gerekli boşaltmalar ve delikler açılır(Şekil 4.4).



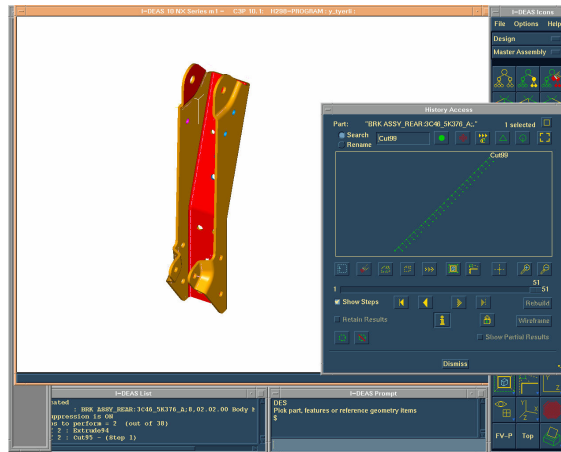
Şekil 4.4. Braketin Üzerindeki Deliklerin ve Boşaltmaların Oluşturulması

Boşaltmalar ve delikler açıldıktan sonra flanş üzerindeki keskin kenarlar ve geçişler “FILLET” komutu kullanılarak, istenilen radyuslarda yuvarlatılır. Son halini alan flanş, “MIRROR” komutu ile parçanın dik ekseninde kopyalanarak parçaya nihai hali kazandırılır(Şekil 4.5).



Şekil 4.5. Braketin Üzerindeki Formlar Verilerek Dizaynının Tamamlanması

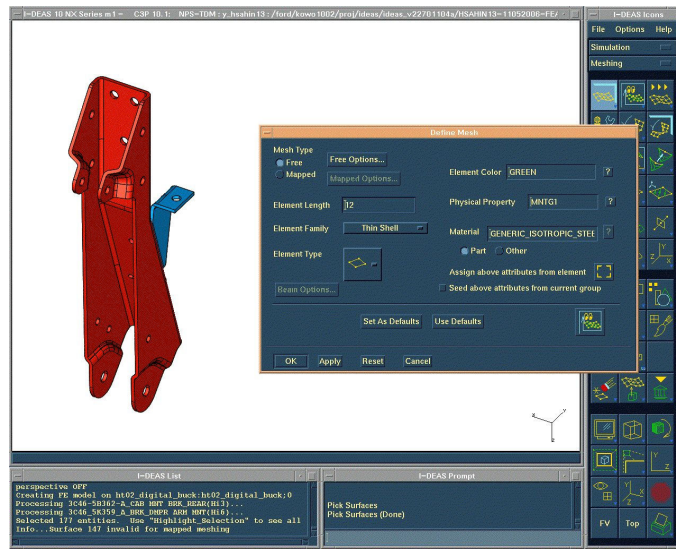
Son halini alan parça Şekil 4.6’da “HISTORY”de görüldüğü gibi 33 adımda dizayn edilmiştir.



Şekil 4.6. Braketin Dizayn Geçmişinin Görüntülenmesi

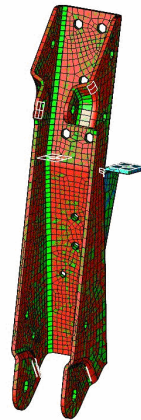
#### 4.5. Arka Süspansiyon Braketinin Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturması

I-DEAS Meshing modülünde “DEFINE MESH” komutu ile parçanın sonlu elemanlar modeli oluşturulur. Genellikle, sac parçaların sonlu elemanlar analizlerinde, parça et kalınlıklarının nispeten ince olması nedeniyle ve analiz sürelerinden tasarruf etmek amacıyla “Thin Shell” tipi eleman çeşitleri kullanılır(Şekil 4.7).



Şekil 4.7. Braketin Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

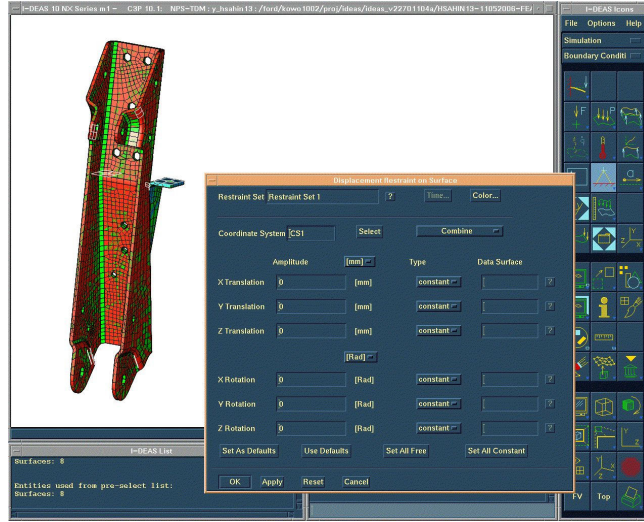
Bu şekilde Şekil 4.8 deki sonlu elemanlar modeli oluşturulur.



Şekil 4.8. Braketin Sonlu Elemanlar Modeli

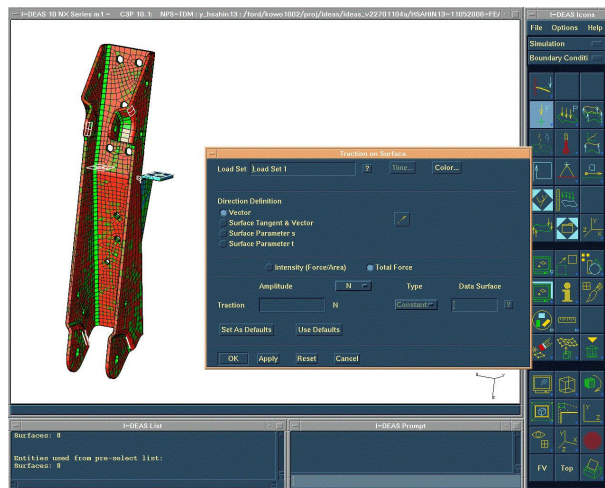
#### 4.6. Sınır Şartlarının Tanımlanması

Öncelikle sonlu elemanlar modeli üzerinde, bağlantı noktalarını temsil etmesi amacıyla, şase kollarındaki ve braket bağlantı noktaları sabitlenmiş olarak tanımlanır(Şekil 4.9).



Şekil 4.9. Braketin Sonlu Elemanlar Modeline Sınır Şartlarının Tanımlanması

Daha sonra, model üzerinde, yerçekimi yüklerinden kaynaklanan, viraj yükü ve ani fren yükü kuvvetleri, ayrı yük grupları olarak tanımlanır.

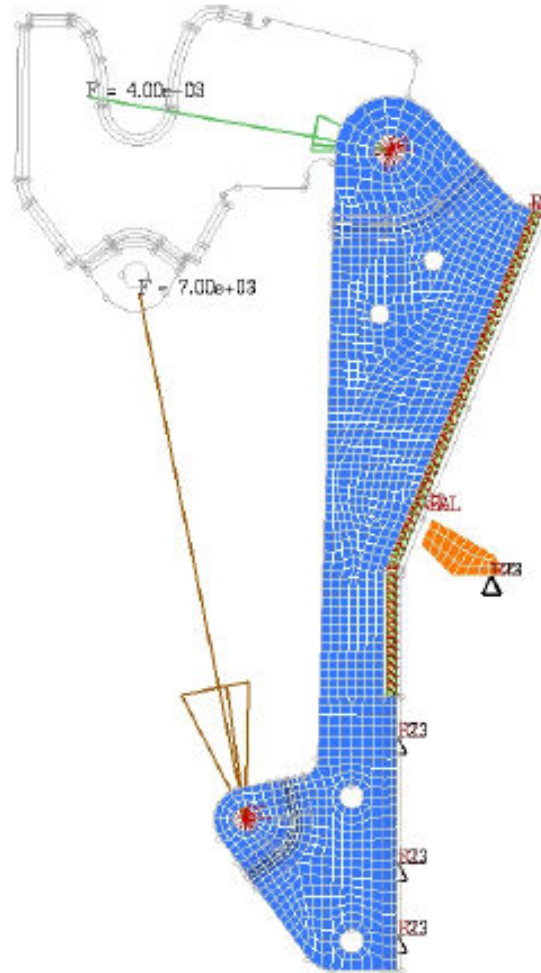


Şekil 4.10. Braketin Sonlu Elemanlar Modeline Yüklerin Tanımlanması

Taşıt gövdesinin ağırlığı 800kg olarak alınmıştır. Braket, araç eksenine göre Z ve Y yönlerinde yükler taşımaktadır ve X yönünde hareket serbestliği vardır. Analizler aşağıdaki yükler altında yapılacaktır:

- 3.5g lik yük Z yönünde etkiletilmiştir:  $3.5 \times 800 / 4 = 7.0\text{kN}$  ( Ani Frenleme Durumu)
- 1g lik yük Y yönünde etkiletilmiştir:  $1 \times 800 / 2 = 4.0\text{kN}$  (Viraj Durumu)

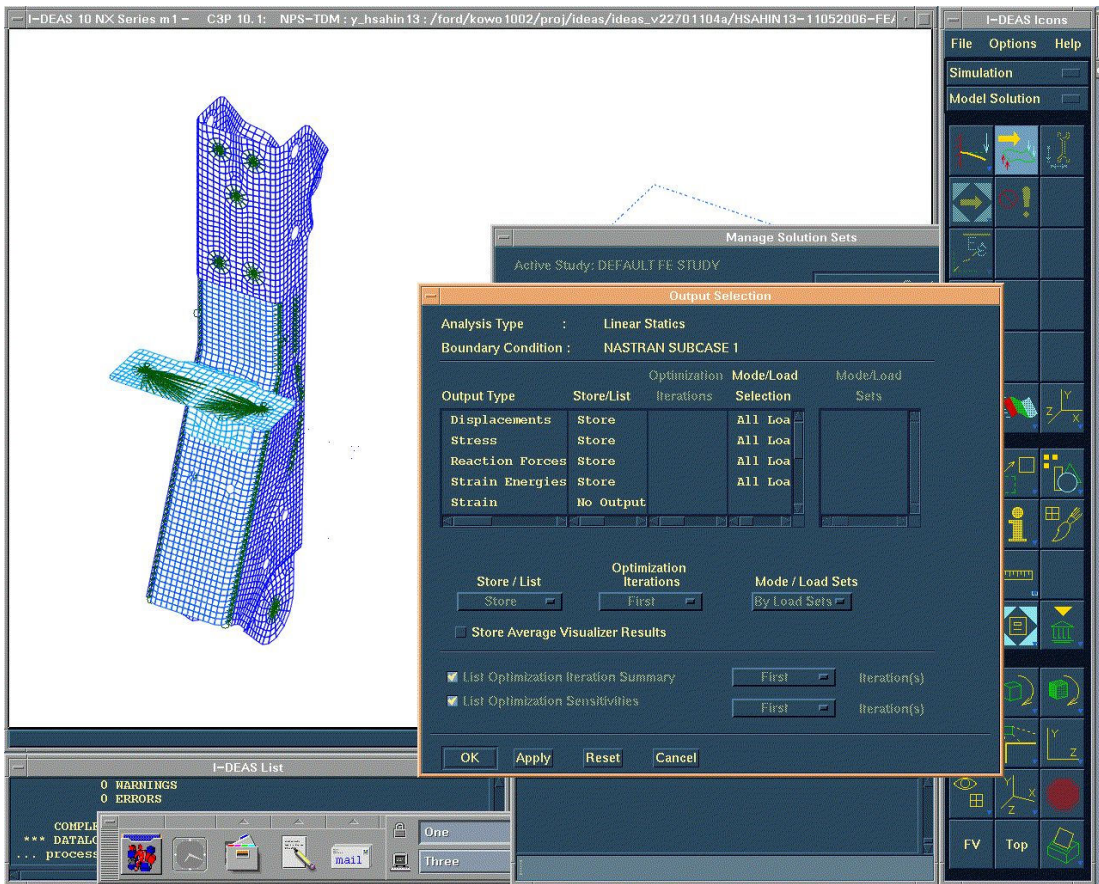
Bu yerçekimi kuvvetleri, diğer bağlantı elemanları üzerinden iletildiği için, uygulama eksenleri bu doğrultuda tanımlanmıştır(Şekil 4.11).



