# AĞIR TİCARİ BİR ARACIN ECE R29 STANDARDINA GÖRE ÖNDEN ÇARPMA ANALİZİ

**Sami Kaan Çelik**

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

# AĞIR TİCARİ BİR ARACIN ECE R29 STANDARDINA GÖRE ÖNDEN ÇARPMA ANALİZİ

Sami Kaan ÇELİK
0000-0002-7234-8431

Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
**Her Hakkı Saklıdır**

# ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

AĞIR TİCARİ BİR ARACIN ECE R29 STANDARDINA GÖRE ÖNDEN ÇARPMA ANALİZİ

**Sami Kaan ÇELİK**

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

Bu çalışmada, tasarımı yapılan ticari bir araç kabininin ve süspansiyon sisteminin önden çarpma analizleri sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. İlk tasarım aşamasında emniyetsiz bulunan ön süspansiyon bağlantı braketinin tasarımı geliştirilerek sonlu elemanlar ile emniyetli olduğu belirlenen braket tasarımıyla gerçek bir test gerçekleştirilmiştir.

Sonlu elemanlar modeli, ECE R29 regülasyonuna uyacak şekilde hazırlanmıştır. ECE R29 regülasyonu, Avrupa Ekonomik Topluluğu (ECE) tarafından ticari araç kabinlerinin içerisindeki yolcuları korumaya yönelik olarak düzenlenmiştir ve önden çarpma, tavan dayanımı ve arka duvar dayanımı olmak üzere 3 farklı test koşulunu tanımlamaktadır. Sonlu elemanlar modelinin hazırlanmasında Hypermesh ve Hypercrash yazılımları, çözücü olarak ise RADIOSS çözücüsü kullanılmıştır. Analiz sonuçları Hyperview programında değerlendirilmiştir.

Modelin doğrulanması, gerinim ölçerler kullanılarak deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Ön süpansiyon braketlerine yerleştirilen gerinim ölçerlerden alınan gerinim değerleri analizden elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Buna göre sonlu elemanlar modelinden elde edilen gerinim değerlerinin deneysel değerlere çok yakın olduğu belirlenmiş böylece modelin doğruluğu teyit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** ECE R29, çarpışma testi, sonlu elemanlar metodu, açık kod çözüm

**2022, vii + 79 sayfa.**

## ABSTRACT

MSc Thesis

FRONT CRASH ANALYSIS OF A HEAVY COMMERCIAL VEHICLE ACCORDING TO ECE-R29 STANDARD

**Sami Kaan ÇELİK**

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Asst. Prof. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

In this study, frontal impact analyses of a designed commercial vehicle cabin and suspension system were carried out using the finite element method. The design of the front suspension link bracket, which was found to be unsafe at the initial design stage, was developed and a real test was carried out with the bracket design, which was evaluated as safe.

The finite element model has been prepared to comply with the ECE R29 regulation. ECE R29 regulation is regulated by the European Economic Community (ECE) to protect passengers inside commercial vehicle cabins and defines 3 different test conditions: front impact, roof strength and rear wall strength. Hypermesh and Hypercrash software were used in the preparation of the finite element model, and RADIOSS solver was used as the solver. Analysis results were evaluated in Hyperview program.

The validation of the model was carried out experimentally using strain gauges. The strain values obtained from the strain gauges placed on the front suspension brackets were compared with the values obtained from the analysis. Accordingly, it was determined that the strain values obtained from the finite element model were very close to the experimental values, thus the accuracy of the model was confirmed.



**Key words:** ECE R29, crash test, finite element method, explicit solution

**2022, vii + 79 pages.**

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın her aşamasında bana destek veren ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu tezin tamamlanması yönünde destek veren BMC firması AR-GE ve Mühendislik direktörü Sayın Serdar ÖZKAN'a, yöneticim Ufuk ÇOBAN'a ve iş arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Her zaman olduğu gibi bu süreçte de yanımda olan değerli eşim Kübra BAŞTAŞ ÇELİK'e ve yardımlarını benden hiçbir zaman esirgemeyen anne-babama teşekkürlerimi sunarım.

Sami Kaan ÇELİK
10/02/2022

# İÇİNDEKİLER

**Sayfa**

ÖZET ..... i
ABSTRACT ..... ii
TEŞEKKÜR ..... iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ ..... v
ŞEKİLLER DİZİNİ ..... vi
ÇİZELGELER DİZİNİ ..... viii
1. GİRİŞ ..... 1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI ..... 3
3. MATERYAL ve YÖNTEM ..... 10
3.1. Ticari Araçların Sınıflandırılması ..... 10
3.2. Ticari Araçların Güvenlik İsterleri ..... 11
3.2.1. Homologasyon ..... 12
3.2.2. ECE R29 Regülasyonu ..... 13
3.2.2.1. Sürücü H Noktasının Belirlenmesi ..... 13
3.2.2.2. Sürücü Yaşam Alanı ..... 14
3.2.2.3. Önden Çarpma Testinin Tariflenmesi (ECE R29-03 Test A) ..... 15
3.3. Plastisite Teorisi ..... 16
3.3.1. Akma Kriteri ..... 16
3.3.2. Von Mises Akma Kriteri ..... 17
3.3.3. Tresca Akma Kriteri ..... 19
3.3.3. Pekleşme (Hardening) ..... 19
3.4. Bilgisayar Destekli Mühendislik ..... 20
3.4.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi ..... 21
3.4.2. Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü ..... 21
3.4.2.1. Açık kod için zaman aralığı ..... 26
3.4.2.2. Açık kod için hesaplama yöntemleri ..... 28
3.4.3. Önden Çarpma Analizi Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması ..... 31
3.4.4. Sonlu Elemanlar Modeline Regülasyon Koşullarının Uygulanması ..... 43
3.4.5. Sonlu Elemanlar Modelinin Çözdürülmesi ve Kullanılan Parametreler ..... 45
3.5. ECE R29 Regülasyonuna göre Sarkaç Testinin Kurulması ..... 46
3.5.1. Gerinim Ölçer (Strain Gauge) ..... 50
4. BULGULAR ..... 52
4.1. Analiz Sonuçlarının Yorumlanması ..... 52
4.1.1. Enerji Grafiklerinin Yorumlanması ..... 70
4.2. Test Sonuçlarının Yorumlanması ..... 71
5. TARTIŞMA ve SONUÇ ..... 75
KAYNAKLAR ..... 76
ÖZGEÇMİŞ ..... 78

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| **Simgeler** | **Açıklama** |
|---|---|
| F | Kuvvet |
| m | Kütle(kg) |
| t | Zaman (s) |
| f | Frekans (Hz) |
| $\sigma$ | Normal Gerilme ($N/mm^2$) |
| $\tau$ | Kayma Gerilmesi ($N/mm^2$) |
| $\varepsilon$ | Gerinim |
| E | Elastite Modülü ($N/mm^2$) |
| $\rho$ | Özgül Kütle ($kg/mm^3$) |
| $\upsilon$ | Poisson Oranı |
| g | Yerçekimi İvmesi ($m/s^2$) |

| **Kısaltmalar** | **Açıklama** |
|---|---|
| 2D | Two Dimensions / İki Boyutlu |
| 3D | Three Dimensions / Üç Boyutlu |
| CAD | Computer Aided Design / Bilgisayar Destekli Tasarım |
| CAE | Computer Aided Engineering / Bilgisayar Destekli Mühendislik |
| ECE | Economic Commission for Europe / Avrupa Ekonomik Komisyonu |
| FEA | Finite Element Analysis / Sonlu Elemanlar |
| LLDPE | Linear Low Density Polyethylene / Lineer Düşük Yoğunluklu Polietilen |
| AIS | Automotive Industry Standard / Otomotiv Endüstri Standardı |
| LCV | Light Commercial Vehicle / Hafif Ticari Araç |
| DSÖ | Dünya Sağlık Örgütü |

# ŞEKİLLER DİZİNİ

**Sayfa**


Şekil 3.1. ECE R29 Önden Çarpma Testi ..... 12
Şekil 3.2. ECE R29 Regülasyonu Test A-B-C (ECE R29-03) ..... 13
Şekil 3.3. Sürücü H Noktası Belirlenmesi (Vehicle Occupant Positions, 2001) ..... 14
Şekil 3.4. ECE R29-03'e göre Manken Modeli ..... 14
Şekil 3.5. Aracın Sabitlenme Noktaları (ECE R29-03) ..... 15
Şekil 3.6. Darbe plakasının konumlandırılması ..... 16
Şekil 3.7 Von Mises / Tresca Akma Kriteri (S.M. Binesh, 2014) ..... 17
Şekil 3.8 Gerilme/Gerinim Eğrisi (Anonim 2021) ..... 20
Şekil 3.9. Kütle/Yay Sistemi (Altair El Kitabı, 2016) ..... 22
Şekil 3.10. Malzeme Gerilme/Gerinim Eğrisi (Yaşar 2011) ..... 23
Şekil 3.11. Doğrusal Olmayan Sistemin P/u Eğrisi (Altair El Kitabı, 2016) ..... 24
Şekil 3.12. Zaman Entegrasyon Şeması (Altair El Kitabı,2016) ..... 25
Şekil 3.13. Zaman Adımı ve Eleman Boyu İlişkisi (Altair El Kitabı, 2016) ..... 26
Şekil 3.14 İki Düğüm Noktası (Altair El Kitabı, 2016) ..... 28
Şekil 3.15 İki Düğüm Noktası (Altair El Kitabı, 2016) ..... 29
Şekil 3.16 İki Düğüm Noktası Kuvvet Gösterimi (Altair El Kitabı, 2016) ..... 29
Şekil 3.17 Açık Kod Hesaplama Yöntemi Döngüsü ..... 30
Şekil 3.18. Aracın Sonlu Elemanlar Modeli ..... 31
Şekil 3.19. Aracın Mesh Yapısı ..... 32
Şekil 3.20. Punta Kaynak Modellenmesi ..... 33
Şekil 3.21. Q4 ve QEPH Elemanlar (Altair Radioss El Kitabı,2016) ..... 34
Şekil 3.22. Ötelenme deformasyonu modları (Sarısaç, 2016) ..... 34
Şekil 3.23. Dönme deformasyonu modları (Sarısaç, 2016) ..... 35
Şekil 3.24. Entegrasyon Noktaları (Altair Radioss El Kitabı,2016) ..... 36
Şekil 3.25. Johnson-Cook Malzeme Modeli (RADIOSS for Impact, 2009) ..... 37
Şekil 3.26. LAW 2 Malzeme Kartı ..... 38
Şekil 3.27. Eğri Tanımlamaları (Altair Radioss El Kitabı,2016) ..... 38
Şekil 3.28. Elemanların Gerinim Değerlerine göre Silinmesi ..... 39
Şekil 3.29. Mühendislik ve Gerçek Gerilim/Gerinim Eğrileri ..... 40
Şekil 3.30. Farklı Hızlarda Elde Edilen Eğriler (María José Quintana.2016) ..... 41
Şekil 3.31. Tip 7 ve Tip 11 Kontak Modelleri ..... 41
Şekil 3.32. Ön ve Arka Amortisör Bölgesi ..... 42
Şekil 3.33. Amortisör Kuvvet/ Deplasman Grafiği ..... 43
Şekil 3.34 Sonlu Elemanlar Modeline Regülasyon Koşullarının Uygulanması ..... 44
Şekil 3.35. Model Sabitlenme Noktaları ..... 45
Şekil 3.36. Kontrol Kartları ..... 46
Şekil 3.37. ECE R29 Test Düzeneği Taslağı ..... 47
Şekil 3.38. ECE R29 Sarkaç Testi ..... 47
Şekil 3.39. Gerinim Ölçerlerin Konumlandırılması için Analiz Çıktıları ..... 48
Şekil 3.40. Döküm Braketteki Gerinim Tensörleri ..... 48
Şekil 3.41. Strain Gauge Uygulaması ..... 49
Şekil 3.42. İvme Ölçer Uygulanması ..... 49
Şekil 3.43. ECE R29 Testinde Kullanılan Manken Modeli ..... 50
Şekil 3.44. Gerinim Ölçer Çeşitleri (Fea Academy,2020) ..... 51
Şekil 3.45. Gerinim Ölçer Konumu (Fea Acedemy,2020) ..... 51