Şekil 4.11. Braketin Sonlu Elemanlar Modeline Tanımlanan Yükler ve Sınır Şartları

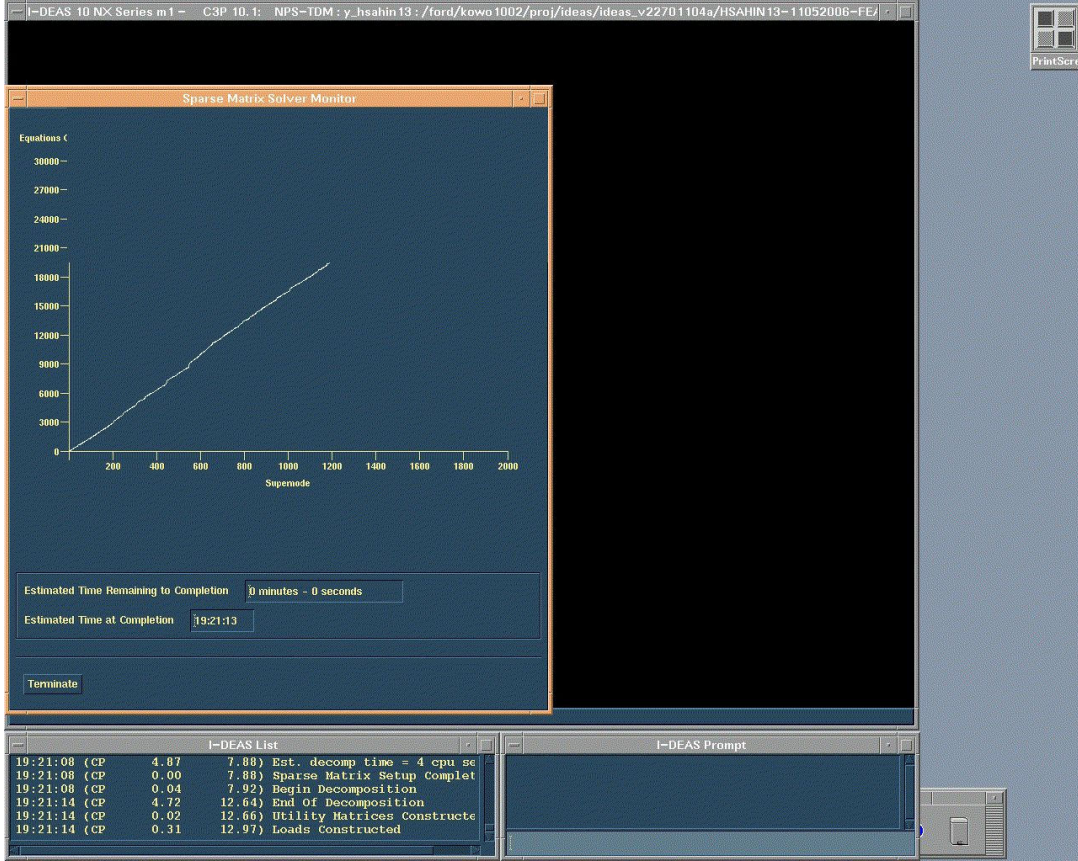
#### 4.7. Çözüm Setinin Oluşturulması ve Analizin Başlatılması

Tanımlanan sınır şartlarına göre, ani frenleme ve viraj olmak üzere iki ayrı senaryo için çözüm grupları oluşturulur. Bu grupların her ikisinden de çözüm sonrasında Von Mises Gerilim Dağılımı ve Uzama Dağılımı analizleri elde edilmek üzere “MODEL SOLUTION” modülündeki “OUTPUT SOLUTION SETS” kısmında ayarlar yapılır(Şekil 4.12).



Şekil 4.12. Braketin Sonlu Elemanlar Analizinde İstenen Çıktıların Tanımlanması

Modelleme adımından sonra verilen sınır şartlarına göre analizin yapılması için “SOLVE” komutu seçilerek I-DEAS programının analiz modülü çalıştırılır(Şekil 4.13).



Şekil 4.13. I-DEAS Analiz Modülünün Çalışması

Bu çalışmalarda çelik için elastiklik modülü  $E = 210.000$  , Al alaşım için  $E = 70.000$  alınmıştır. Uygulanan bu yükler altında, sonlu elemanlar modellerinin davranışları, 5. Bölümde ayrı ayrı incelenecektir.



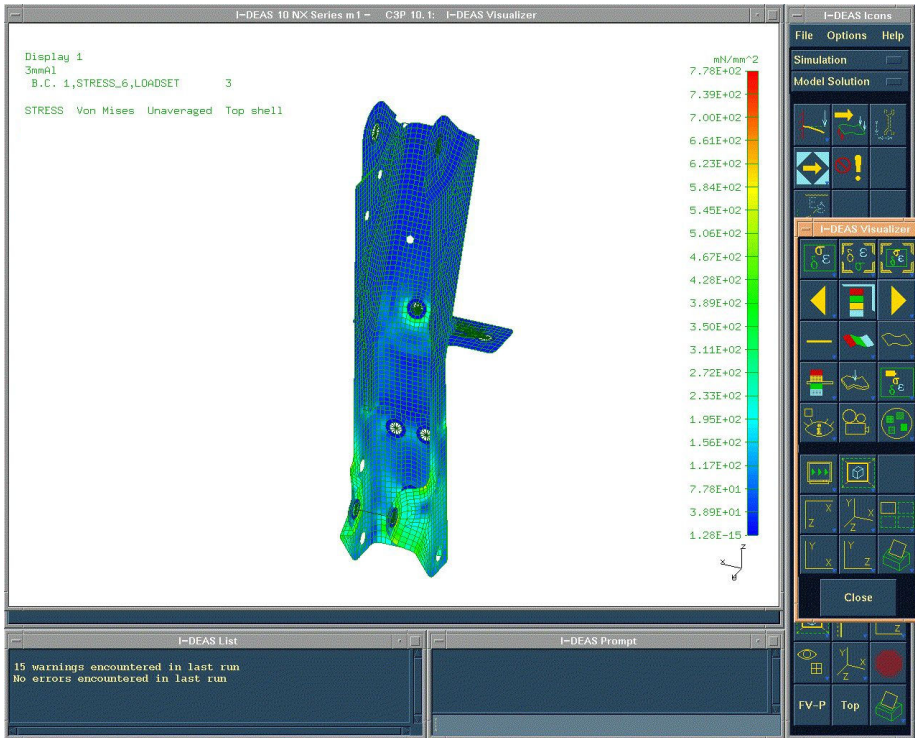
## BÖLÜM 5. ANALİZ

### 5.1. Birinci Model

3 mm kalınlığındaki Al alaşımlı malzemenin analiz sonuçları incelenmiştir.

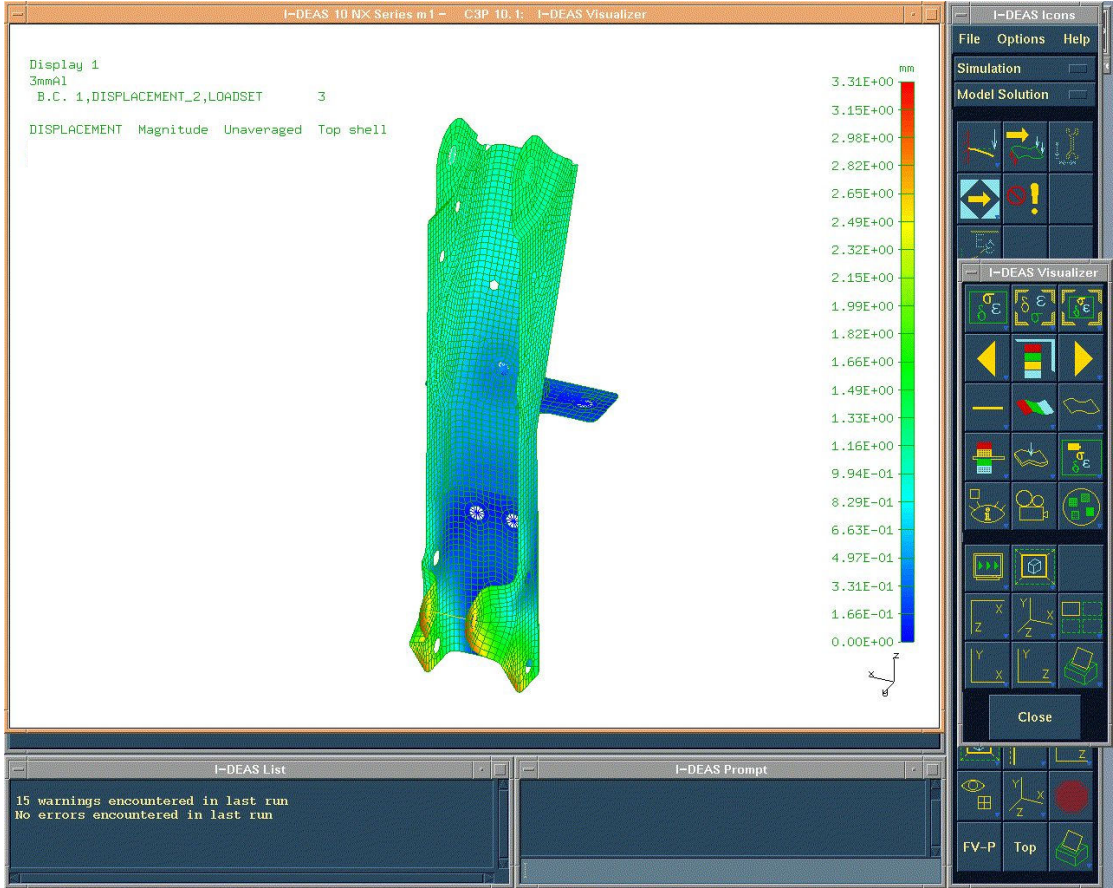
#### 5.1.1. Ani frenleme durumu

Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.1’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 569MPA olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.1. Birinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

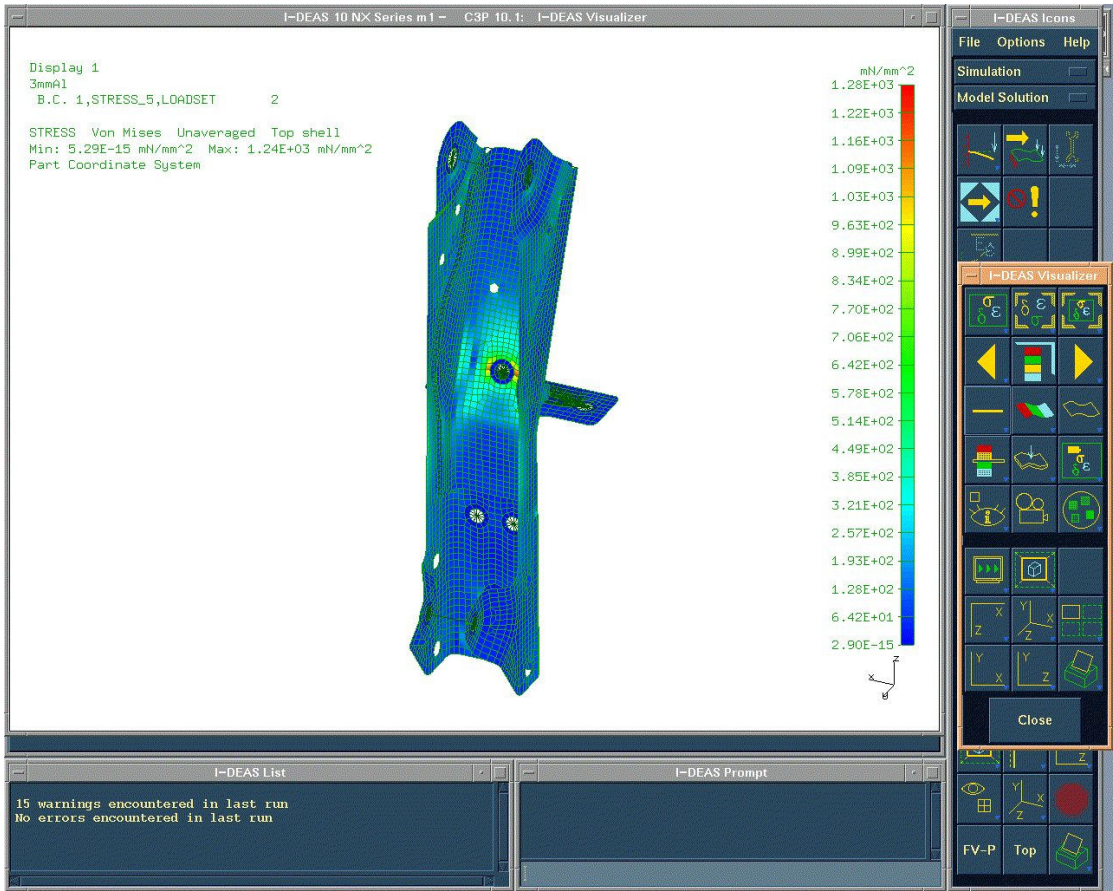
Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.2’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 3,31 mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.2. Birinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