Şekil 4.1. Çarpma Hızı Sonuçları ..... 52
Şekil 4.2. Torsiyon Milinde oluşan plastik gerinim dağılımı ..... 53
Şekil 4.3. Sol Döküm Braket Gerinim Sonuçları ..... 54
Şekil 4.4. Sol Braket 1. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği ..... 55
Şekil 4.5. Sol Döküm Braket Gerinim Sonuçları ..... 56
Şekil 4.6. Sol Braket 2. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği ..... 57
Şekil 4.7. Sol Döküm Braket Gerinim Sonuçları ..... 58
Şekil 4.8. Sol Braket 3. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği ..... 59
Şekil 4.9. Sağ Döküm Braket Gerinim Sonuçları ..... 60
Şekil 4.10. Sağ Braket 1. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği ..... 61
Şekil 4.11. Sağ Döküm Braket Gerinim Sonuçları ..... 62
Şekil 4.12. Sağ Braket 2. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği ..... 63
Şekil 4.13. Sağ Döküm Braket Gerinim Sonuçları ..... 64
Şekil 4.14. Sağ Braket 3. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği ..... 65
Şekil 4.15. Döküm Brakette Meydana Gelen Kalıcı Şekil Değişimi ..... 66
Şekil 4.16. Cıvata Bağlantı Noktaları ..... 66
Şekil 4.17. Civata-1 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler ..... 67
Şekil 4.18. Civata-2 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler ..... 67
Şekil 4.19. Civata-3 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler ..... 68
Şekil 4.20. Civata-4 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler ..... 68
Şekil 4.21. Manken ve Direksiyon Arasındaki Mesafe ..... 69
Şekil 4.22. Enerji Grafikleri ..... 70
Şekil 4.23. 4x2 Çekici Aracı Önden Çarpma Testi Sonuçları ..... 71
Şekil 4.24. 4x2 Çekici Aracı Önden Çarpma Testi Sonuçları ..... 72
Şekil 4.25. Sol Döküm Braketteki Gerinim Ölçerlerin Okuduğu Değerler ..... 73
Şekil 4.26. Sağ Döküm Braketteki Gerinim Ölçerlerin Okuduğu Değerler ..... 74

## ÇİZELGELER DİZİNİ

**Sayfa**

Çizelge 3.1. N Sınıfındaki Araçların Gruplandırılması (Karayolları Yönetmeliği,2021).10
Çizelge 4.1. Civata Bağlantı Noktaları için Hesaplamalar .....69
Çizelge 4.2. Sol Döküm Brakette Ölçülen Gerinim Değerleri.....73
Çizelge 4.3. Sağ Döküm Brakette Ölçülen Gerinim Değerleri.....74

# 1. GİRİŞ

Ağır ticari araçlarda meydana gelen yolcu güvenliği sorunları binek araçlara göre oldukça düşük seviyede olmasına rağmen yıllar geçtikçe gerçekleşen kazalar sonucunda ortaya çıkan kötü sonuçlar bu araç sınıfı içinde yolcu güvenliği öneminin artmasına yol açmıştır. Bu da yolcu güvenliğinin korunmasına ilişkin hükümlerin yer aldığı regülasyonların devreye alınmasına yol açmıştır. Bu regülasyonlar sonucunda, araç üreticilerinin dünya pazarında araçlarının satışını gerçekleştirebilmeleri için belirli güvenlik isterlerini sağlaması gerekmektedir. Bu regülasyonlardan biri olan Avrupa Ekonomik Topluluğu (ECE) standartlarına göre, Avrupa pazarında ticari bir aracın satışının yapılabilmesi için ECE-R29 standardını sağlaması gerekmektedir.

ECE R29 regülasyonu kabin içerisindeki yolcuların güvenliğini; kabinin ön, üst ve arka duvarının belirli yüklere dayanarak yolculara yeterli yaşam alanının sağlandığını taahhüt etmektedir. Ticari araç üreticilerinin yolcu güvenliğini sağlayabilmeleri için yeterli kabin direncine sahip olmaları ve kabin/şasi bağlantısını sağlayan bağlantı elemanlarının yeterli dayanımı sağlaması gerekmektedir. Bu dayanımın yeterli olduğunu doğrulamak adına, araç kabinin olası kaza senaryosunda dayanımını görmek ve bağlantı elemanlarının kabinin şasiden ayrılmasını engelleyerek kabin bütünlüğünün korunduğunu doğrulamak adına testler gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu testleri gerçekleştirecek ekipmanların hazırlanması için yüksek maliyet ve zamana ihtiyaç duyulduğundan ve testte yeterli dayanım sağlanamadığında testin tekrarlanması zorunluluğu olduğundan sanal ortamda doğrulanması maliyet ve zaman açısından ciddi kazanç sağlamaktadır. Bu çalışmada N3 sınıfındaki ağır ticari bir aracın ECE R29-03 standartlarına uygunluğu sanal doğrulama ile değerlendirilmiş ve analiz modelinin doğruluğu test platformunda değerlendirilerek çalışmadaki korelasyon seviyesi incelenmiştir.

Çalışmanın kaynak araştırması bölümünde, ağır ticari araçlarda önden çarpma senaryosuna uygun yapılan analiz ve test çalışmalarına yer verilmiştir. Bu çalışmalarda regülasyona uygun analiz ve test modelinin hazırlanması ve doğrulanması üzerinde durulmuştur. Çalışmanın materyal ve yöntem kısmında, çalışma konusu olan N3 sınıfı ağır ticari bir aracın ECE R29-03 regülasyonuna uygun sonlu elemanlar yöntemiyle

hazırlanan analiz modeli ve test modeli üzerinden ivme, gerinim vb. bilgilerin nasıl toplanacağı konuları değerlendirilmiştir. Bulgular bölümünde, sonlu elemanlar analiz modelinden elde edilen sonuçlar ve test sonuçları hakkında değerlendirmelere yer verilmiş ve sanal doğrulama ile test modeli arasında yüksek korelasyon düzeylerini sağlamanın regülasyona uygunluğu istenen diğer ürün grubundaki araçların (inşaat kamyonları vb.) maliyetleri de düşünüldüğünde öneminden bahsedilmiştir. Çalışmanın tartışma ve sonuç bölümünde analiz ve test sonuçları arasındaki korelasyon durumundan bahsedilmiş ve yapılan diğer çalışmalar ile kıyaslama yapılmıştır.

Bu çalışmada, ilk olarak tasarımı yapılan ticari bir araç kabininin ve süspansiyon sisteminin önden çarpma analizleri için sonlu elemanlar modeli oluşturulması hedeflenmiştir. Bu model ile ilk tasarım aşamasında emniyetsiz bulunan ön süspansiyon bağlantı braketinin tasarımı geliştirilerek emniyetli tasarım elde edilmiştir. FE analiz sonuçlarının doğrulanması için nihai tasarım üzerinde gerçek sarkaç testi gerçekleştirilmiştir. Sarkaç testinde döküm braketlerde kullanılan gerinim ölçerlerden alınan gerinim değerleri ile analiz sonuçlarından elde edilen değerlerler karşılaştırılmıştır.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Horst ve ark. (2003), Daimler Grup firmasının ağır ticari araç modeli olan ACTROS aracının kabinin çarpışma durumundaki dayanımını, ECE R29 regülasyonun ikinci revizyonu olan ECE R29-02'e göre incelemişlerdir. Çapışma simulasyonu, LS-DYNA programıyla gerçekleştirilerek farklı tasarım modelleriyle yapılan test sayısının azalmasını sağlamıştır. İleriki çalışmalarda; tavan ve arka duvarların dayanımlarının kapalı (implicit) çözücüde sanki-statik yükleme koşulunda incelenebileceği ve bu sayede çözüm kısmındaki zaman ve maliyetin azaltılabileceği değerlendirilmiştir. Bunun yanında üç boyutlu elemanlar kullanılarak modellenen parçalara uygun malzeme modeli geliştirilerek çatlak başlangıcı, çatlak ilerlemesi gibi durumların önceden ön görülebileceği ve civata bağlantılarında ön yükün etkisi de hesaba katılarak daha gerçekçi simulasyonların elde edebileceği sonucuna varılmıştır.

Mirzaamiri ve ark. (2012), IKCO 2624 kamyonu kabininin ECE R29 regülasyonu altında davranışını belirlemek için LS-DYNA yazılımıyla 3 boyutlu bir model oluşturmuş; kabinin ön kısım, tavan ve arka duvar dayanımlarını incelemişlerdir. Yapılan analizler de %50'lik manken kullanılarak, kabinde oluşan deformasyon sonucunda mankenin yaşam alanı regülasyona göre değerlendirilmiştir. Önden çarpma ve arka duvar dayanımında yeterli dayanım görülürken tavan dayanımı için yeterli emniyetin sağlanamadığı görülmüştür. İlk yaklaşımda tavan sacının kalınlığını 0.5 mm arttırarak çökmenin 4.5 cm azaldığı görülmüştür. İkinci yaklaşımda jantların etkisi de incelenmiş; çatıdaki çökmenim 5 cm azaldığı görülmüştür. Testle doğrulanan model üzerinden aynı kontak tanımlamaları, eleman formülasyonu, parçaları birleştirme teknikleri kullanarak bir başka ürün grubu olan C1500 aracının sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Bu aracın geliştirmeleri de bu şekilde yapılarak test zamanı ve maliyetten tasarruf sağlanmıştır.

Fatih Yaşar (2011), ECE R29 regülasyonuna göre hazırlanan ilk tasarım modeli Hypermesh ve HyperCrash yazılımlarıyla tam ölçekli sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. RADIOSS yazılımı içerisinde bu modelle önden çarpma testinin simulasyonları gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlarla aracın regülasyona uygunluğu değerlendirilmiştir. Yapılan değerlendirme sonucunda ilk tasarım modelinde ortaya çıkan

problemler ele alınmış ve problemin ana nedeni tespit edilerek, bunu bertaraf edecek önlemler alınmıştır. Bu önlemlerin yeterliliği hem sonlu elemanlar (FE) modeli üzerinden hem de fiziksel test ile değerlendirilerek sonuçlar yorumlanmıştır. Çalışma sonucunda bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımları kullanılarak gerçek testler ile fiziksel testler sanal ortamda simüle edilebilmekte ve bu sayede çok farklı tasarım seçenekleri değerlendirilip, karşılaştırılabilmiştir. Böylelikle daha kısa sürede nihai tasarıma karar verilerek tasarım sürecinde harcanan zaman azaltılmış, maliyeti yüksek testlerin önüne geçilmiştir. Ticari araç modelinin sonlu elemanlar yöntemiyle hazırlanmış olan analiz modeliyle ilk sonuçlar elde edilmiş, elde edilen sonuçlara göre tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır. Yapının dayanımını arttıracak parçalar kullanılmadan önce çarpma durumunu temsil eden plakanın çarptığı durumdaki enerjinin büyük bölümünün kabinin ön göğüs ve A pillar kısmına aktarıldığı görülmüştür. Direksiyon sistemi ile göğüs ve A pillar kısmında kullanılan sac braketler bağlantılı olduğu için çarpışma durumun sonucunda oluşan deformasyon ve bundan kaynaklı araç yönündeki (x ekseni) ilerleme direksiyonun sisteminin yaşam alanına temas etmesine sebep olmuştur. Tasarlanan çarpma kutuları sayesinde çarpma anındaki enerjinin %5'i sönümlenmiş ve yeni tasarlanan parçalar sayesinde enerjinin akış yönü değiştirilerek kabin alt gövde profillerine aktarılmıştır. Yapıya eklenen çarpma kutuları sayesinde çarpışma sonrası yaşam alanında görülen girişim problemleri giderilmiştir. CAE ortamında yapılan bu iyileştirmeler fiziksel test ortamında da doğrulanmıştır.