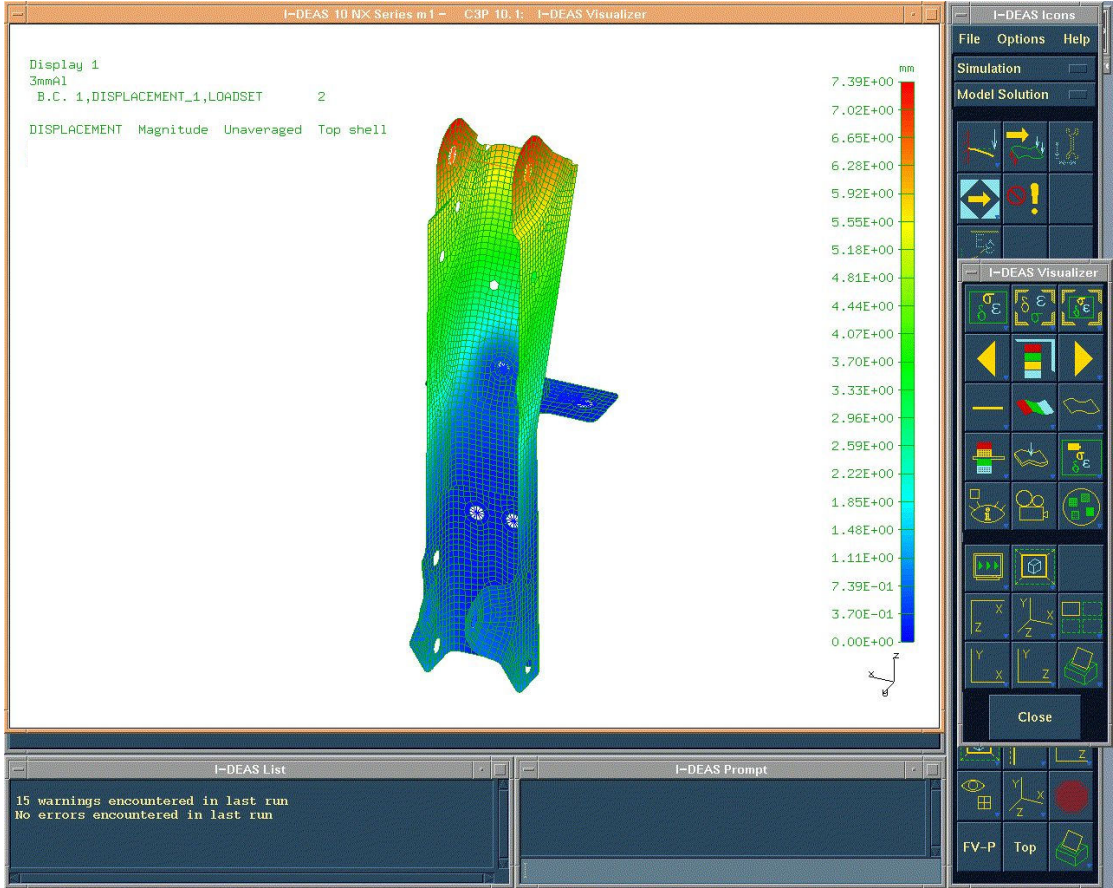
### 5.1.2. Viraj Durumu

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.3’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 621MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.3. Birinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.4’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 7,39mm olarak gözlemlenmiştir.



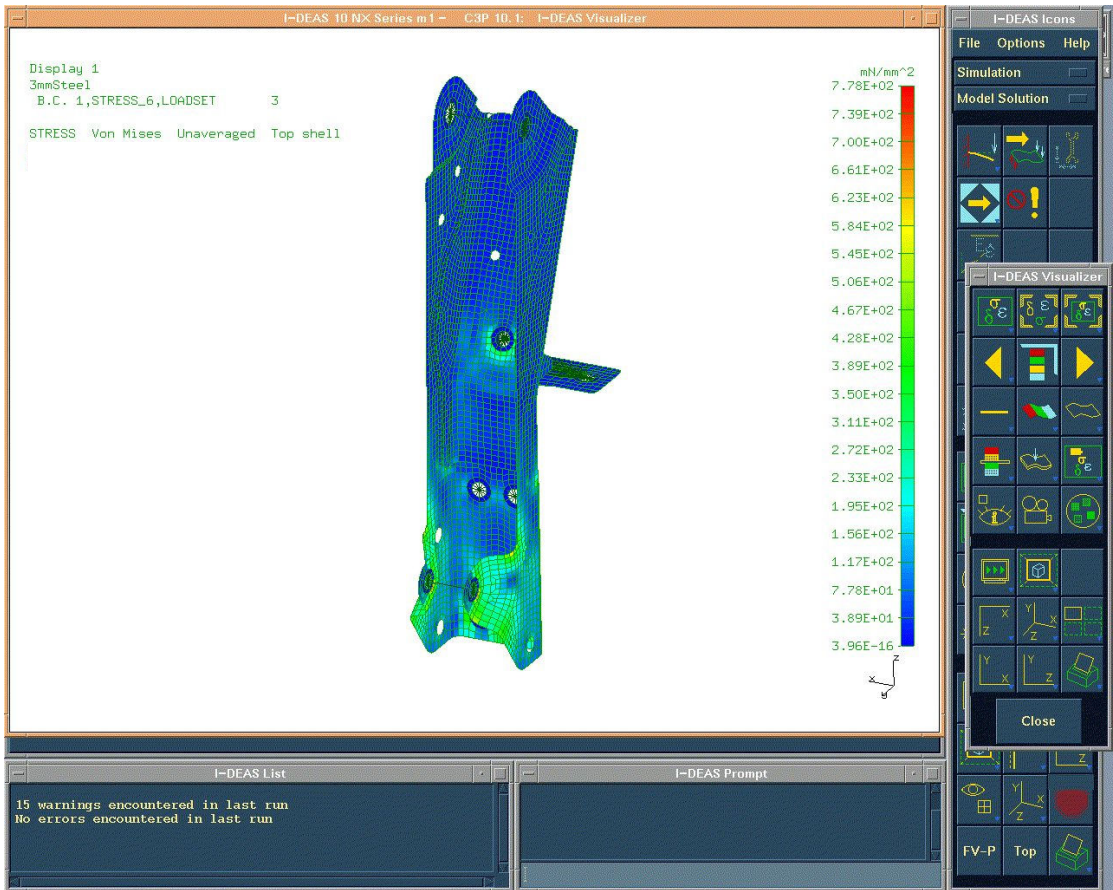
Şekil 5.4. Birinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

## 5.2. İkinci Model

3 mm kalınlığındaki Steel malzemenin analiz sonuçları incelenmiştir.

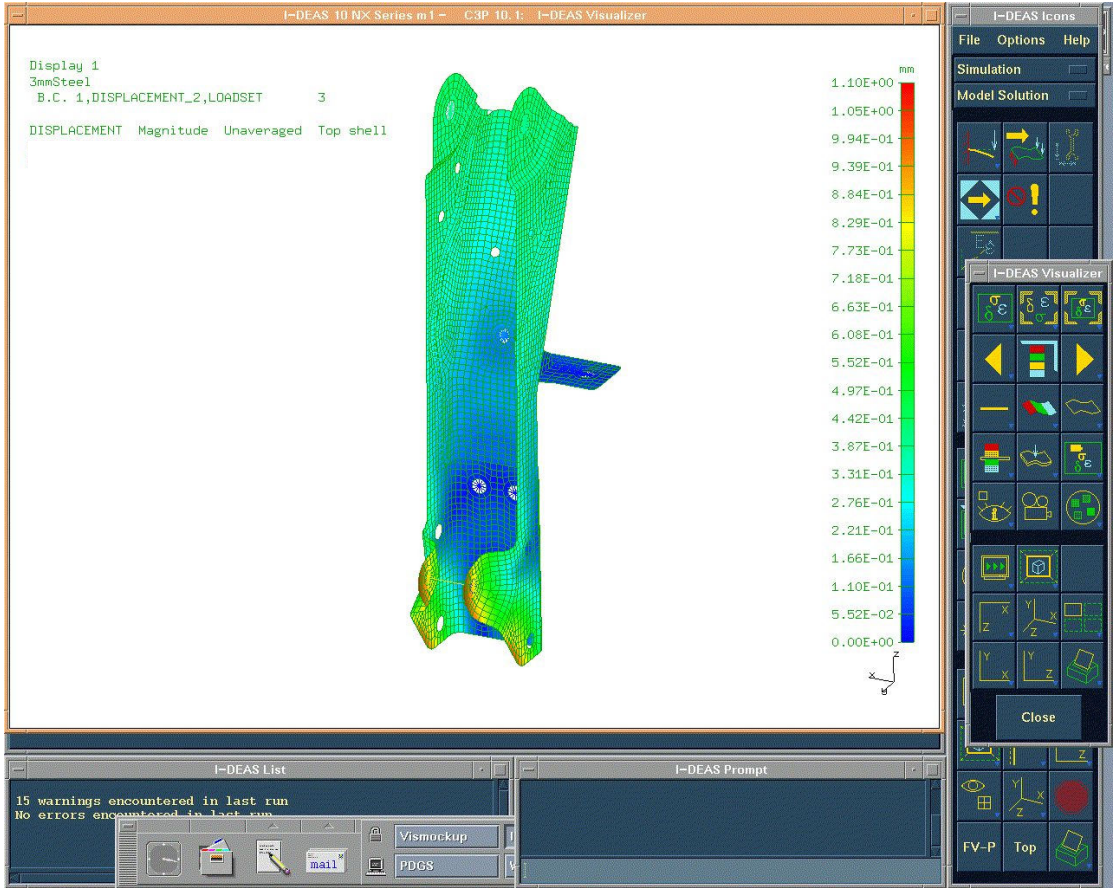
### 5.2.1. Ani frenleme durumu

Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.5’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 569MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.5. İkinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

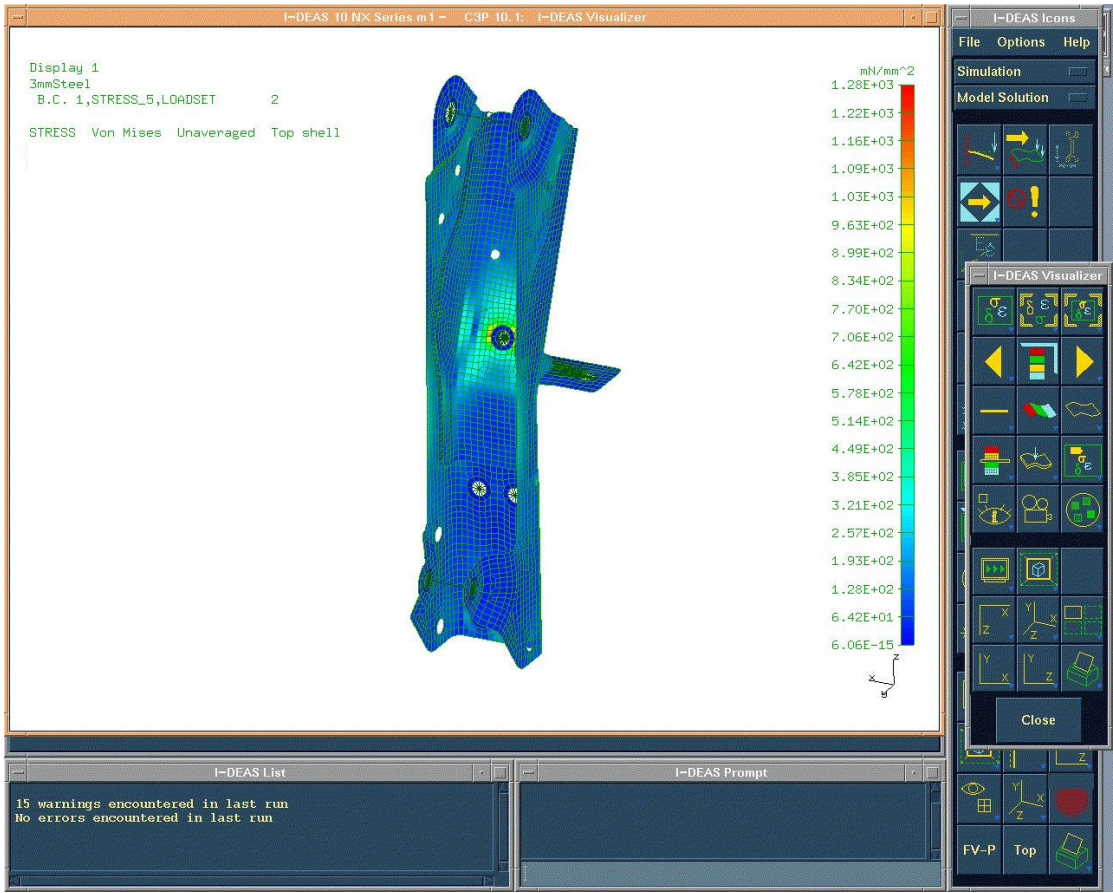
Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.6’ da gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 1,10mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.6. İkinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

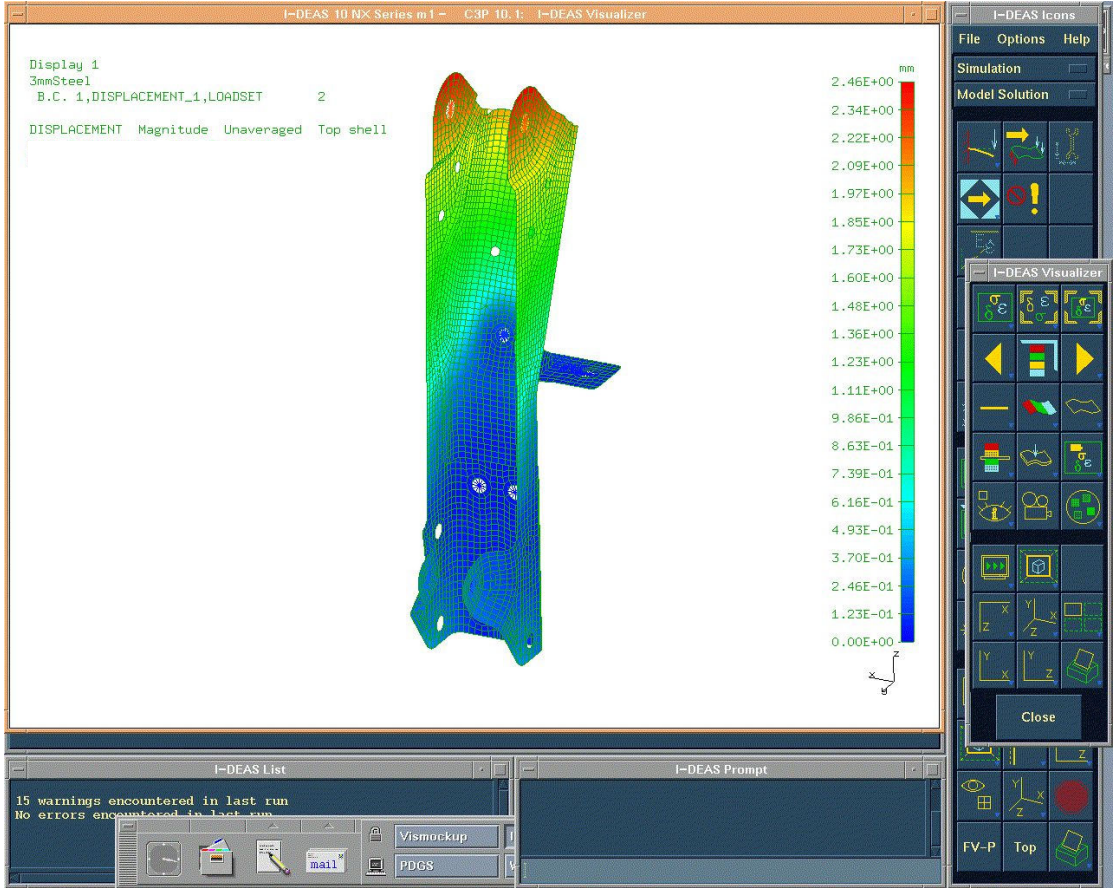
### 5.2.2. Viraj Durumu

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.7’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 621MPA olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.7. İkinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.8’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 2,46mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.8. İkinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

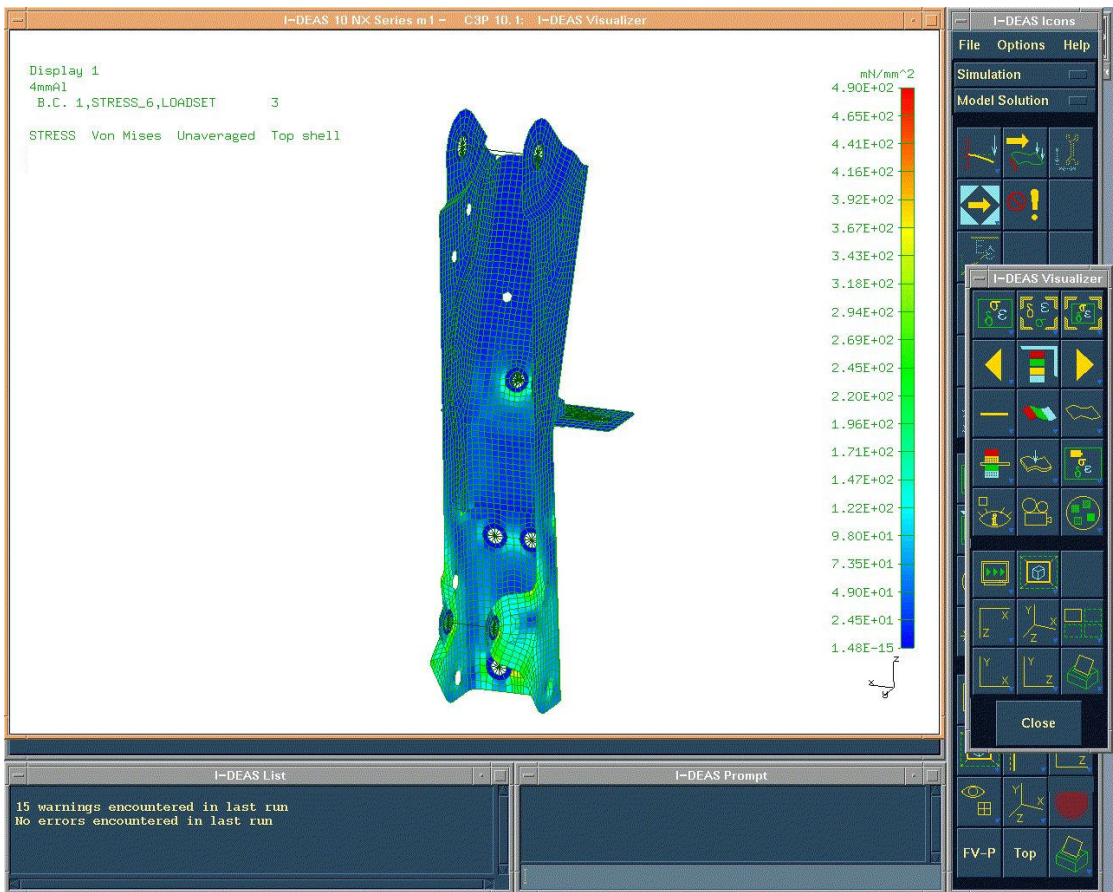


### 5.3. Üçüncü Model

4 mm kalınlığındaki Al alaşımlı malzemenin analiz sonuçları incelenmiştir.

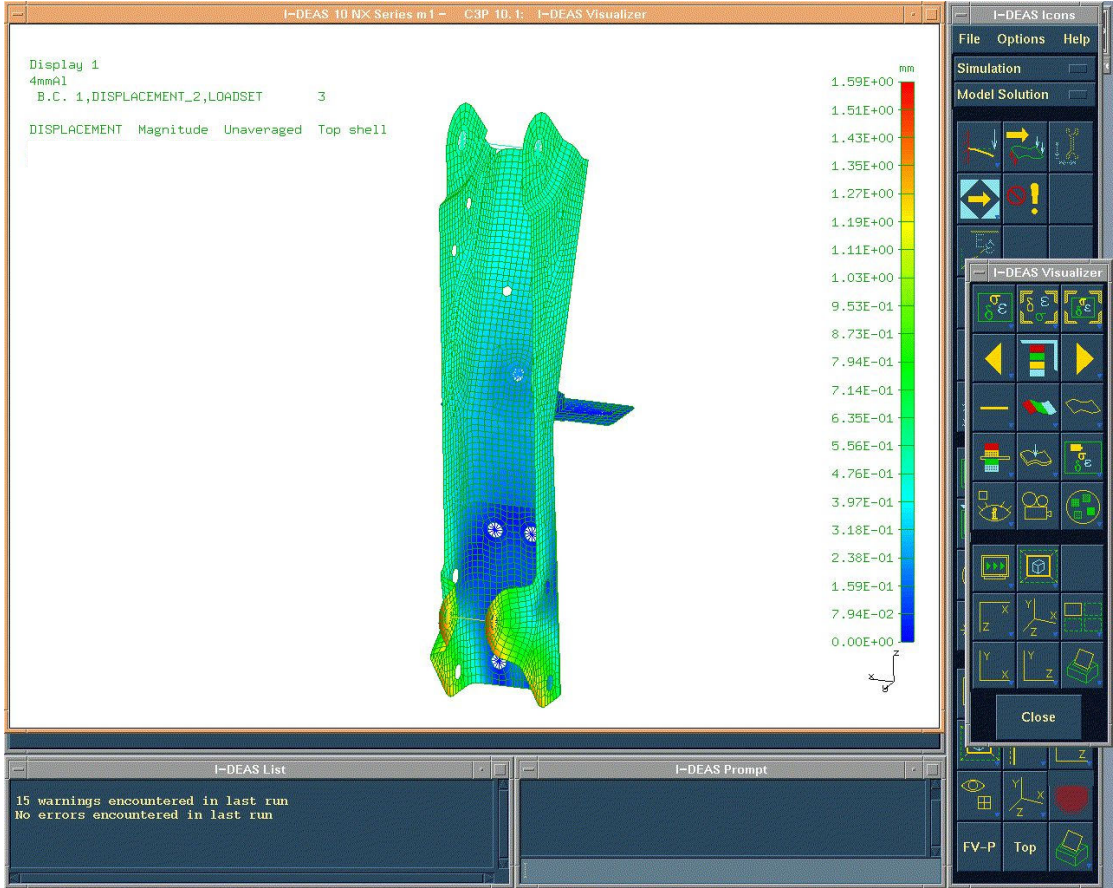
#### 5.3.1. Ani frenleme durumu

Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.9’ da gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 357MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.9. Üçüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

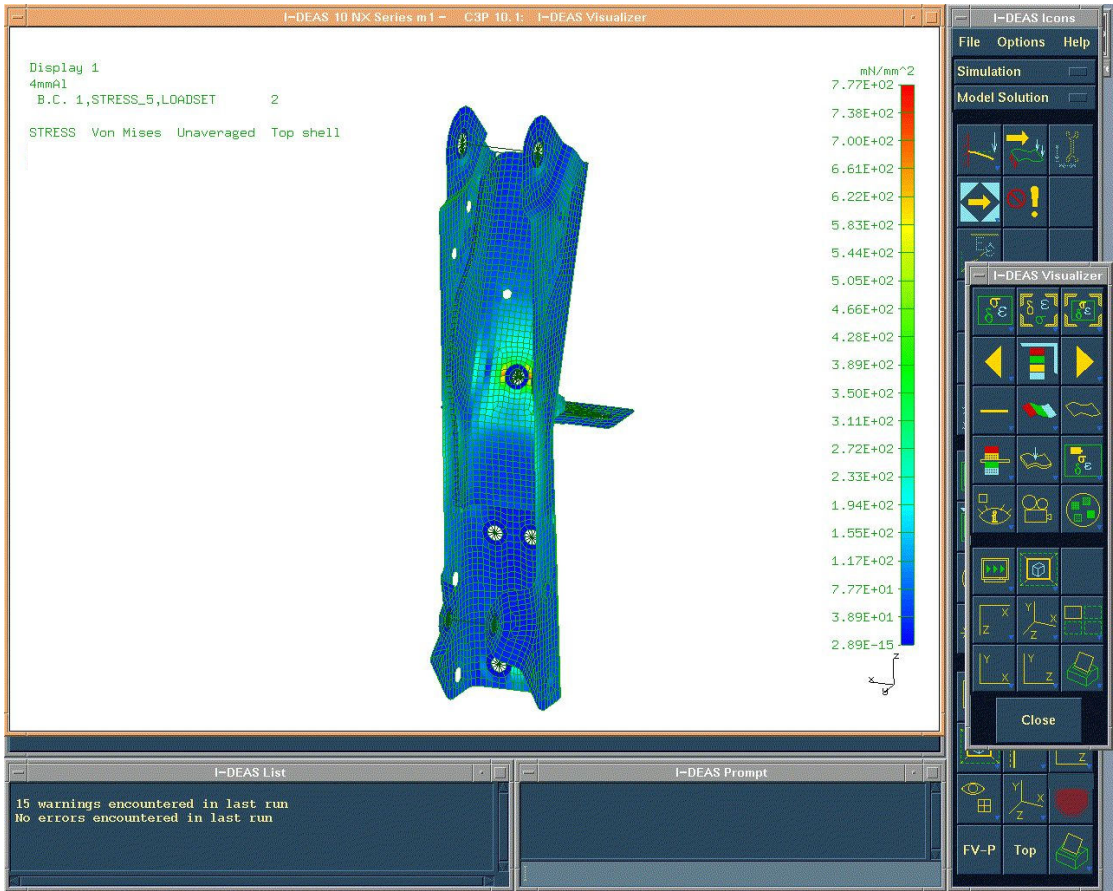
Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.10’ da gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 1,59mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.10. Üçüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

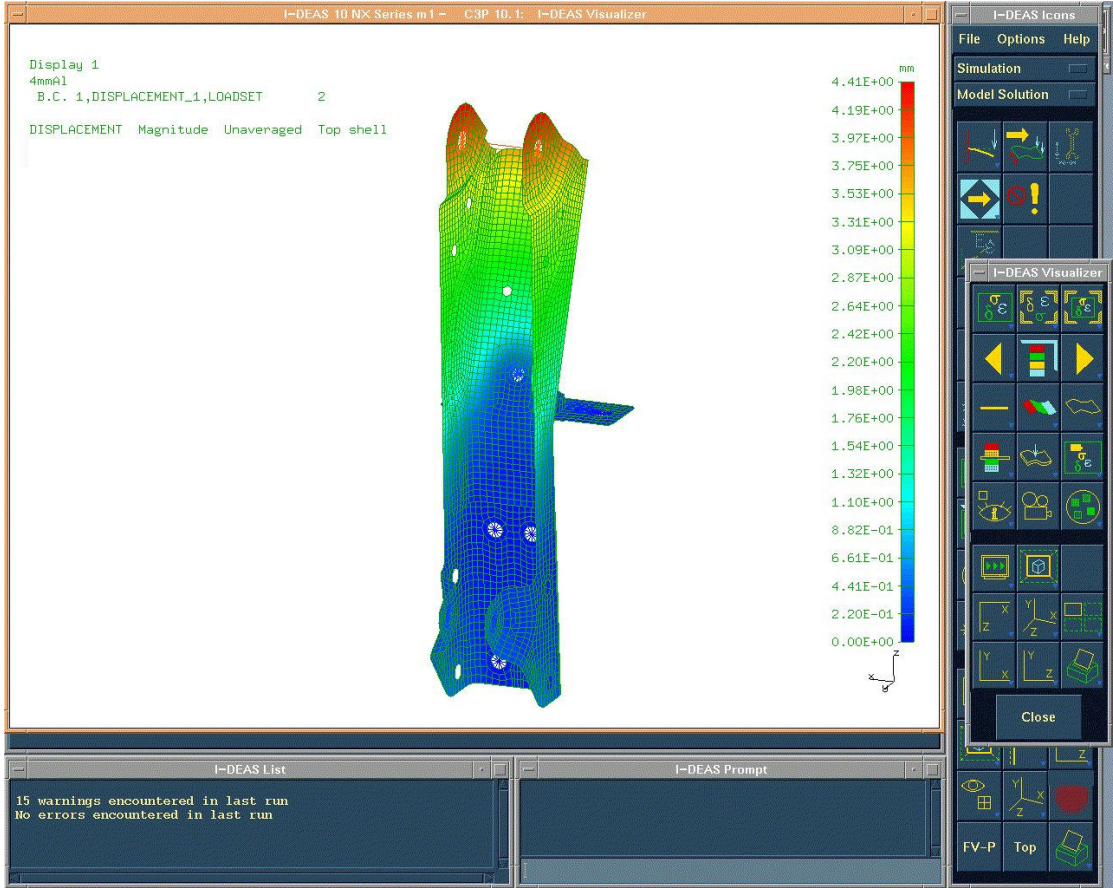
### 5.3.2. Viraj Durumu

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.11’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 373MPA olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.11. Üçüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.12’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 4,41mm olarak gözlemlenmiştir.