Pasha ve ark. (2018), orta ağırlıktaki ticari bir aracın yolcu güvenliğini ECE R29-03 regülasyonuna göre değerlendirilmiştir. Önden, arkadan ve tavan bölgesinden çarpma ve devrilme durumlarının gerçekleştiği kazalar yolcular için ciddi yaralanmalara neden olur. ECE R29-03 regülasyonuna göre orta ağırlıktaki kamyonun kabin gövdesi bu durumlara maruz kaldığında bütünlüğünü korumalı ve kabini şasiye bağlayan bağlantı elemanlarında kopma gözlemlenmemelidir. Çarpışma durumunda yeterli yaşam alanı kalmalı böylece yolcular için yaralanma riski büyük ölçüden ortadan kaldırılmalıdır. Bu çalışmada çarpışma durumunda yapının yeterli güvenlikte olduğunu doğrulamak için simülasyonlar yapılmıştır. 180 derece devrilme durumu için tavan bölgesinin dayanımı, önden çarpma durumunda ön profillerin dayanımı ve kabinin arka duvarının yeterli dayanıma sahip olup olmadığı ANSA ve LS-DYNA yazılımlarıyla değerlendirilmiştir.

Baz model tasarımının analiz sonuçlarına göre yapının tavan ve arka duvar bölgesinin yeterli dayanıma sahip olmadığı ve belirli bölgelere takviyeler eklenerek yapının güçlendirilmesi gerektiği görülmüştür. Çeşitli noktalara güçlendirme braketleri eklenerek arka duvar ve tavanın güçlendirilmesi amaçlanmıştır. Yapıya eklenen bu braketlerin sonuçları baz model ile karşılaştırılarak regülasyon şartlarını sağlayan optimum tasarım elde edilmiştir.

Büyük ve ark. (2018), önden çarpan bir aracın kinetik enerjisini kademeli olarak sönümleyerek, kabul edilebilir bir mesafe içerisinde kontrollü bir yavaşlama ve durmaya olanak sağlaması için bir çarpma kutusu tasarlamışlardır. Bu tamponlar, hakimiyetini kaybedip yoldan çıkan araçların yollarda bulunan direk, bariyer gibi sert cisimlere çarptığı durumda kazanın etkisini azaltmak için kullanılır. Bu tamponların darbe emme performansının değerlendirilmesi çeşitli hız limitleri ve çarpma açıları EN 1317-3 standardına göre değerlendirilmiştir. Çarpışma tamponları, hava yastığının katlanması ve sönümlenmesiyle desteklenen plastik deformasyona uğrama kabiliyetini kullanılarak çarpma durumunda enerjiyi emecek şekilde tasarlanır. Bu çalışmada plastik enerji emici tüplerle desteklenen lineer, düşük yoğunluklu polietilen (LLDPE) konteynerler kullanılarak ulukur çarpışma yastığı adı verilen yeni bir çarpışma yastığı sistemi, tasarıma dayanım sağlayacak olan çelik kablolarla birlikte geliştirilmiştir. Sistemin çarpışma dayanımı hem sayısal hem de deneysel olarak değerlendirilmiştir. LS-DYNA programı kullanılarak sonlu elemanlar modeli EN 1317 standardına göre simulasyonlardan çarpma testi yapılarak tasarımın performansı değerlendirilmiştir. Simulasyon ve test sonuçlarında kabul edilebilir benzerlik gözlemlenmiştir. Yeni çarpışma tamponunun çarpmaya dayanıklığını tam olarak değerlendirmek için daha fazla çarpışma testi planlanmıştır.

Gendar ve ark.(2007), doğrusal olmayan açık kod kullanarak gerçekleştirilen sayısal analizlerde elasto-plastik malzeme davranışı tanımı yaparak sürücü kabininin deformasyonunu değerlendirilmiştir. ECE R29 regülasyonuna göre gerçekleştirilen analiz, fiziksel teste yakın sonuçlar vermiştir. Dolayısıyla bu çalışmada kullanılan ticari araç modeline uygun olarak hazırlanacak sayısal modeller ile hafif ve ağır kamyonlar için ürün geliştirmesi yapılabileceği ön görülmüştür. Daha önceki tecrübelere dayanarak hedefe ulaşmak için standart olarak 10 ile 12 arasında tasarım yenilemesi yapılması

sonucuna varılmıştır. Tüm bu iterasyonlar prototip testine tabi tutulursa proje maliyeti ciddi ölçüde artacaktır. CAE yardımıyla iki prototip testi ile sonuca ulaşmanın mümkün olduğu yani fiziksel test sayısının ciddi oranda azaltılabildiği görülmüştür.

Sharma ve ark. (2015), ağır ticari bir araç kabinini sonlu elemanlar metoduyla geliştirerek, ECE R29 regülasyonuna benzer AIS029 regülasyonuna göre test edip doğrulamıştır. Bu çalışmada ayrıca ağır ticari araç kabininin enerji emme kapasitesinin değerlendirilmesi hedeflenmiştir. İlk olarak, araç kabininin ayrıntılı 3D FE modeli geliştirilmiş ve LS-DYNA çözücüsünde çarpışma testi analizleri yapılmıştır. Fiziksel test boyunca darbe enerjisinin büyük çoğunluğunun kabinin ön bölgesi tarafından emildiği görülmüştür. Ayrıca sarkacın temas anında ön kabin süspansiyonlarının çekme yüküne maruz kalırken arka kabin süspansiyonlarının bası yüküne maruz kaldığı görülmüştür. Dört süspansiyon sistemi de test esnasında kopmamıştır. Yolcu bölgesinin yakınında yapılan ölçümlerde maksimum ivmenin 30 g'nin altında olduğu görüldüğü yani kaza anında güvenli limit içerisinde olduğu görülmüştür. Sayısal analiz sonuçlarıyla fiziksel test sonuçları karşılaştırılarak benzer yaşam alanı ve genel deformasyon davranışları gözlemlenmiştir. Malzeme testinden elde edilecek olan gerilim/gerinim eğrisinin analiz modeline tanımlanarak korelasyon seviyesinin arttırılacağı düşünülmüştür.

Dwivedi ve ark. (2011), AIS029 regülasyonuna göre ticari araçlarda sarkacın darbesi esnasında kabinin ön tarafında ciddi deformasyonlar görülmesi beklenmektedir. Bu durum, kabin bağlantı noktalarının fazla yüke maruz kalmasına, kabinin ayrılması gibi istenmeyen kabin hareketlerinden kaynaklı olarak yolcuların yaralanma riskine maruz kalmasına neden olur. Çarpışma testlerinde yolcu güvenliğini sağlayarak yaralanmaların önüne geçmenin yolu, test sırasında kabin yapısının istenmeyen yer değiştirmesini sınırlandırmak ve yapısal bütünlüğü korumaktır. Bu çalışmada kabin yapısının istenmeyen deformasyonlarının sınırlandırılması için alınacak olan koruma önlemlerinin türleri tartışılmıştır. Bu önlemler FE analizleriyle gerçekleştirilmiş ve mevcut ticari araçlara uyarlanabilmesi için fizibilite çalışmaları yapılmıştır. Yapılan bu koruma parçalarının teknolojik olarak basit (üretimi kolay ve maliyeti düşük) ama etkili çözümler olduğu vurgulamıştır. Çalışma sonunda; kabinin montajı esnasında hatalara yol açabilecek durumların engellenmesi, kaza durumlarına göre kabin tasarımının

değiştirilmesi, kabinin şasiyle doğrudan bağlantısı sağlanarak desteklenmesi gibi önlemlerin sürücü ve yolcuların yaralanma riskini minimum seviyelere indireceği sonucuna varılmıştır.

Honiball ve ark. (2000), arka kısmı yolcu taşımada kullanılan hafif ticari aracın (LCV) yükleme alanı olan bir kanopinin yapısal bütünlüğünü değerlendirmek için temel bir test yöntemi önerilmiştir. Bu yöntem devrilmeyle sonuçlanan kaza durumlarında yolcu güvenliğini arttırmaya yönelik ilk adımdır. Uygulanabilirlik, kullanım kolaylığı ve maliyet açısından farklı test yöntemleri değerlendirilmiştir. Bir tonluk üç farklı LCV aracının kütle ve geometrik özellikleri fiziksel testlerle elde edilmiş ve açma mekanizmasının zorlandığı durumla karşılaşıldığında, devrilmeye sebep olabilecek olan minimum yanal hızı belirlemede kullanılmıştır. Elde edilen bu veriler sarkaç testinde kullanılacak olan enerjiyi belirlemek için kullanılmıştır. Çarpma anından hemen önce 4 m/s ile 7 m/s arasında hareket eden bir sarkaç tarafından iletilen 7.7 kJ'luk enerjinin en uygun yük durumu olacağına karar verilmiştir. Uygun şartlarda hem darbe testinin sonlu elemanlar modeli analiz edilmiş hem de gerçek bir sarkaç testi yapılmıştır. İki yöntemin de uygulanabilir olduğu belirlendikten sonra ticari olarak üretilen kanopilerin yapısal bütünlüğünü değerlendirmek için bir test yöntemi geliştirilmesi için kullanılmıştır. Bu yöntem, Güney Afrika'daki yetkili makamlara, hafif ticari araç kanopilerinin üretimi için bir standart oluşturma imkanı sağlamıştır ve sonuç olarak hafif ticari araçlarının devrilmesinin neden olduğu ölümlerin azalmasına yol açmıştır.

Çapar ve ark. (2020), araçlarda yolcu güvenliğinin gün geçtikçe önem kazanmasıyla kabin darbe direncinin tespit edilmesi ve çarpışma testi yöntemlerine uygunluğu araç üreticileri için üretim teknolojileri ve maddi zorluklar çıkarmaktadır. Bu sebeple araç kabinlerinin gerekli güvenlik prosedürlerini sağlayıp sağlamadığı testlerle doğrulanması gerekmektedir. Yapılan bu çalışmada özel amaçla kullanılan ağır ticari bir aracın kabinin ECE R29-03 regülasyonuna uygunluğunu sağlayan çarpışma test platformunun tasarımı ve bu testin sonuçlarının değerlendirilmesi ele alınmıştır. Bu çalışmada, 4x4, 6x6 ve 8x8 tahrikli ağır ticari araçlarda kullanılan kabinin, önden dik, yandan ve üstten darbe testleri gerçekleştirilmiştir. Özel hizmet aracı için kompozit malzemelerden imal edilen kabin, darbe sırasında örgü yapısı ve kalınlığıyla enerjinin büyük bir kısmını sönümlediği; bu

sayede sürücü ve yolcuların maruz kaldıkları darbeden etkilenmesi azaltılmıştır. Bunun yanında kompozit malzemenin sandviç yapısı nedeniyle aracın kabin bağlantıları, ön ve köşe bölgelerinin metal karkasla desteklenmesi darbe dayanımına katkı sağlamıştır. Testten sonra regülasyonda yer alan araç kapılarının kaza anında darbe etkisiyle açılmaması isterinin de sağlandığı gözlemlenmiştir. Bu sayede daha önce yapılan diğer çalışmalardan farklı olarak standart yöntemden farklı malzeme ve imalat yöntemi kullanılarak üretilen bir kabinin hem regülasyon isterlerine uygunluğu test edilmiş hem de kabinin test edilebilmesi için gerekli olan test mekanizmaları doğrulanmıştır. Bu çalışmayla darbe test düzeneğinin başarısı gözlemlenmiş ve kabinin deformasyonundan elde edilen sonuçlara göre kabinin dayanımınım regülasyona göre uygun olduğu değerlendirilmiştir.

Bilbay ve ark.(2019), otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılan iki farklı çelik malzeme için araç kesiti modeli kullanılarak önden çarpma için FE analizleri gerçekleştirmiştir. Ön çarpışma kollarında kullanılan FEE340 ve DP600 malzemelerinin aracın çarpışma durumundaki performansına olan etkileri incelenmiştir. Sanal doğrulama aşamasında her bir eleman tarafından sönümlenen enerji miktarı, yapıda meydana gelen toplam yer değiştirme ve yolcu kabinine iletilen yük miktarı gibi sonuçlar elde edilerek bu malzemelerin çarpışma durumundaki performansları incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda FEE340 malzeme kullanılan çarpışma kollarının yolcu kabinine iletilen yük miktarını azalttığı buna karşın yer değiştirme miktarını arttırdığı gözlemlenmiştir. FEE340 ve DP600 malzemeden oluşan çarpışma kollarının benzer çarpışma kuvveti verimliliği (CFE)'ne sahip olduğu görülmüştür.