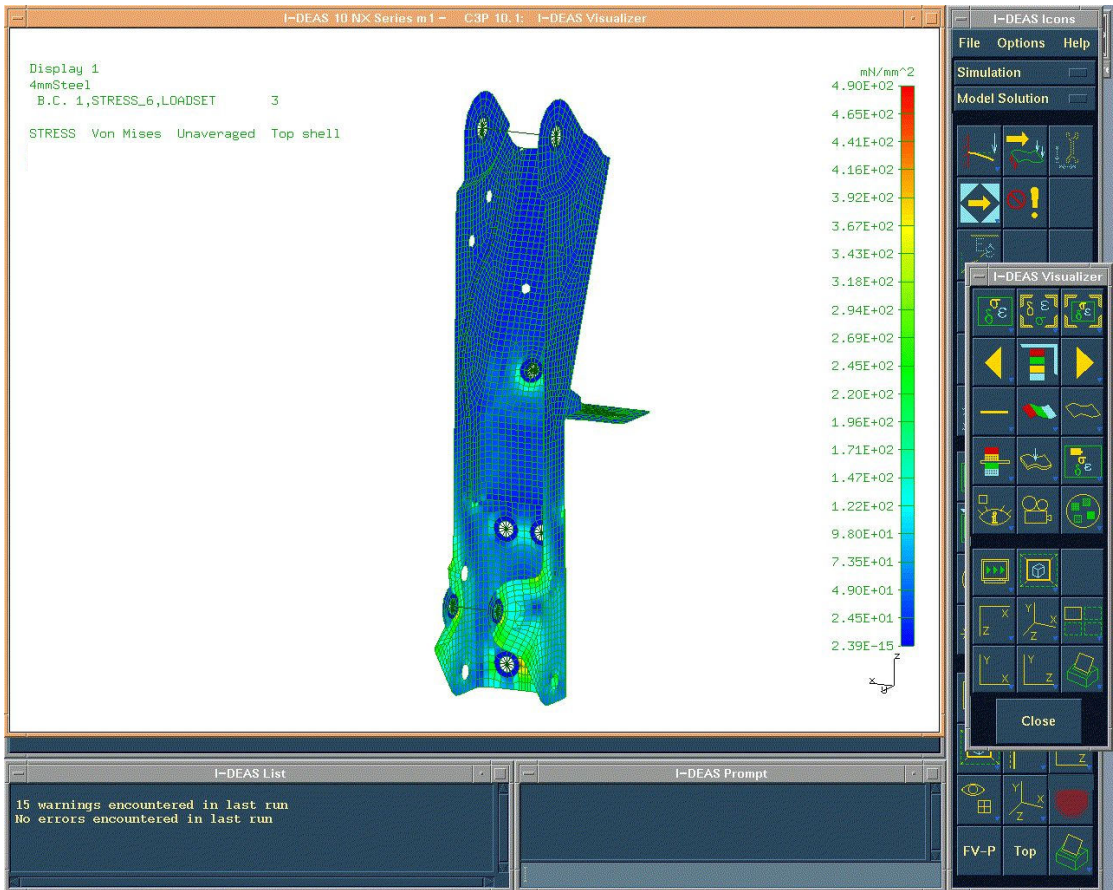
Şekil 5.12. Üçüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

## 5.4. Dördüncü Model

4 mm kalınlığındaki Steel alaşımlı malzemenin analiz sonuçları incelenmiştir.

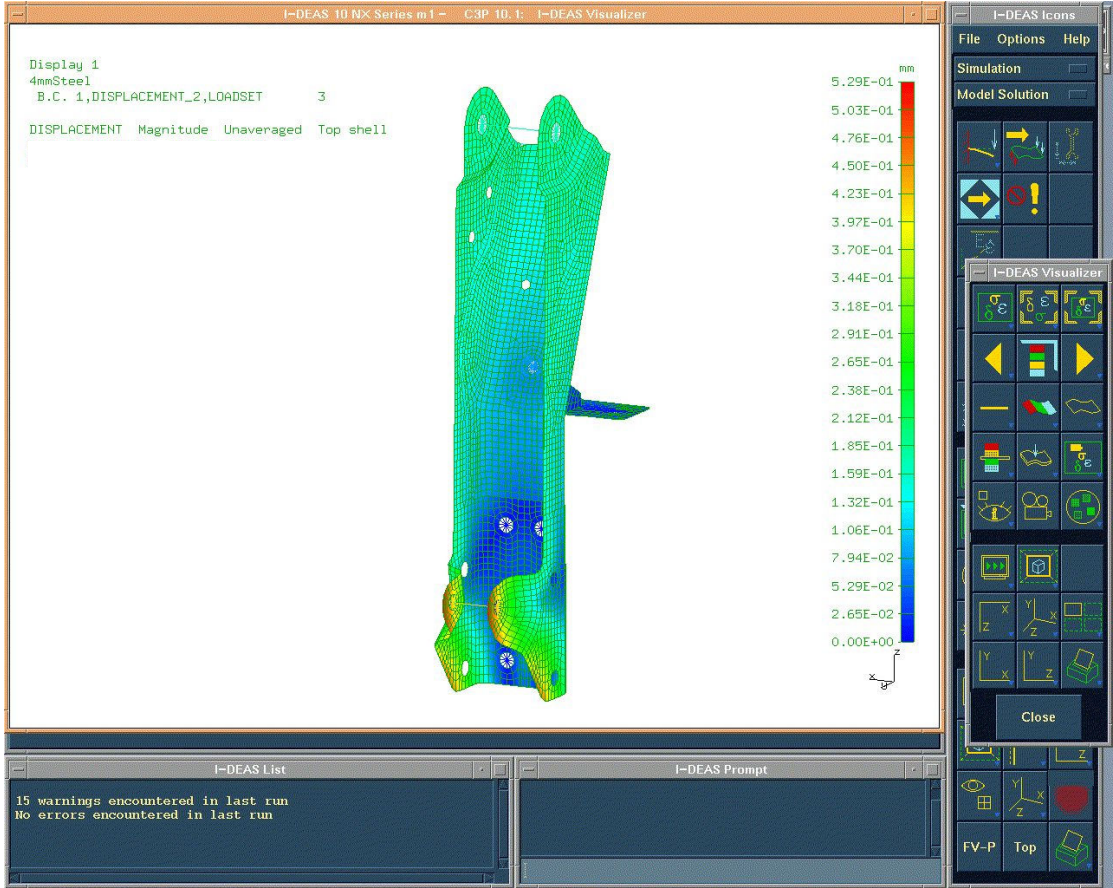
### 5.4.1. Ani frenleme durumu

Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.13’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 357MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.13. Dördüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

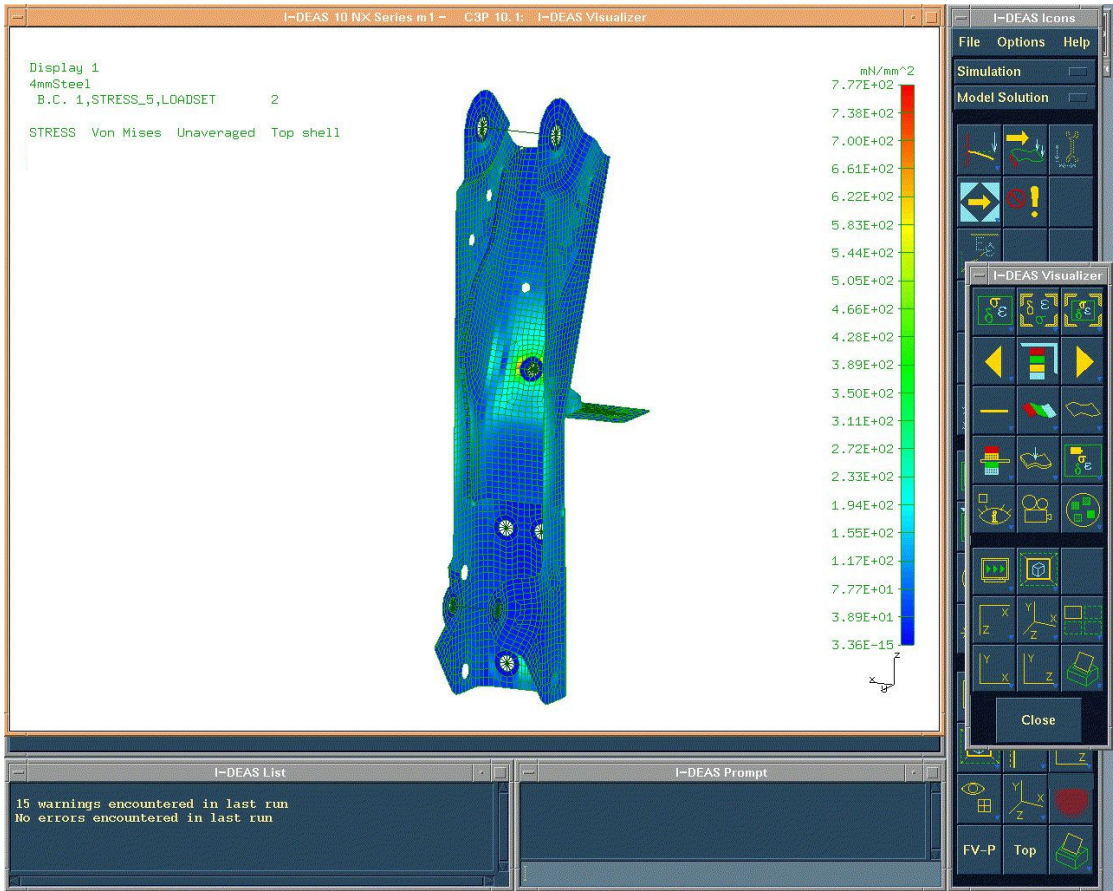
Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.14’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 0,53mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.14. Dördüncü Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

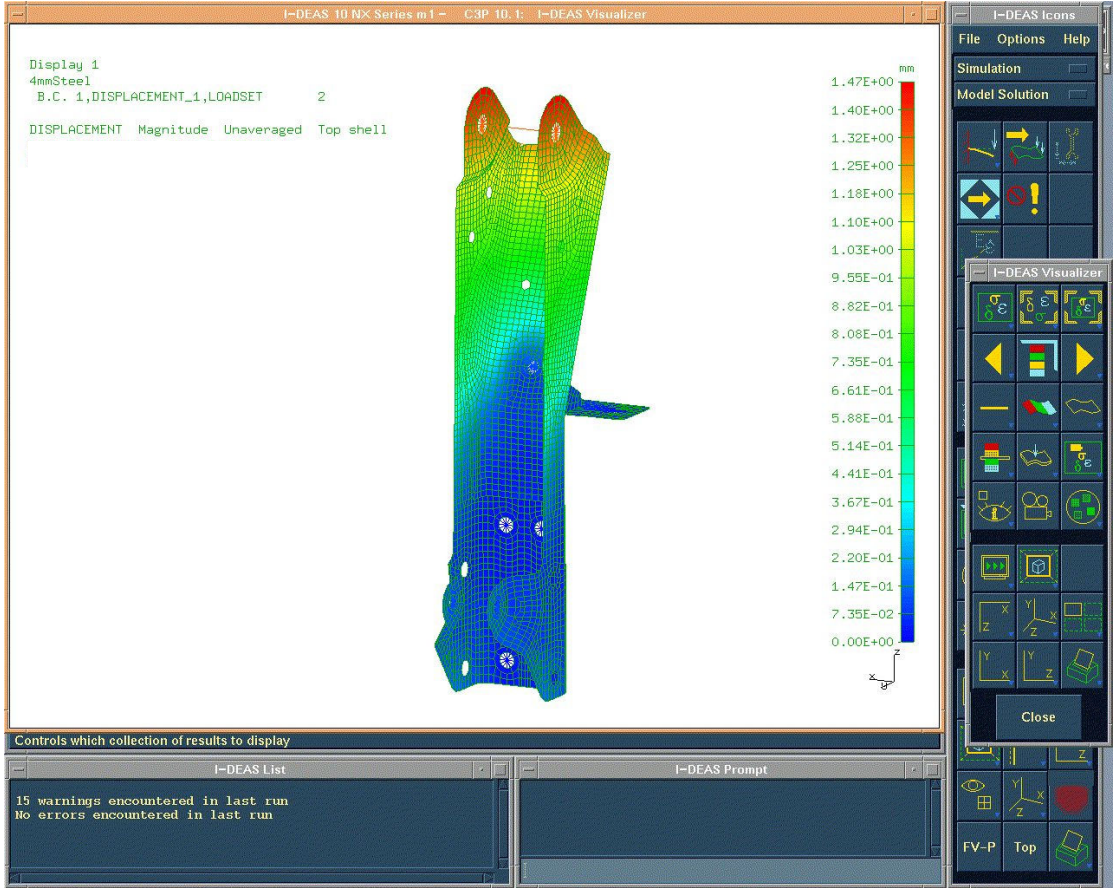
### 5.4.2. Viraj Durumu

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.15’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 373MPA olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.15. Dördüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.16’ da gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 1,47mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.16. Dördüncü Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

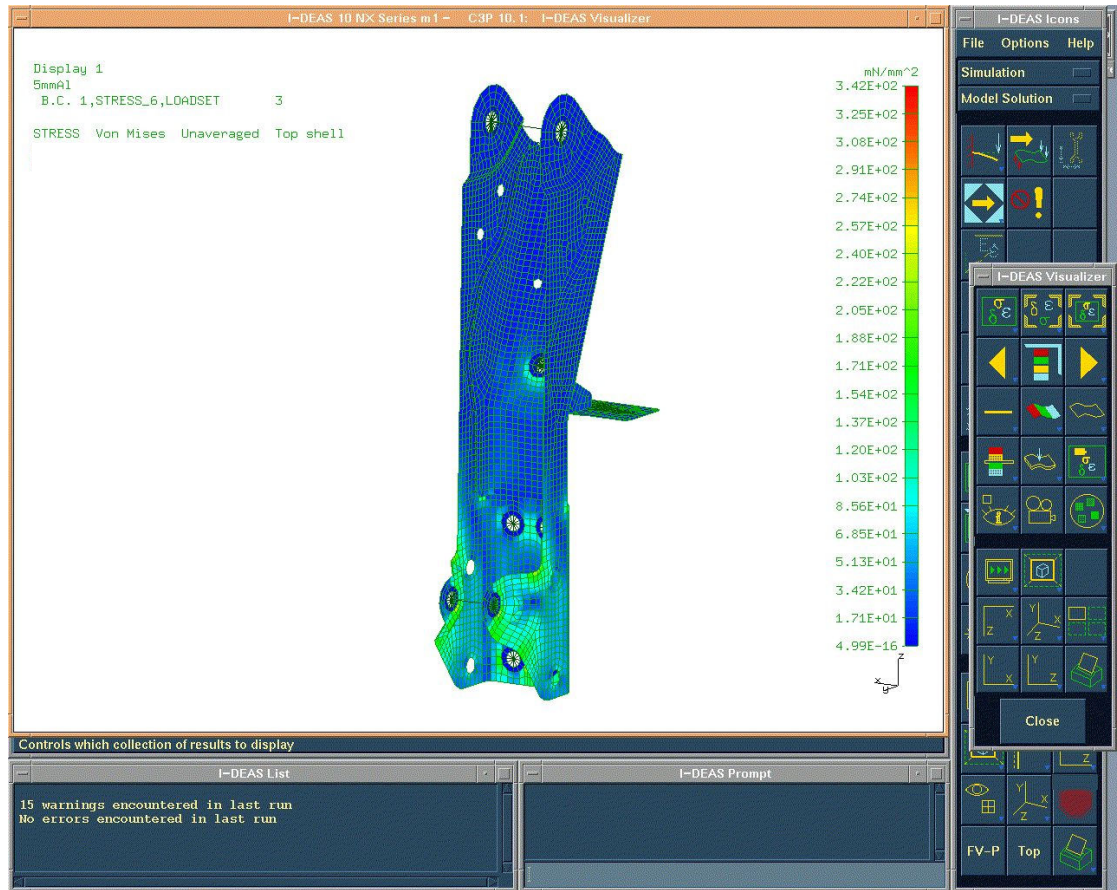


## 5.5. Beşinci Model

5 mm kalınlığındaki Al alaşımlı malzemenin analiz sonuçları incelenmiştir.

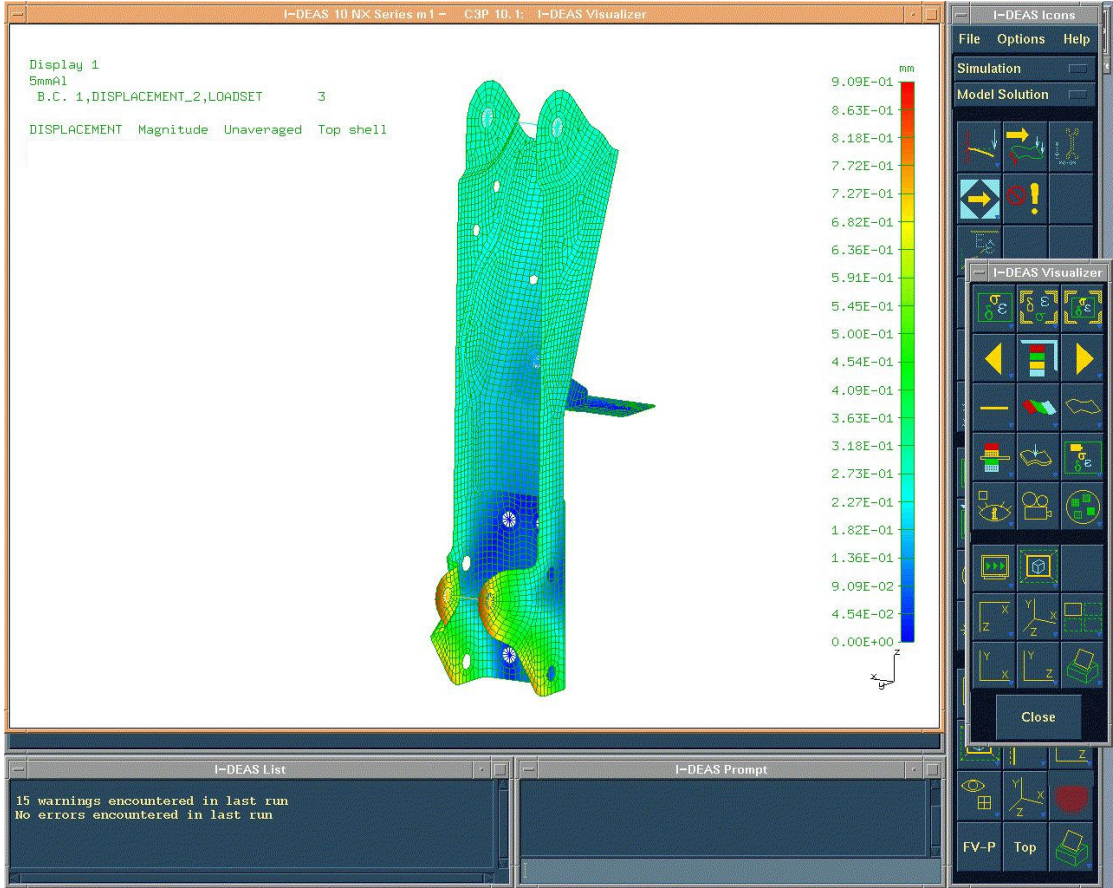
### 5.5.1. Ani frenleme durumu

Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.17’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 250MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.17. Beşinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

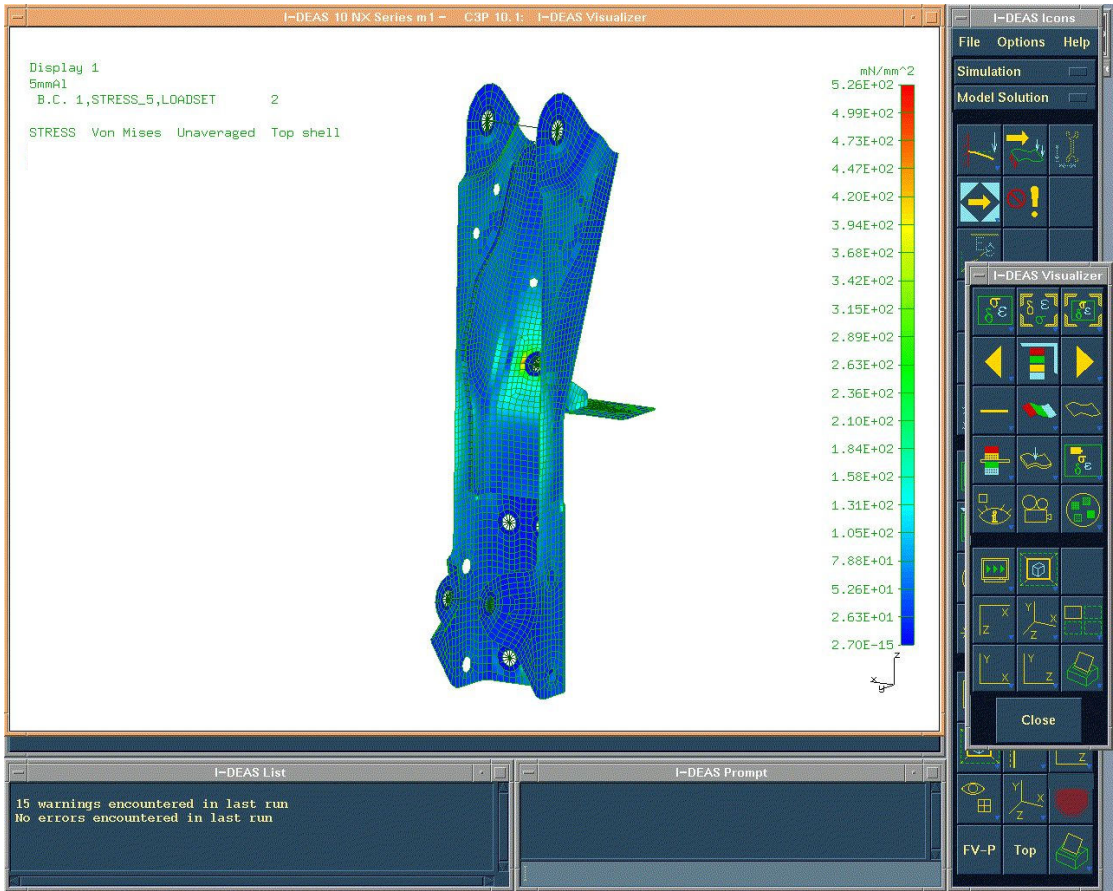
Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.18’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 0,90mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.18. Beşinci Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

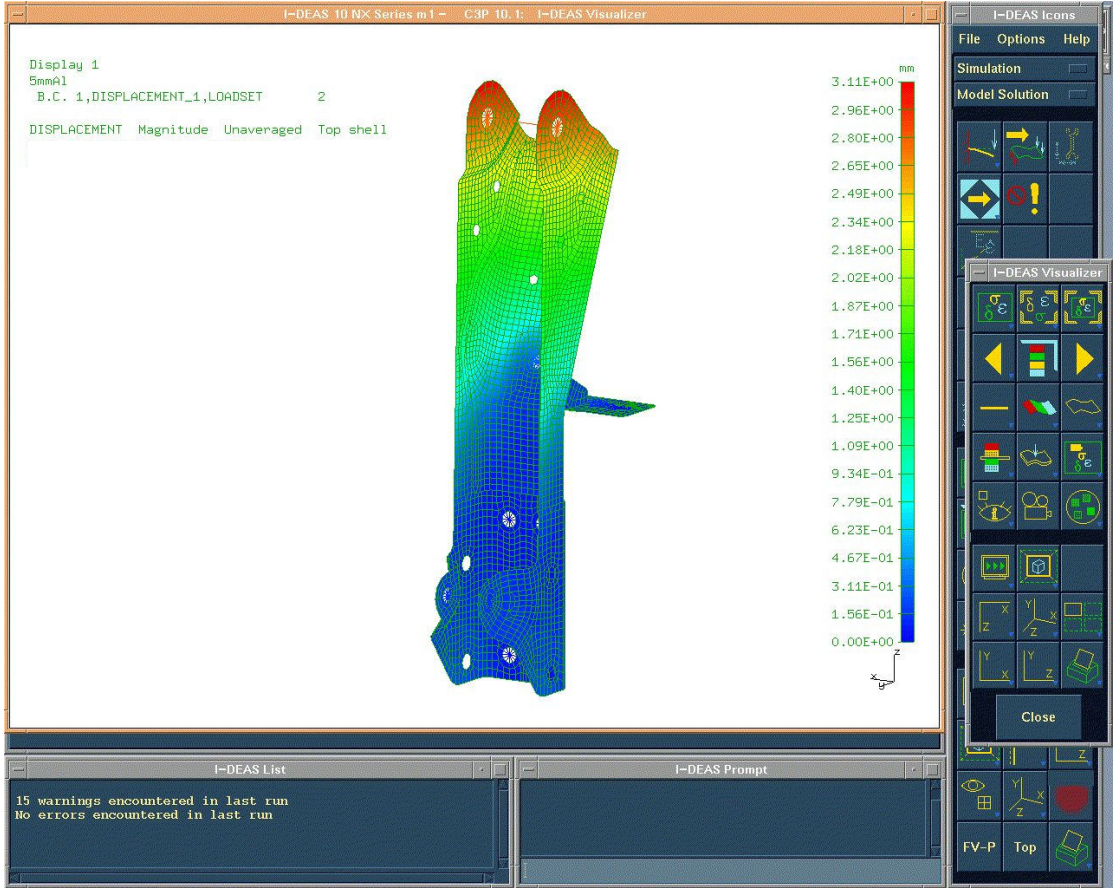
### 5.5.2. Viraj Durumu

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden ‘‘SOLUTION SET 2’’ ye göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımlı Şekil 5.19’ da gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 252MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.19. Beşinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımlı

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.20’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 3,11mm olarak gözlemlenmiştir.