Sümer ve ark. (2019), mevcut durumda kaza sırasında ortaya çıkan enerjiyi tam olarak absorbe edemediği anlaşılan emniyet kemeri sistemlerinin geliştirilmesi için çalışma yürütmüşlerdir. Sönümleme elemanı olarak kullanılacak olan alüminyum köpüğün farklı formlardaki tasarımı için analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, kesik piramit olarak tanımlanan tasarım modelinin kaza anında açığa çıkan enerjiyi yeterince absorbe ettiği ve bu enerjinin yolcular üzerinde meydana gelebilecek olan olumsuz etkilerden koruduğu gözlemlenmiştir.

Yapılan literatür araştırmaları sonucunda ECE R29 testlerinde şasi ile araç kabininin bağlantısını sağlayan ön süspansiyon bölgesindeki parçalarda oluşan gerilim-gerinimin davranışının nümerik veya deneysel olarak incelenmediği görülmüştür. Bu tez çalışması ile ilk tasarım aşamasında emniyetsiz bulunan ön süspansiyon bağlantı braketinin sonlu elemanlar yöntemiyle tasarımı geliştirilerek emniyetli olduğu değerlendirilen braket tasarımıyla gerçek bir test gerçekleştirilmiştir. Elde edilen test ve analiz çıktıları karşılaştırılarak çalışmanın korelasyon seviyesi belirlenmiştir.

# 3. MATERYAL ve YÖNTEM

ECE R29 regülasyona göre hazırlanan sonlu elemanlar modeliyle gerçekleştirilen analizlerle 4x2 çekici aracının ürün geliştirme süreçleri tamamlanmış ve analizde yeterli emniyete sahip olduğu değerlendirilen nihai tasarımın prototip modeli üretilerek test ortamında regülasyona uygunluğu değerlendirilmiştir. Bu kapsamda, ön süspansiyon bölgesinde ki döküm braket üzerinde test boyunca oluşan gerinim verileri gerinim ölçerler ile toplanarak analiz ortamında elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çalışmanın devamında, kullanılan manken modelinin yaşam alanı kontrol edilerek regülatif isterlerin sağlanıp sağlanmadığı da değerlendirilmiştir.

## 3.1. Ticari Araçların Sınıflandırılması

Karayollarında kullanılan taşıtlar, kullanım amaçları, aks sayıları ve kapasitelerine göre karayolları genel müdürlüğünce sınıflandırılmıştır (Karayolları Yönetmeliği,2021).

N sınıfı araçlar; en az dört tekerlekli ve yük taşımasında kullanılan motorlu araçlardır. Bu kategoride yer alan araçların sınıflandırılması Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.1.** N Sınıfındaki Araçların Gruplandırılması (Karayolları Yönetmeliği,2021)

| Sınıf | Açıklama |
|---|---|
| N1 | Azami ağırlığı 3,5 tonu aşmayan motorlu araçlar |
| N2 | Azami ağırlığı 3,5 tonu aşan, ancak 12 tonu aşmayan motorlu araçlar |
| N3 | Azami ağırlığı 12 tonu aşan motorlu araçlar |

Bu çalışmada kullanılan 4x2 Tuğra ağır ticari aracı 3,5 ton üzerinde olduğu için N3 sınıfında yer almaktadır.

### 3.2. Ticari Araçların Güvenlik İsterleri

Yıllar geçtikçe gerçekleşen kazalar sonucunda ortaya çıkan kötü sonuçlar yolculuk sırasında güvenliğin öneminin ve farkındalığın artmasına yol açmıştır. Dünya Sağlık Örgütü (DSÖ) ve Dünya bankası tarafından hazırlanan 'Trafik kazalarının önlenmesine ilişkin dünya raporunda (http://trafik.gov.tr/dunyatrafikguv13) karayollarında gerçekleşen kazalarla ilgili neler yapılabileceği ile ilgili çeşitli değerlendirmeler yapılmıştır. Bu rapora göre karayolu trafik kazalarında ortalama olarak her gün 3242 kişinin ölümüne yol açtığı tespit edilmiştir. Bu oran, dünyada meydana gelen diğer sebeplerle ölümlerin %2,1'ine denk gelmekte ve ölüm nedenleri arasında da 11. sırada yer almaktadır. Bunun yanında trafik kazalarının maliyeti de oldukça fazladır. Önümüzdeki yıllarda trafik kazalarının dünyada maliyetinin bir yılda 518 milyar dolar olacağı; bununda, düşük ve orta gelir grubundaki ülkelerde gayri safi milli hasılanın %1,5'ine yüksek gelir grubundaki ülkelerde ise %2'sine denk olacağı tahmin edilmektedir (http://trafik.gov.tr/dunyatrafikguv13).

Çarpışma testleri, 1997 yılından beri çeşitli onay kuruluşları (Euro-NCAP vb.) tarafından gerçekleştirilmektedir. İlk yapılan testlerde son derece vahim sonuçlara ulaşılmıştır. Öyle ki, bu günün lüks otomobil markaları bile oldukça düşük performanslar göstermişlerdir. Bu sonuçların ardından otomotiv üreticileri, araçlarına yapısal dayanımı arttırıcı ve darbe sönümleyici yapıları eklemişlerdir. Bunlardan biri olan çarpışma kutusunun (crashbox) darbe sönümlemede etkin rol oynadığı gösterilmiş ve bu yapıların geliştirilmesi üzerine çalışmalar hala devam etmektedir. Bunun yanında yolcu güvenliğini arttırmak adına hava yastığı, aktif emniyet kemeri sistemleri, aktif sürücü kontrol ve kaza önleyici sistemler ile yolcu güvenliği her geçen gün arttırılmaktadır.

### 3.2.1. Homologasyon

Homologasyon, taşıtın satıldığı bölgedeki yasal yönetmelikleri ve regülasyonları sağladığını gösteren sertifikasyon işlemleridir. Otomobil üreticileri araçları satacakları pazarın regülasyonlarını ve yasal ve yönetmeliklerini karşılamak zorundadırlar. Avrupa birliği ülkelerinde satılacak olan araçlar ECE tarafından belirlenen regülasyonlara uymak zorundadır. Taşıtların geliştirme sürecinde regülasyon isterlerini karşılayıp karşılamadıkları sanal doğrulama ve fiziksel testler ile değerlendirilmektedir. Sanal doğrulama ve prototip model üzerinde yapılan testler neticesinde mevcut tasarımın yeterli dayanıma sahip olduğundan emin olunduktan sonra homologasyon işlemleri için bağımsız onay kuruluşları tarafından teste tutulurlar. Bu çalışmada incelenen N3 sınıfındaki 4x2 çekici tuğra aracının önden çarpma durumu incelenerek regülasyona uygunluğu değerlendirilmiştir (Şekil 3.1).

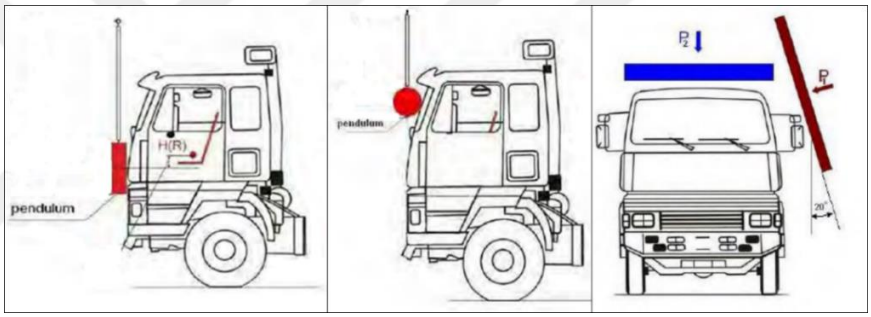


**Şekil 3.1.** ECE R29 Önden Çarpma Testi

### 3.2.2. ECE R29 Regülasyonu

ECE R29-03 regülasyonu ticari bir aracın kabininde bulunan yolcuların korunmasına yönelik hükümler öngörmektedir. Regülasyona göre çarpışma esnasında ve sonrasında sürücü koltuğundaki manken yeterli yaşam alanı kalmalı ve kabin-şasi bağlantısını sağlayan parçalarda kopma meydana gelmemelidir. Ayrıca test esnasında kamyonun kapısı açılmamalıdır.

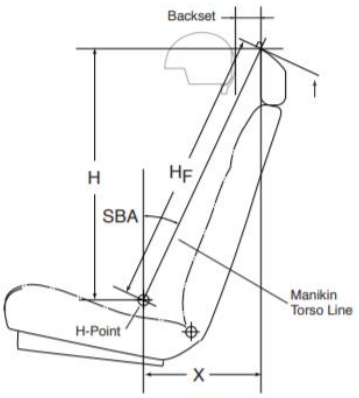
Regülasyon, Şekil 3.2'de şematiği verilen önden çarpma testi (Test-A), A sütunu dayanım testi (Test B) ve tavan dayanım testi (Test C) ile bu yapıların yeterli dayanıma sahip olmasını taahhüt eder. Ayrıca C testi de yan darbe testi ve tavan dayanım testi olarak ikiye ayrılır.




**Şekil 3.2.** ECE R29 Regülasyonu Test A-B-C (ECE R29-03)

#### 3.2.2.1. Sürücü H Noktasının Belirlenmesi

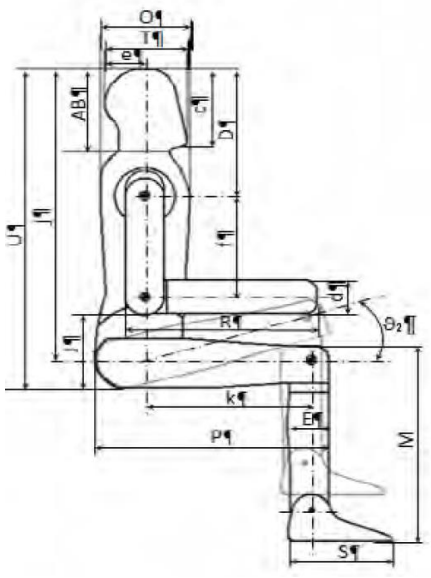
Regülasyonda tanımlanan H noktası, manken oturma pozisyonunda iken mankenin kalça orta noktasına karşılık gelen pozisyona göre belirlenmektedir. H noktası belirlendikten sonra sonlu elemanlar modelinde ve fiziksel testte darbe plakası bu noktaya göre konumlandırılmaktadır. Şekil 3.3'te H noktası gösterilmiştir.