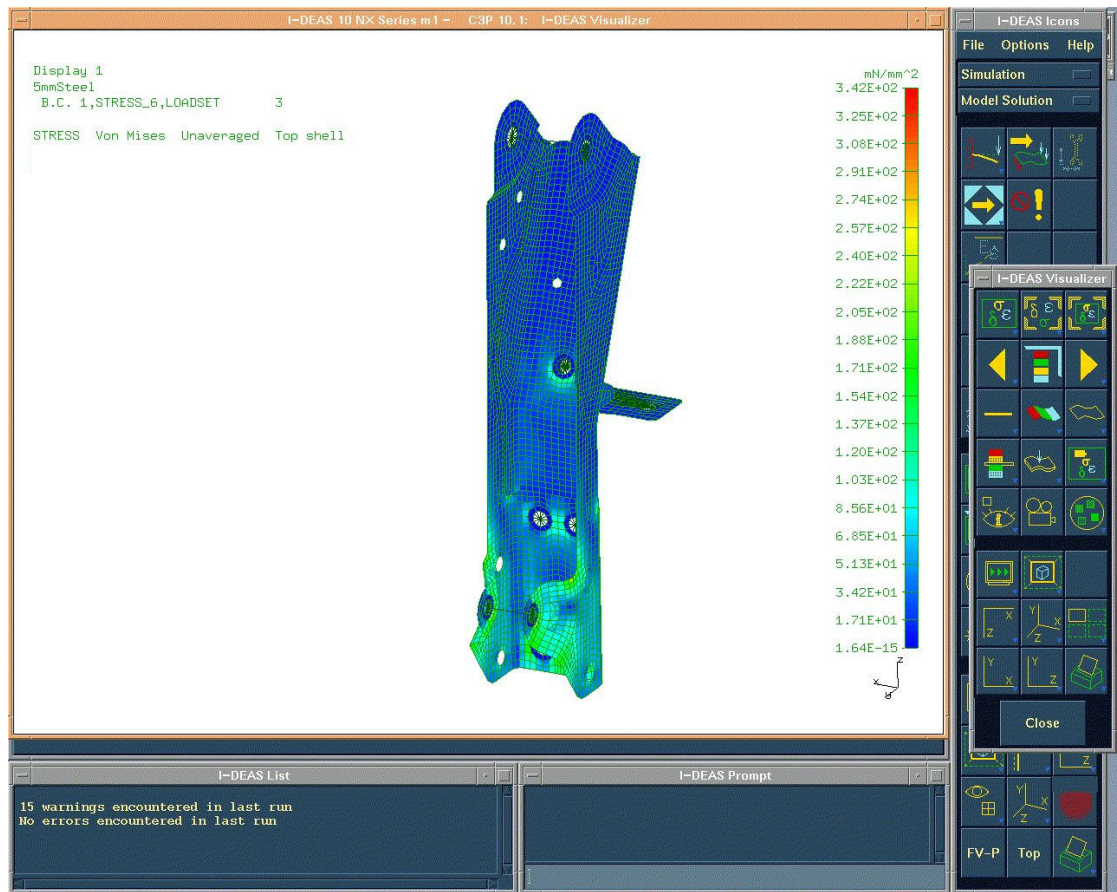
Şekil 5.20. Beşinci Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

## 5.6. Altıncı Model

5 mm kalınlığındaki Steel alaşımlı malzemenin analiz sonuçları incelenmiştir.

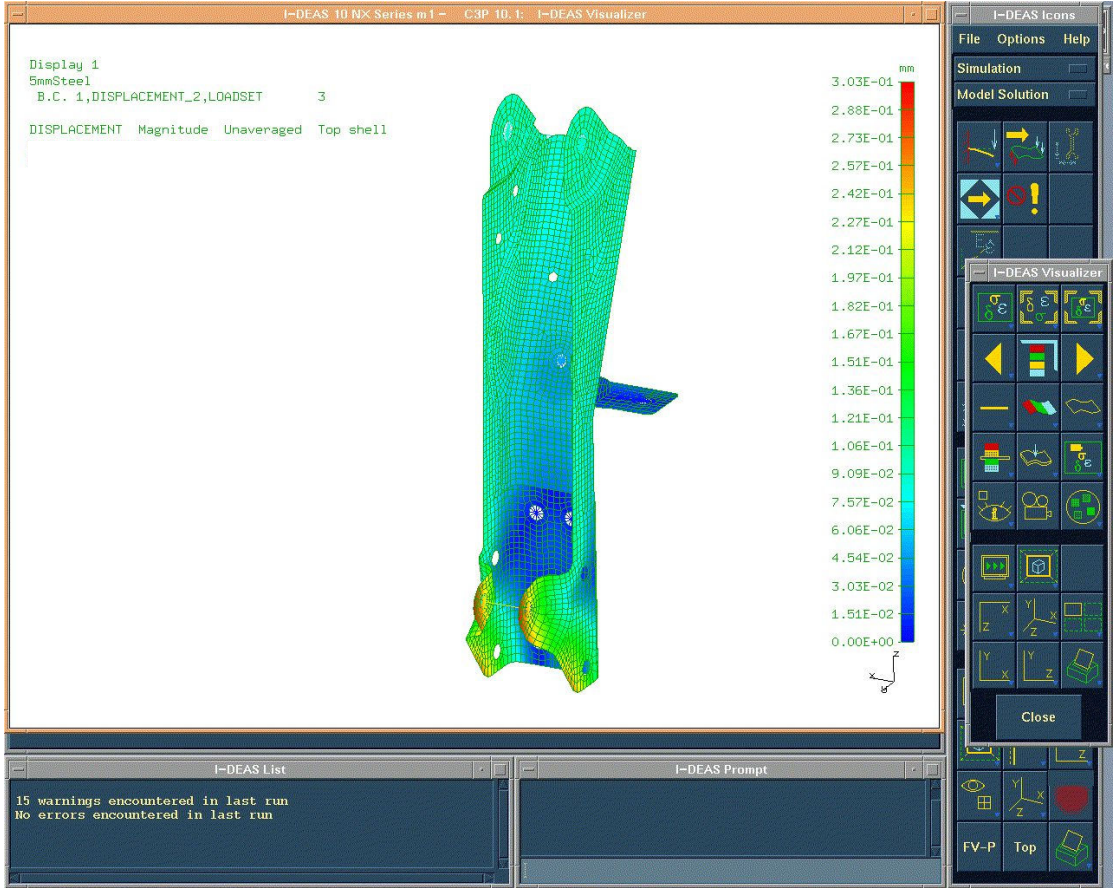
### 5.6.1. Ani frenleme durumu

Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımı Şekil 5.21’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 250MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.21. Altıncı Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımı

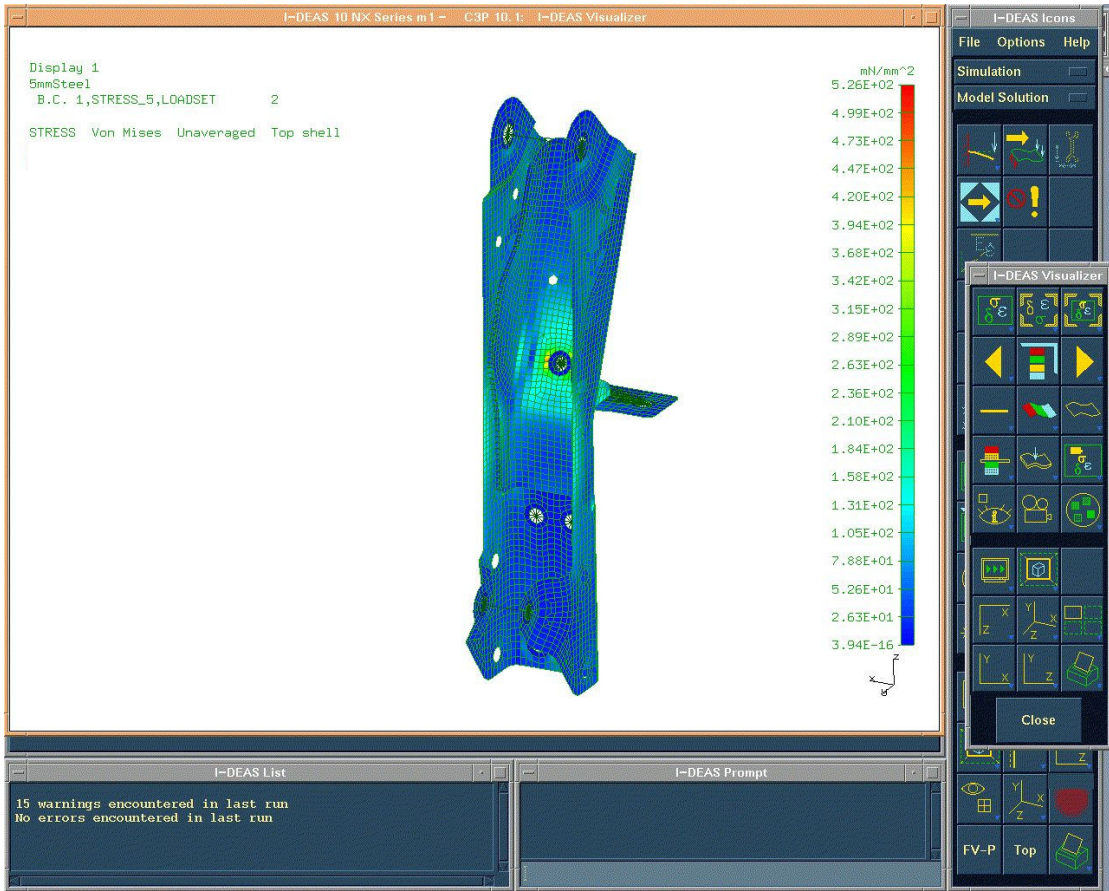
Ani frenlemeden kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 1” e göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.22’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, alt süspansiyon bağlantı noktasının arka kısımlarında ve flanş kenarlarında görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 0,30mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.22. Altıncı Modelin Ani Frenleme Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