**Şekil 3.3.** Sürücü H Noktası Belirlenmesi (Vehicle Occupant Positions, 2001)

### 3.2.2.2. Sürücü Yaşam Alanı

Araç koltuğu, kızak konumun orta kısmında olduğu, koltuk yüksekliği daha önce tespit edilen H noktası konumunda olacak şekilde ayarlanır. Daha sonra regülasyonunun tanımladığı ve ölçüleri belli olan manken modeli koltuğa yerleştirilir. Test esnasında ve sonrasında ön konsol ve direksiyon sistemlerinin mankene temas edip etmediği ve yeterli yaşam alanın sağlanıp sağlanmadığına göre test değerlendirilir. Regülasyonda tanımlanan manken boyutları Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

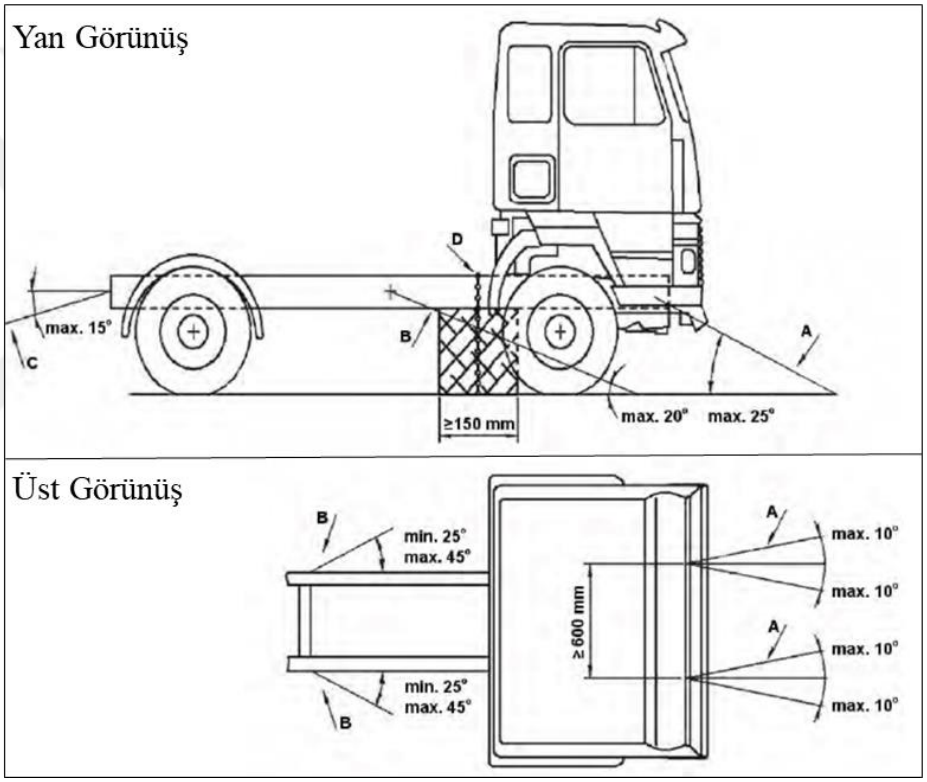



**Şekil 3.4.** ECE R29-03'e göre Manken Modeli

### 3.2.2.3. Önden Çarpma Testinin Tariflenmesi (ECE R29-03 Test A)

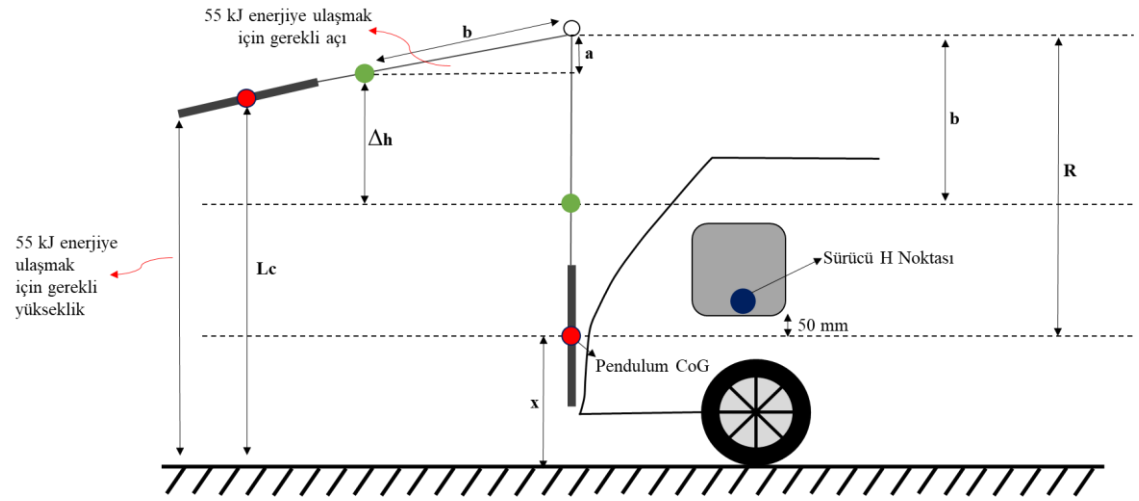
ECE R29 regülasyonu, kabin bütünlüğü korunarak ve şasi ile bağlantı kopmayacak şekilde sürücü ve yolcuların kaza esnasında güvende kalmalarını sağlayacak yaşam alanını taahhüt eder.

Şekil 3.5'te gösterilen regülasyon tariflemesine göre araç çelik halatlar yardımıyla sabitlenmelidir. Test boyunca çelik halatlar ve bağlantı elemanlarında kopma meydana gelmemelidir.




**Şekil 3.5.** Aracın Sabitlenme Noktaları (ECE R29-03)

Regülasyon tanımına göre dikdörtgen şeklinde ki darbe plakası 2500 mm genişliğe ve 800 mm yükseliğe, 1500 kg'ın altında kütleye sahip olmalıdır. Regülasyonda araç sınıflarına göre tanımlanan çarpma enerjisi için yeterli yükseliğe konumlandırılmalı, darbe esnasında deformasyona uğramayacak malzeme yapısına sahip olmalıdır. Plakanın çarpma esnasındaki ağırlık merkezi koltuk H noktasına göre 50 mm aşağıda olmalıdır.




**Şekil 3.6.** Darbe plakasının konumlandırılması

Darbe plakası regülasyonda istenen enerjiye sahip olması için serbest salınım hareketi yapmaktadır. Şekil 3.6'da gösterildiği gibi plakanın yeterli çarpma enerjisine ulaşması için belirli bir yüksekliğe kaldırılıp yeterli potansiyel enerji elde edilmelidir. Serbest salınım hareketiyle başlangıçtaki potansiyel enerji kinetik enerjiye dönüşerek çarpma enerjisi elde edilir.

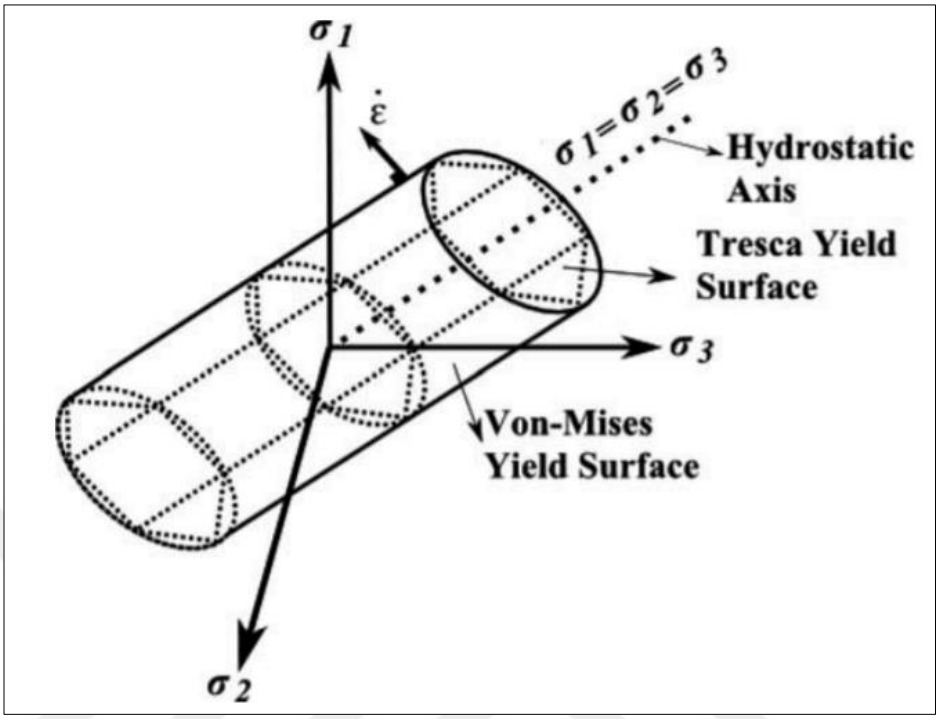
### 3.3. Plastisite Teorisi

Çarpışma senaryosu FE analizleri hesaplamalarının temelinde plastisite teorisi bulunmaktadır. Katı cisimler yapıldıkları malzemenin akma gerilmesi altında kalan yüklemelerde sadece elastik olarak şekil değişimine uğrarlar. Bu değerin üstünde bir yüklemeye maruz kalınırsa kalıcı olarak tabir edilen plastik şekil değişimi gösterirler. Plastisite teorisi cisimlerin plastik şartların geçerli olduğu durumdaki davranışlarını inceler.

#### 3.3.1. Akma Kriteri

Gerilim, malzemenin akma kriterini aşarsa malzemede plastik (kalıcı şekil değişimi) görülecektir. Bu gerilim çekme veya basma şeklinde olabilir. Akma kriteri, malzemede akmanın ne zaman gerçekleşeceğini tarif etmek için kullanılan bir analitik yaklaşımdır.

Doğrusal olmayan malzemelerin kullanıldığı FE analizlerinde yaygın olarak Von Mises ve Tresca akma kriterleri kullanılmaktadır (Şekil 3.7).




**Şekil 3.7** Von Mises / Tresca Akma Kriteri (S.M. Binesh, 2014)

### 3.3.2. Von Mises Akma Kriteri

Von Mises akma kriteri çok eksenli yükleme durumlarını yorumlamakta sıklıkla kullanılmaktadır. Bu kritere göre karmaşık yüklemenin olduğu durumlarda malzemenin akıp akmayacağını tahmin etmek için malzemenin akma gerilmesiyle karşılaştırılabilen eşdeğer bir skaler gerilim elde edilir. Elastik, viskoelastik veya doğrusal elastik davranış gösteren malzemelerde, Von Mises gerilmesi akma dayanımın üzerindeki değere ulaştığında malzeme akmaya başlar.

Von Mises teoreminin genel deklemi (3.1) aşağıda gösterilmiştir.

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)}{2}} \quad (3.1)$$

$\sigma_{11,}$ : 1,2,3 referans eksenleri boyunca oluşan normal gerilmeler

$\sigma_{12,23,31}$ : 1,2,3 referans eksenleri boyunca oluşan kayma gerilmeleri

$\sigma_v$: von Mises eşdeğer gerilmesi

Çalışma kapsamında; civata bağlantı noktalarına tanımlanan noktasal yay elemandan okunan kuvvet değerleri Von Mises kriterlerine göre değerlendirilerek civataların yapısal dayanımı hesaplanmıştır.

Maksimum biçim değiştirme enerjisi hipotezi denklem (3.2);

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3) \leq \sigma_y^2 \tag{3.2}$$

Buradan;

$$\frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}{2} \leq \sigma_y^2 \tag{3.3}$$

Kopma, üç eksenli gerilme halinde birim hacme düşen maksimum şekil değiştirme enerjisinin belirli bir değeri aşması halinde meydana gelmektedir. Bu hipoteze göre üç eksenli gerilme durumunda (3.4);

$$\sigma_B = \frac{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}}{\sqrt{2}} \tag{3.4}$$

iki eksenli gerilme durumunda (3.5) ise;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \tag{3.5}$$

olup asal gerilme değerleri yerine konursa eşdeğer gerilme (3.6);

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \tag{3.6}$$

şeklinde elde edilir.

### 3.3.3. Tresca Akma Kriteri

Tresca kriterine göre, malzemenin koptuğu durumda maksimum kayma gerilmesinin kritik değere ulaştığında akma meydana getirecek şekilde eş değer bir hesaplama yapılmaktadır. Özetle, Tresca akma kriterine göre, malzeme kritik kayma gerilmesi değerine ulaşırsa malzeme akar.

Tresca akma kriterinin matematiksel ifadesi (3.7) aşağıdaki gibidir.

$$max\left\{\frac{1}{2}|\sigma_1 - \sigma_2|, \frac{1}{2}|\sigma_2 - \sigma_3|, \frac{1}{2}|\sigma_3 - \sigma_1|\right\} = k \tag{3.7}$$

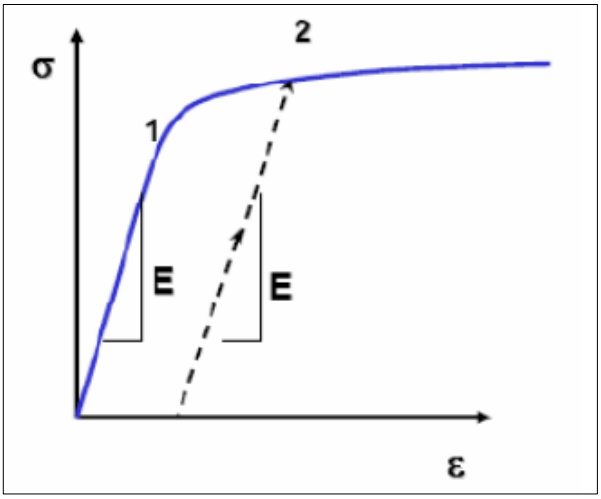
$\sigma_1$ : Maksimum normal gerilim

$\sigma_3$ : Minimum normal gerilim

k : Kayma gerilmesi akma sınırı

### 3.3.3. Pekleşme (Hardening)

Metallerin uygulanan yükler altında elastik bölgeden plastik bölgeye geçerek kalıcı şekil değişimine uğraması ve bunun sonucunda mukavemet değerlerinin artmasına pekleşme denir. Diğer bir deyişle, akma yüzeyinin şeklinin ve boyutunun yükleme boyunca değişmesidir.