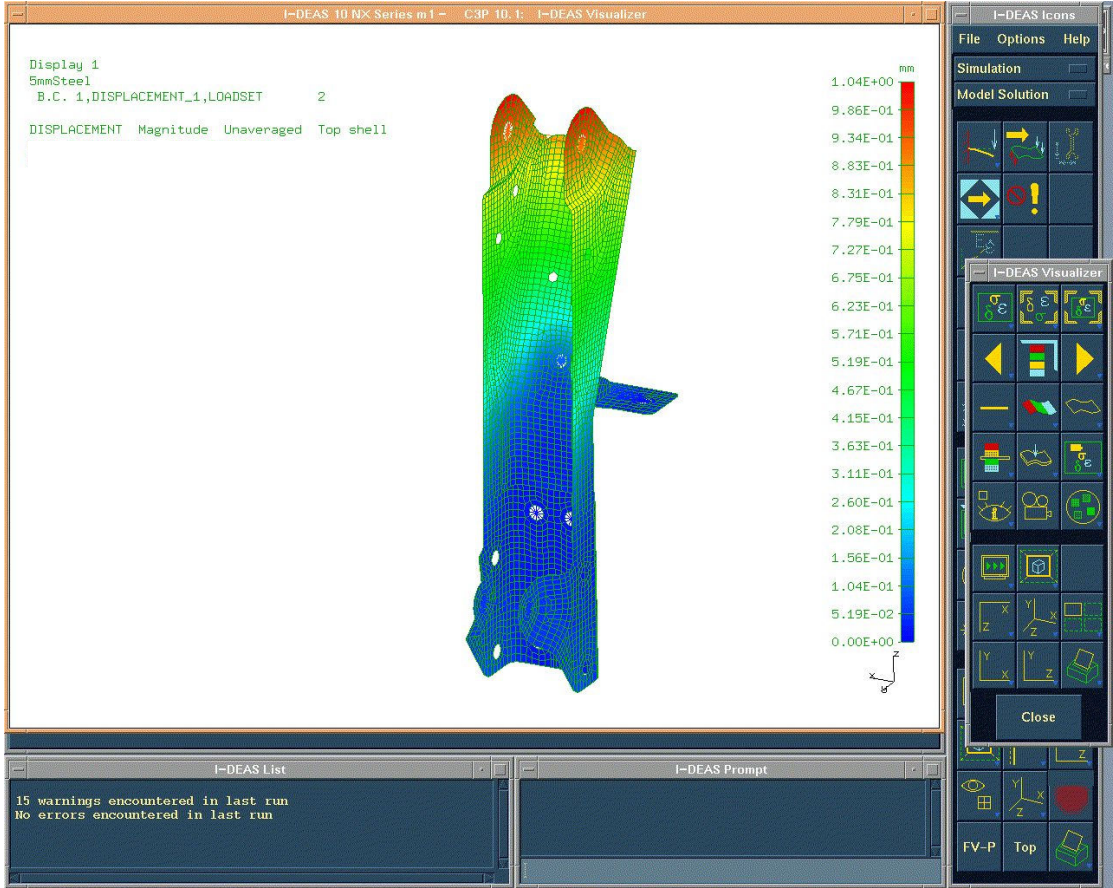
### 5.6.2. Viraj Durumu

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden ‘‘SOLUTION SET 2’’ ye göre analizi yapılan modelde oluşan Von Mises Gerilmesi dağılımlı Şekil 5.23’ de gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek gerilme değeri, 252MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.23. Altıncı Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Von Mises Gerilme Dağılımlı

Virajdan kaynaklanan kuvveti temsil eden “SOLUTION SET 2” ye göre analizi yapılan modelde oluşan Uzama dağılımı Şekil 5.24’ de gösterilmiştir. Maksimum uzamalar, şase kolu bağlantı braketinin bağlantı noktaları çevrelerinde görülmektedir. En yüksek uzama değeri, 1,04mm olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 5.24. Altıncı Modelin Viraj Kuvveti Altındaki Uzama Dağılımı

Yapılan analizlerin sonuçları ve öneriler, Altıncı Bölümde değerlendirilmiştir.



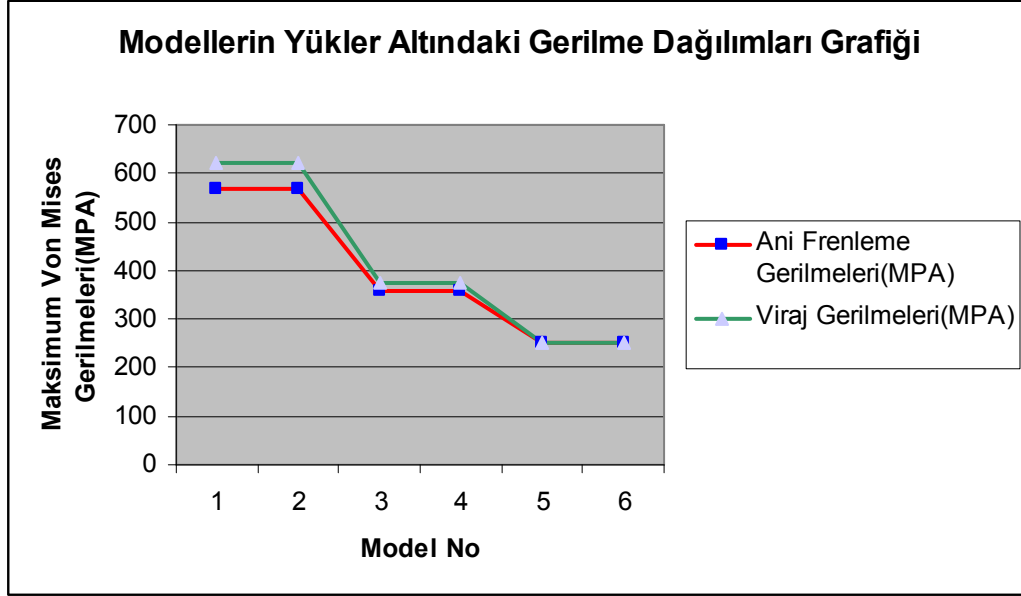
## BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Kep arka süspansiyon braketinin, bilgisayar destekli dizaynından sonra yapılan sonlu elemanlar analizinde çıkan sonuçlar Tablo 6.1’ de özetlenmiştir.

Tablo 6.1. Sonuçlar Tablosu

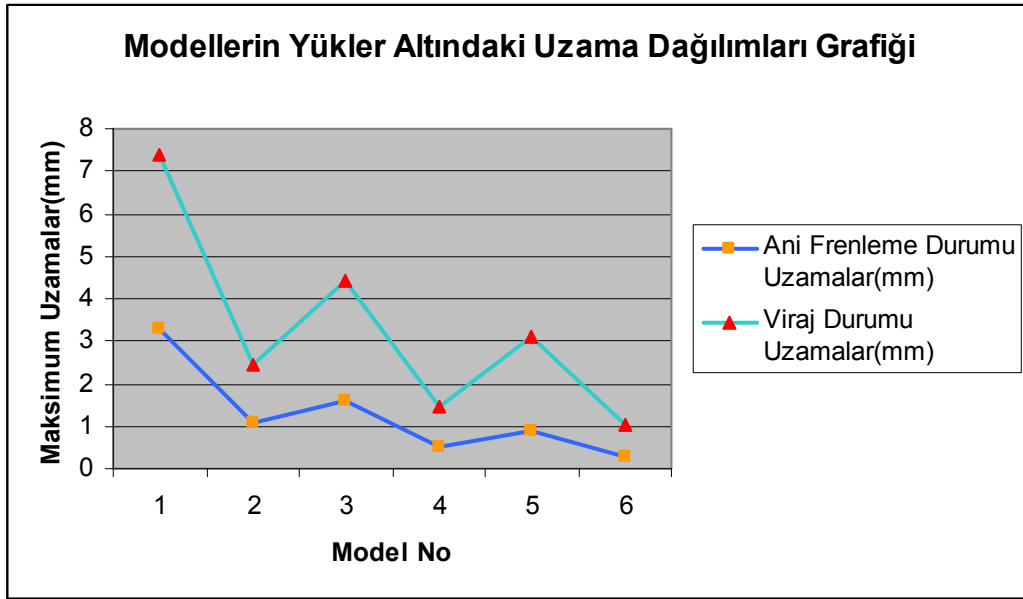
| Model No | Model            | Yük Durumu        | Kuvvet (kN) | Maksimum Gerilme (Mpa) | Maksimum Uzama(mm) |
|----------|------------------|-------------------|-------------|------------------------|--------------------|
| 1        | 3mm Al Alaşım    | 3.5g Ani Frenleme | 7.0         | $569 > \sigma_y = 195$ | 3,31               |
|          |                  | 1.0g Viraj        | 4.0         | $621 > \sigma_y = 195$ | 7,39               |
| 2        | 3mm Çelik Alaşım | 3.5g Ani Frenleme | 7.0         | $569 > \sigma_y = 350$ | 1,10               |
|          |                  | 1.0g Viraj        | 4.0         | $621 > \sigma_y = 350$ | 2,46               |
| 3        | 4mm Al Alaşım    | 3.5g Ani Frenleme | 7.0         | $357 > \sigma_y = 195$ | 1,59               |
|          |                  | 1.0g Viraj        | 4.0         | $373 > \sigma_y = 195$ | 4,41               |
| 4        | 4mm Çelik Alaşım | 3.5g Ani Frenleme | 7.0         | $357 > \sigma_y = 350$ | 0,53               |
|          |                  | 1.0g Viraj        | 4.0         | $373 > \sigma_y = 350$ | 1,47               |
| 5        | 5mm Al Alaşım    | 3.5g Ani Frenleme | 7.0         | $250 > \sigma_y = 195$ | 0,90               |
|          |                  | 1.0g Viraj        | 4.0         | $252 > \sigma_y = 195$ | 3,11               |
| 6        | 5mm Çelik Alaşım | 3.5g Ani Frenleme | 7.0         | $250 < \sigma_y = 350$ | 0,30               |
|          |                  | 1.0g Viraj        | 4.0         | $252 < \sigma_y = 350$ | 1,04               |

Elde edilen bu değerler, Şekil 6.1 ile Şekil 6.2 de incelenecektir. Modeller öncelikle maksimum gerilme değerleri açısından değerlendirilip, daha sonra maksimum uzama değerleri gözönüne alınarak, en uygun model seçilecektir.



Şekil 6.1. Modellerin yükler altındaki gerilme dağılımları grafiği

Maksimum gerilmeler, Şekil 6.1' de görüldüğü gibi, beşinci ve altıncı modellerde 250MPa seviyelerine inmiştir. Al alaşımlı malzemeye sahip olan beşinci modelin,  $\sigma_y = 195\text{MPa}$  değerinin hala üzerinde olması nedeniyle uygun olmadığı görülmektedir. Altıncı model ise,  $\sigma_y = 350\text{MPa}$  değerinin altında bir gerilmeye maruz kaldığı görülmüştür. Bu nedenle altıncı model, maksimum gerilmeler açısından uygun bir yapıya sahiptir.



Şekil 6.2. Modellerin yükler altındaki uzama dağılımları grafiği

Süspansiyon braketinin, bulunduğu bölge itibariyle, 2mm den daha fazla uzaması, diğer parçalarla girişim yaratması açısından risk taşımaktadır. Maksimum uzamalar, Şekil 6.2’ de görüldüğü gibi, yalnızca dördüncü model ile altıncı model, “2mm den daha düşük uzamalar” ön koşulunu sağlamaktadır.

Maksimum gerilme ve uzama değerlerinin her ikisi de gözönüne alındığında, Ürün Kataloğu’ ndan seçilen Altıncı Model, yani 5mm kalınlığındaki BS 4360 1979 GRADE 50D malzemesinin arka süspansiyon braketinde kullanılmasının uygun olduğu görülmüştür. [18]

Bu tip parçaların dizayn kabulünün yapılmasından önce, ECE29 fiziksel olarak çarpışma testlerinin yapılması, regülasyonlara uymak açısından gereklidir.

## KAYNAKLAR

- [1] MEGEP, Süspansiyon Sistemleri, T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, 2005
- [2] INFOTRON, Sonlu Elemanlar Analizi, <http://www.infotron.com.tr>
- [3] OBITET, Süspansiyon Sistemlerinin Analizi, [www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/](http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/), Gazi Üniversitesi
- [4] LFD-TECHNOLOGY, Air Springs for Cab Suspensions, <http://www.contitech.de>
- [5] MITSUBISHI, The Suspension Cab & Suspension Seat, <http://www.mitsubishi-fuso.com/en>
- [6] IBRAHİM, İ.M., Non-Linear Simulation Model for Articulated Vehicles with Controllable Dampers and Flexible Sub-Structures, Helwan University, Egypt, 2002
- [7] VAROL, K., I-DEAS ile Katı Modelleme ve Teknik Çizim, Dokuz Eylül Üniversitesi Basım Ünitesi, İzmir, 2006
- [8] TSE, MORSE, HINKLE, Mechanical Vibrations Theory and Applications, Allyn and Bacon, 1978
- [9] WONG, J.Y., Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1993
- [10] PACEJKA, H.B., Tyre and Vehicle Dynamics, Netherlands
- [11] ZHANG, Y., Full Vehicle Finite Element Model 4-Post Durability Analysis, Michigan, 2005
- [12] ATIK, E., Optimum Design of Suspension Systems Under Kinematical Constrains, Cardean University, 2005

- [13] LEE, G.H., Improving Ride Quality on the Cab Suspension of a Heavy Duty Truck, Hyundai Motor Co., 1996
- [14] GROSS, A., Development of a 4-point-Air Cab Suspension System for Conventional Heavy Trucks, Mannesmann Sachs AG, Germany, 2001
- [15] BRAMBERGER, R., Investigations on Independent Suspensions on Trucks, Engineering Center Steyr, Indiana, 1998
- [16] RILL, G., Vehicle Dynamics, Fachhochschule Regensburg, Regensburg, 2003
- [17] FORD INTRANET, [www.my.ford.com](http://www.my.ford.com)
- [18] ERDEMİR, Ürün Kataloğu, Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları T.A.Ş.

## ÖZGEÇMİŞ

Fırat ELHÜSEYNİ, 28.07.1980 tarihinde Diyarbakır' da doğdu. İlkokul öğrenimini 1990 yılında, ortaokul ve lise öğrenimini 1997 yılında İstanbul Kadıköy Anadolu Lisesi' nde, üniversite öğrenimini ise 2001 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun olarak tamamladı. Halen, Nisan 2002 tarihinde işbaşı yaptığı Ford Otomotiv Sanayi AŞ. Gölcük Fabrikasında İmalat Mühendisi göreviyle çalışmaktadır. 2003 yılında Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Makina Tasarımı ve İmalat yüksek lisans programında öğrenim görmeye hak kazandı.