**Şekil 3.8** Gerilme/Gerinim Eğrisi (Anonim 2021)

Şekil 3.8'de gösterilen 1 numaralı nokta elastik sınır kabul edilirse ve malzeme bu sınırın üzerinde yüklemeye maruz kalıp, yük kaldırılırsa malzemede plastik deformasyon görülür. Malzemeye tekrar yük uygulandığında plastik deformasyon sonucunda malzemenin mukavemetinin arttığı, elastik sınırın 1 noktasından 2 noktasına geldiği görülür. Bu işleme literatürde şekil değiştirme pekleşmesi adı verilir.

### 3.4. Bilgisayar Destekli Mühendislik

Bilgisayar destekli mühendislik (CAE), tasarım ve sanal testlerden karmaşık algoritmalarla üretim planlamasına kadar tüm ürün mühendisliği sürecinde kullanılan bir terimdir. Bilgisayar destekli mühendislik günümüzde ürün geliştirme amacıyla tasarım yazılımları kullanan hemen hemen her sektörde bir standart haline gelmiştir. Bilgisayar destekli mühendislik sayesinde fiziksel bir prototipe ihtiyaç duyulmadan üründen beklenen fiziksel özeliklerin testleri ve simülasyonlar gerçekleştirilebildiği için yalnızca ürünü tasarlamanın değil aynı zamanda mühendislik sürecini de desteklemeyi sağlamaktadır. CAE olarak en sık kullanılan simülasyon yöntemleri sonlu elemanlar analizi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, termal analiz ve optimizasyonlar sayılabilir.

CAE'nin avantajlarından faydalanarak yüksek ve çoklu işlemci destekli sistemlerle tasarım modellerinin yineleme döngüsünün süresi ve maliyeti önemli ölçüde azaltılabilir. Genel olarak CAE iş akışı, başlangıç tasarımı oluşturularak geometrik modelin (CAD)

simüle edilmesidir. Simülasyon modeline tanımlanan giriş verileri ile simülasyon sonucu oluşan çıktılar değerlendirilerek sonuçların mevcut geometriye uygunluğu ve tasarımın nasıl geliştirilebileceği üzerine yorumlar yapılabilir. Tasarım modelinin performansının beklentileri karşılamadığı herhangi bir zayıf nokta olması durumunda, CAD modeli iyileştirilebilir ve güncellenen tasarım yeni bir simülasyonla test edilerek değişikliklerinin etkileri kontrol edilebilir. Bu süreç ürün geliştirme aşamasının başlarında fiziksel prototipler oluşturmaya gerek olmadığından daha hızlı ürün geliştirmeyi sağlamaktadır.

### 3.4.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar metodu (FEM) ilk kez havacılık ve uzay sektöründe, uçak gövdesini oluşturan parçaların gerilme analizlerinde kullanılmıştır. Daha sonraki yıllarda uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinin çözümünde de kullanılmaya başlanmıştır. Sonlu elemanlar yazılımlarının ticarileşmesiyle bu metot ve çözüm teknikleri hızlı gelişim göstermiş ve günümüzde pek çok teknik problemin çözümü için kullanılan bir yöntem olmuştur.

Sonlu elemanlar metodu, karmaşık bir problemi basit alt problemlere indirgeyerek çözüme ulaşmayı amaçlamaktadır. Bu metotta, incelenen bölge çok sayıda basit, küçük ve birbirine bağlı sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır. Bu elemanlar birbirlerine düğüm noktaları adı verilen noktalar ile bağlanmaktadır. Bu düğüm noktalarının her biri için üç öteleme ve üç dönme yönünde olmak üzere altı serbestlik derecesi vardır. Bu yöntem sayesinde sürekli bir yapının davranışı sonlu sayıdaki düğüm noktası (serbestlik derecesi) ile tanımlanabilmektedir.

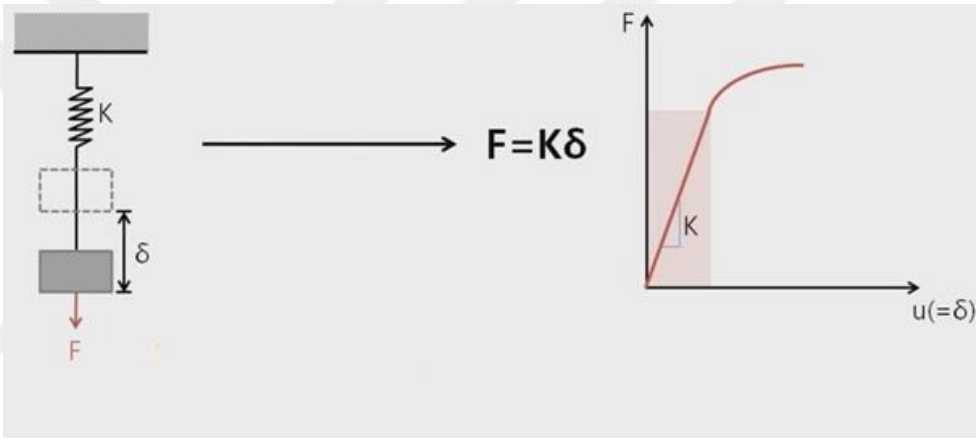
### 3.4.2. Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü

Malzemelerin yük altındaki şekil değişimleri, elastik ve plastik olarak iki bölüme ayrılmaktadır. Elastik şekil değişiminin matematiksel ifadesi İngiliz bilim adamı Robert Hooke'un bir ucu tavana asılı farklı uzunluktaki yayların boştaki ucuna bağlanan ağırlıkların yaylardaki esneme miktarını ölçmesine dayanmaktadır. Yapmış olduğu bu gözlem sonucunda yaylar her ne kadar farklı miktarda esnemiş gibi gözükse de oluşan

esneme miktarının yayların ilk uzunluğuna oranlandığında bütün yayların aynı oranda esnediğini tespit etmiştir. Hooke, bu çalışmadan sonra tespitlerini matematiksel ifadeye çevirmiştir. Yayın ucuna asılan yükten kaynaklanan kuvveti F ve yaydaki esneme miktarını x olmak üzere;

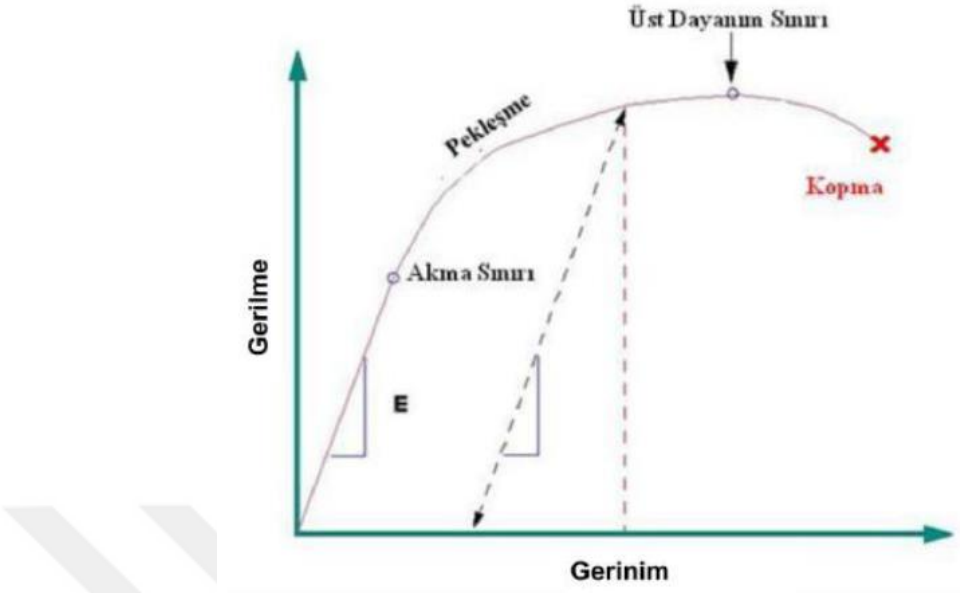
$$F=kx \tag{3.8}$$

eşitliği (3.8) ile tarif edilmiştir. Denklemdeki k sabiti, uygulanan kuvvet sonucunda oluşan uzama ile kuvvet arasındaki ilişkiyi ifade etmektedir (Şekil 3.9).




**Şekil 3.9.** Kütle/Yay Sistemi (Altair El Kitabı, 2016)

Sistemdeki parçalar malzemenin akma gerilmesi üzerinde bir zorlamaya maruz kalınca doğrusal olmayan kuvvet-şekil değiştirme davranışı gösterirler. Şekil 3.10'da gösterilen eğride akma sınırının altındaki bölge elastik bölge olarak tanımlanırken, akma sınırının üstündeki bölge plastik bölge olarak tanımlanır.

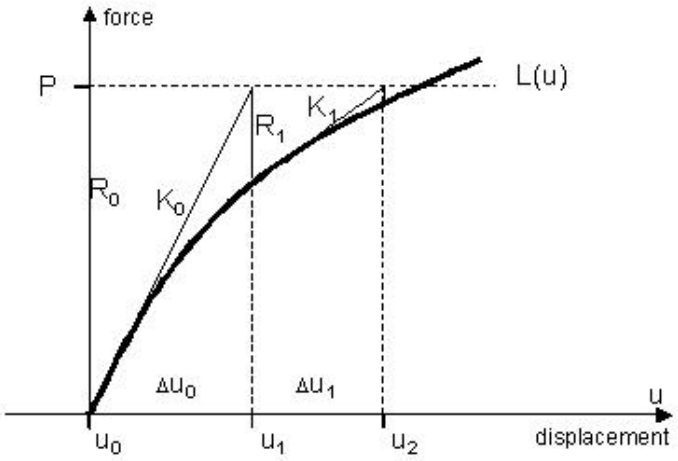



**Şekil 3.10.** Malzeme Gerilme/Gerinim Eğrisi (Yaşar 2011)

Doğrusal denge denkleminin (Hooke eşitliği) yetersiz kaldığı durumlara doğrusal olmayan davranış dikkate alınmalıdır. Kapalı yöntem ile doğrusal olmayan davranışa sahip sistemlerin çözümünde birden fazla yükleme ile her yüklemede belirli sayıda iterasyon yapılarak belirli bir hata payıyla sonuca yakınsanmaya çalışılır. Bu metotta çözüm yapılırken aşağıdaki denklem (3.9) kullanılır.

$$P = L_{(u)} \tag{3.9}$$

Bu denklemde ‘P’ global kuvvet vektörünü gösterirken, ‘u’ deplasman miktarını, ‘$L_{(u)}$’ ise sistemin doğrusal olman cevabını temsil eder. Bu durumda analiz modelinin çözümünü gerçekleştirmek için her bir Δu entegrasyon noktalarında rijitlik değeri güncellenmektedir (Şekil 3.11).

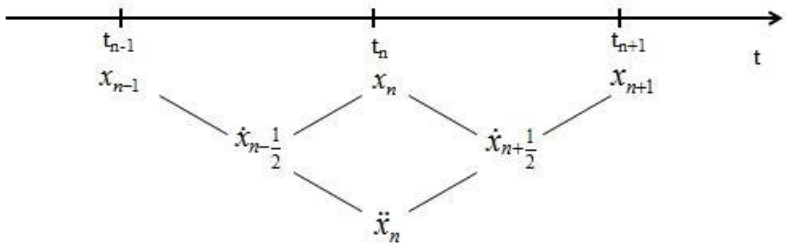



**Şekil 3.11.** Doğrusal Olmayan Sistemin P/u Eğrisi (Altair El Kitabı, 2016)

Bu çalışma kapsamında Radioss çözücüsünde kullanılan açık kod (explicit) çözüm metoduyla doğrusal olmayan dinamik sistemlerin çözümü gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem kısa zaman diliminde çok büyük deformasyonla uğrayan sistemlerde kullanılmaktadır. Örnek olarak; patlama simülasyonları, çarpışma simülasyonları, düşürme testleri vb. karmaşık simülasyonlar kapalı yöntemle çözdürülebilmektedir. Açık yöntemde rijitlik matrisi oluşturulmadığı için çözüm daha basittir. Bu çözüm yönteminde, her zaman aralığı için sistemin maruz kaldığı yük farklı olduğundan doğrusal sistemlerdeki gibi denge hali araştırılıp, sistemin kararlılığı için küçük zaman adımlarında çözüm gerçekleştirilir. Dinamik sistemlerin çözümünde aşağıda ki denge denklemi (3.10) kullanılmaktadır (Yaşar 2011).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \tag{3.10}$$

Sisteme etkiyen kuvvet, zaman bağlı olduğu için yapılarda sıfırdan farklı ivme değerleri oluşmaktadır. Bu yüzden analiz çıktılarından okunacak olan yer değiştirme ve gerilme değerleri de zaman bağlı değişecektir. Bu durumda; denklem A'da ki diferansiyel eşitlik açık kod analizlerinde zaman entegrasyon yöntemi kullanılarak çözdürülmektedir. Şekil 3.12'de zamana bağlı yer değiştirme, hız ve ivmenin konumları gösterilmiştir.




**Şekil 3.12.** Zaman Entegrasyon Şeması (Altair El Kitabı,2016)

Zaman entegrasyon şemasında yer alan ivme, zaman alanında entegre edilerek hız büyüklüğü (3.11) hesaplanmaktadır.

$$\dot{x}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{x}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{x}_n \Delta t_n \tag{3.11}$$

Düğüm noktalarındaki yer değiştirme miktarı(3.12) ise;

$$x_{n+1} = x_n + \dot{x}_{n+\frac{1}{2}} \Delta t_n \tag{3.12}$$

Yukarıdaki iki denklem ile birlikte dinamik denge denklemi (3.13) aşağıdaki şekli alır.

$$[M]\{\ddot{X}_n\} + [C]\{\dot{X}_n\} + [K]\{X_n\} = \{F_{dış}(t_n)\} \tag{3.13}$$

[M] : Kütle matrisi

[K] : Katılık matrisi

[C] : Sönümleme matrisi

$\{F_{dış}\}$ : Dış kuvvetler vektörü

$[K]\{X_n\}=\{F_{iç}(t_n)\}$

$\{F_{iç}\}$ iç kuvvetler olup rijitlik matrisi ve yapının deformasyonu temsil etmektedir. Sistemin çözdürülmesi esnasında yapıya etki eden diğer kuvvetlerde hesaba katılırsa, doğrusal hızlar için genel hareket denklemi (3.14) aşağıdaki gibi olur.

$$[M]\left\{\frac{\partial v}{\partial t}\right\} = = \{F_{dış}\} - \{F_{iç}\} + \{F_{gövde}\} + \{F_{hourglass}\} + \{F_{kontak}\} \quad (3.14)$$

Bu denklemde,

$\{F_{gövde}\}$ : Gövde kuvvetleri,

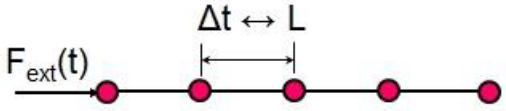
$\{F_{hourglass}\}$ : Hourglass kuvvetleri,

$\{F_{kontak}\}$ : Kontak kuvvetleridir.

Elde edilen sonuçların doğruluğu, '$\Delta t_n$' zaman artım değeri ile alakalıdır. Bu değer ne kadar küçük seçilirse çözümün doğruluğu o kadar artmaktadır fakat çözüm süresinin de artmasına neden olmaktadır.

### 3.4.2.1. Açık kod için zaman aralığı

Açık kod ile gerçekleştirilen çözümlerde zaman adımı en küçük zaman aralığına sahip olan elemana göre belirlenmektedir. Zaman aralığı, karakteristik eleman boyunun dalga hızına oranı ile hesaplanır (Şekil 3.13).




**Şekil 3.13.** Zaman Adımı ve Eleman Boyu İlişkisi (Altair El Kitabı, 2016)

Zaman adımı değerli aşağıdaki denklem 3.15 ile belirlenmektedir.

$$\Delta t = \frac{L}{c} \quad (3.15)$$

Bu denklemde;

Δt : Kritik zaman adımını,
L: Analiz modelindeki en küçük elemanının kenar uzunluğunu,
c: Malzeme içerisindeki sesin yayılma hızını;
temsil etmektedir.

Malzeme içerisinde sesin yayılma hızını aşağıdaki denklem ifade etmektedir.

Tek boyutlu bir eleman için zaman aralığı Courant, Freidrichs ve Lewy eşitliği ile ifade edilmektedir. Bu denklem (3.16) aşağıdaki gibidir.

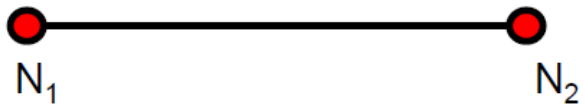
$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\vartheta^2)}} \tag{3.16}$$

Bu denklemde;
c: Malzeme içerisindeki sesin yayılma hızını,
E: Malzemenin elastite modülünü,
ρ: Malzemenin yoğunluğunu,
v :Poisson oranını,
temsil etmektedir.

Yukarıdaki denklemden anlaşılacağı gibi zaman aralığı malzemenin sertliği ile doğru orantılı iken malzemenin boyutu ve malzemenin yoğunluğuyla ters orantılıdır.

### 3.4.2.2. Açık kod için hesaplama yöntemleri

Analiz modelini çözdürmede RADIOSS açık kod sonlu elemanlar çözücü yazılımı kullanılmıştır. Açık kodda çözüm yöntemi iki düğüm noktası için aşağıda açıklanmıştır (Şekil 3.14).




**Şekil 3.14** İki Düğüm Noktası (Altair El Kitabı, 2016)

Sisteme uygulanan dış kuvvet etkisi ile sistemde oluşan iç kuvvetler arasındaki farktan yapıda bir ivme (3.17) oluşur.

$$\ddot{x}_n = \frac{f_{dış}(t_n) - f_{iç}(t_n)}{m} \tag{3.17}$$

Oluşan ivme ile sistem üzerinden hız (3.18) ve yer değiştirme (3.19) değerleri hesaplanır.

$$\dot{x}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{x}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{x}_n \Delta t \tag{3.18}$$

$$x_{n+1} = x_n + \dot{x}_{n+\frac{1}{2}} \Delta t \tag{3.19}$$

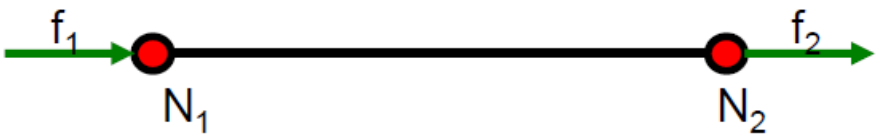
Oluşan yer değiştirme sistemde deformasyona (3.20) sebebiyet verir. Buradan gerinim (3.20) hesabı yapılır;

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \tag{3.20}$$

$$\varepsilon_{n+1} = \frac{x_2^{n+1} - x_1^{n+1}}{l_0} - 1 \tag{3.21}$$

Elde edilen gerinim malzemenin Elastisite modülüyle çarpılarak gerilim (3.22) elde edilir. Bu sayede bir noktanın bütün yapısal değerleri elde edilmiş olur.

$$\sigma = E\varepsilon \tag{3.22}$$



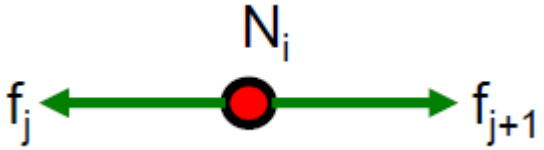

**Şekil 3.15** İki Düğüm Noktası (Altair El Kitabı, 2016)

Şekil 3.15'te gösterilen ilk noktadan hesaplanan gerilme değeri toplam alana bölünerek sıradaki düğüm noktasının giriş (dış) kuvveti (3.23 ve 3.24) hesaplanır.

$$f_1^{n+1} = -A\sigma^{n+1} \tag{3.23}$$

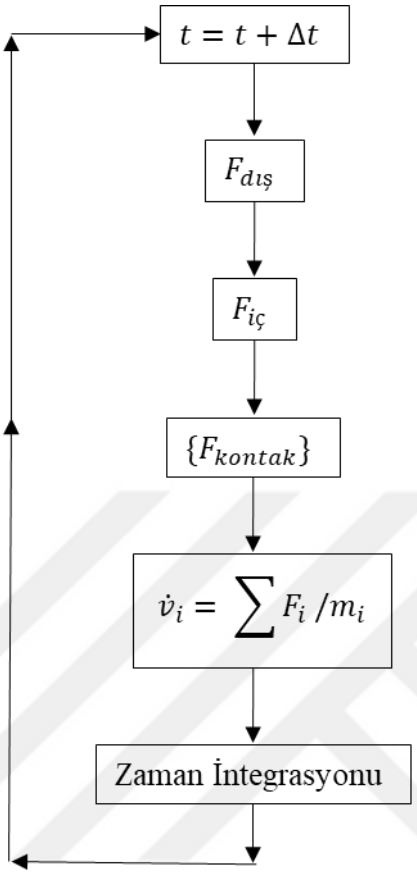
$$f_2^{n+1} = A\sigma^{n+1} \tag{3.24}$$

Bu döngü tekrar edilerek geri kalan hesaplama noktaları için değerler elde edilmiş olur (Şekil 3.16).




**Şekil 3.16** İki Düğüm Noktası Kuvvet Gösterimi (Altair El Kitabı, 2016)

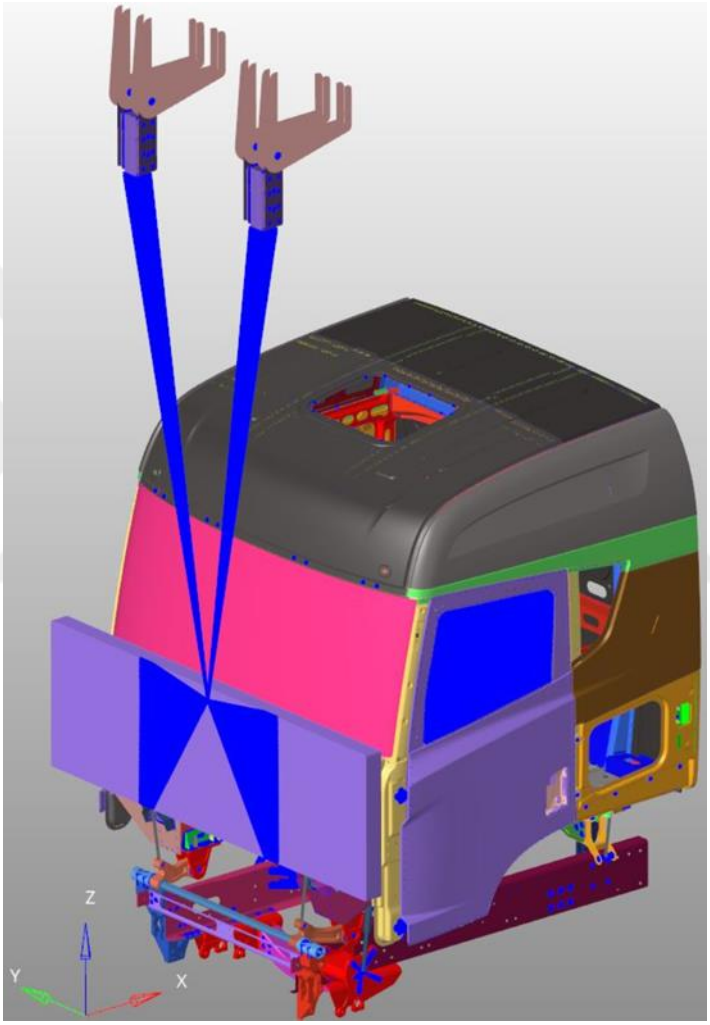
Şeki 3.17.'de açık kod hesaplama yöntemi döngüsü gösterilmiştir.




**Şekil 3.17** Açık Kod Hesaplama Yöntemi Döngüsü

### 3.4.3. Önden Çarpma Analizi Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

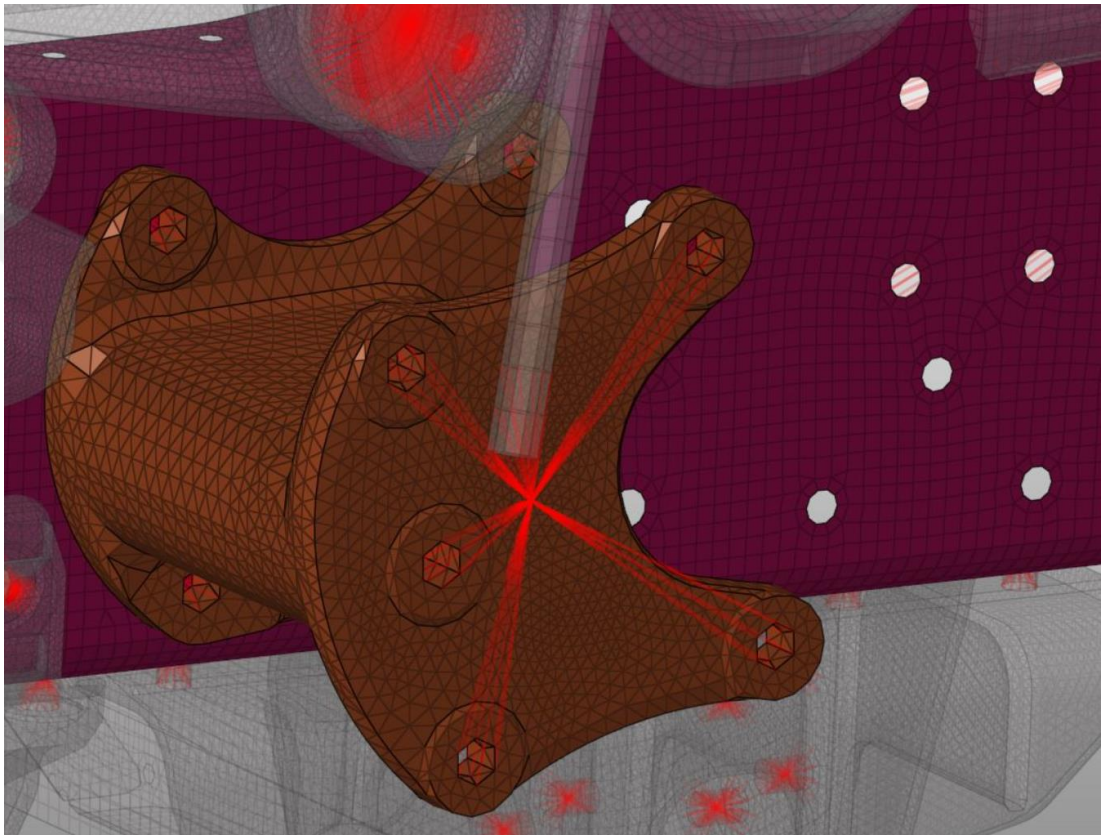
Bu bölümde sonlu elemanlar yöntemiyle hazırlanan analiz modeli açıklanmıştır. Şekil 3.18'de analiz modeli gösterilmiştir. Analiz modelinde 413910 eleman, 242419 düğüm noktası kullanılmıştır. 4x2 Tuğra çekici aracının FE modeli 'Altair Hypermesh' yazılımıyla oluşturulmuştur.




**Şekil 3.18.** Aracın Sonlu Elemanlar Modeli

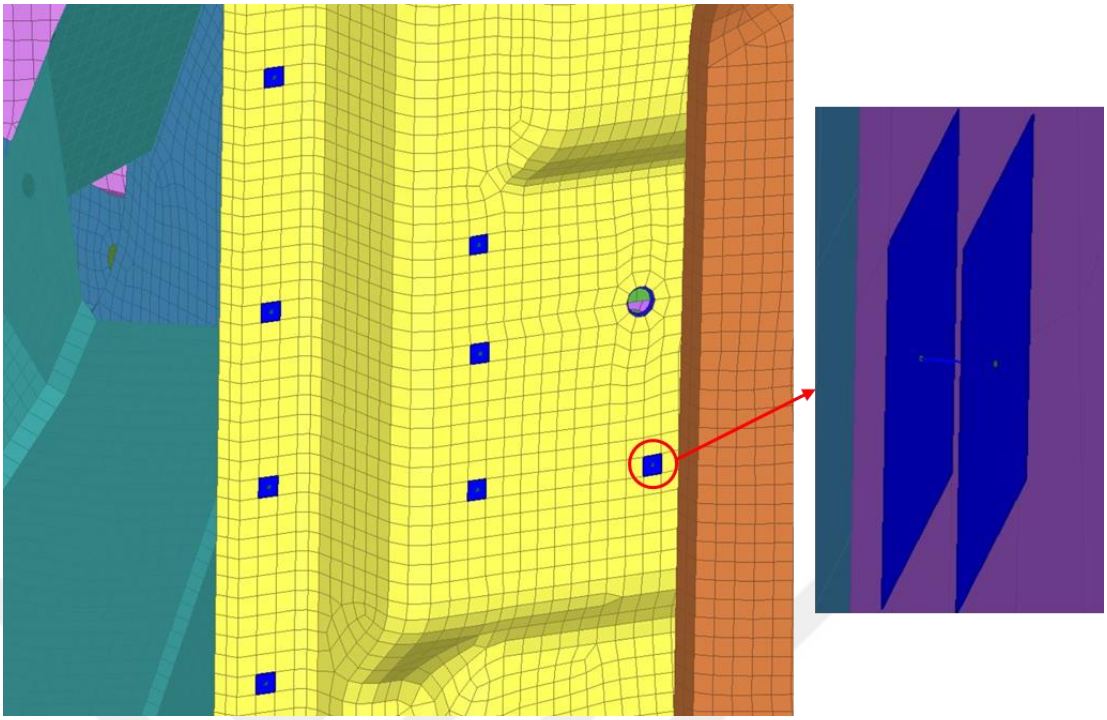
Aracın FE modeli oluşturulurken çarpma testinde kritik rol oynayan parçaların (kabin parçaları, süspansiyon braketleri vb.) eleman boyutu 8 mm olacak şekilde modellenmesine dikkat edilmiştir. Daha önce yapılan testlerden elde edilen tecrübeyle çarpma esnasında fazla yüke maruz kalan ve kritik olarak değerlendirilen parçalar ikinci derece elemanlar ile modellenerek gerçeğe daha yakın bir model hazırlanmıştır. Daha

önce elde edilen tecrübeler sonucunda deformasyona uğramayacağı bilinen parçalar çözüm süresini kısaltmak adına eleman boyutu 20 mm olacak şekilde modellenmiştir. 3D parçalarda tetra eleman, 2D yüzey parçalarda 'quad' eleman, punta noktalarında kullanılan 1D elemanlarda yay (spring), diğer kaynak noktalarında rijit (rigid body), civata bölgelerinde gelen yüke göre civata kesilmesini değerlendirebilmek adına çubuk (beam) elamanlar kullanılmıştır (Şekil 3.19).



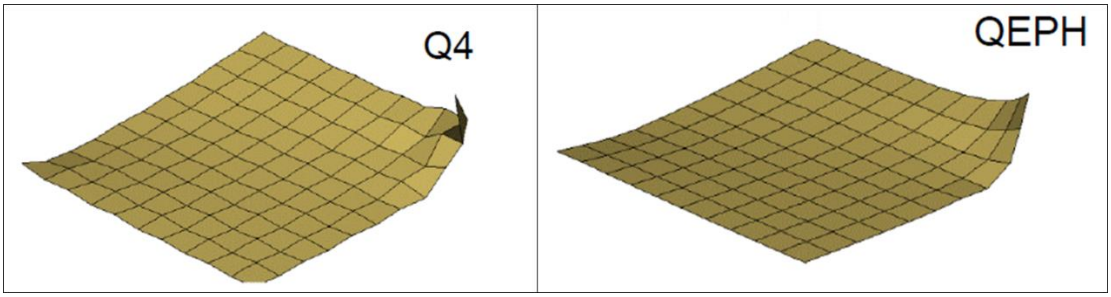
**Şekil 3.19.** Aracın Mesh Yapısı

Punta kaynak kullanılan bölgelerde 1D tip 13 yay (spring) eleman tanımlanarak bağlantı sağlanmıştır. Tip 13 yay elemanlar doğrusal olmayan davranış sergilediklerinden her deformasyon modu için kuvvet-uzama eğrileri tanımlanabilmektedir. Bu eğriler yay elemanların deformasyon modundaki davranışını belirler. Bu çalışmada punta kaynak kullanılan bölgelerdeki sonuçların değerlendirmesi yapılmayacağı için program tarafından otomatik atanan değerler kullanılmış, yay elemanlara herhangi bir kopma parametresi tanımlanmamıştır. Punta kaynak modellemesi Şekil 3.20'de gösterilmiştir.



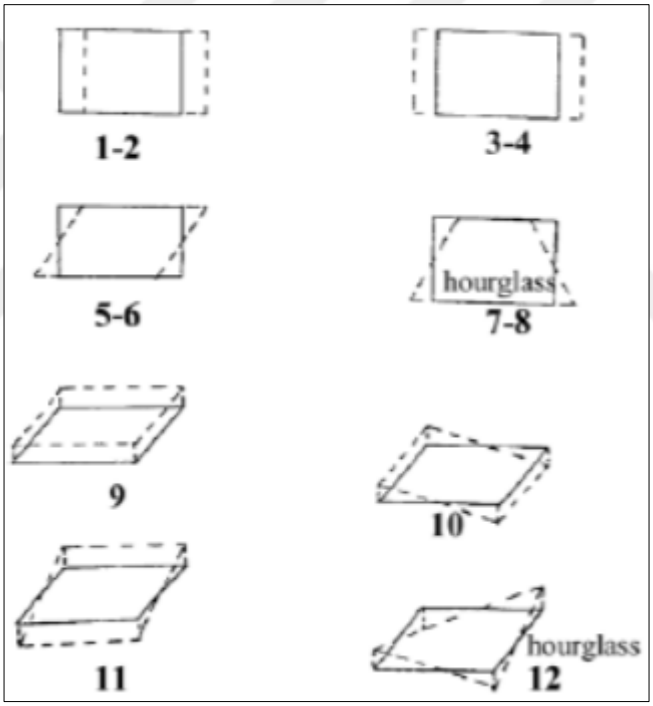
**Şekil 3.20.** Punta Kaynak Modellenmesi

2D eleman tanımlamalarında genel olarak Q4 (Belyshko&Tsay) eleman tipi kullanılmıştır. Bu eleman tipi, yüksek dönme kuvvetine maruz kalmaları durumunda doğru davranışlar sergilemedikleri ve fiziksel hourglass düzeltmesi özelliği olmadığı için QEPH elemanlar kullanılarak daha gerçekçi simulasyon modeli hazırlanmaya çalışılmıştır. Şekil 3.21' de gösterilen 'Hourglass' adı verilen etki, elemanlarda meydana gelen fiziksel olmayan ve gerilim üretmeyen deformasyon davranışlarıdır. Özetle, bir elemanın her bir düğüm noktası için yer değiştirme ve kuvvetler mevcut olabilir. Tüm bu yer değiştirmeler ve kuvvetlerin toplamı elemanın integrasyon noktasında sıfır gerinim ve gerilim değeri verirse o zaman o eleman belirli deformasyon için rijitliği hesaplayamaz. Bu, hourglass'a uğrayan elemanın gerçek davranışını değiştirerek çözüm doğruluğunu etkileyebilir. Bu yüzden analiz sonuçları değerlendirilirken hourglass kaynaklı enerjinin modelde oluşan toplam enerjinin %10'unu aşmadığına dikkat edilmelidir. Ayrıca Radioss çözücüsünün dökümanlarında maliyet ve kalite açısından en uygun seçimin QEPH eleman formülasyonu olduğu değerlendirilmiştir.



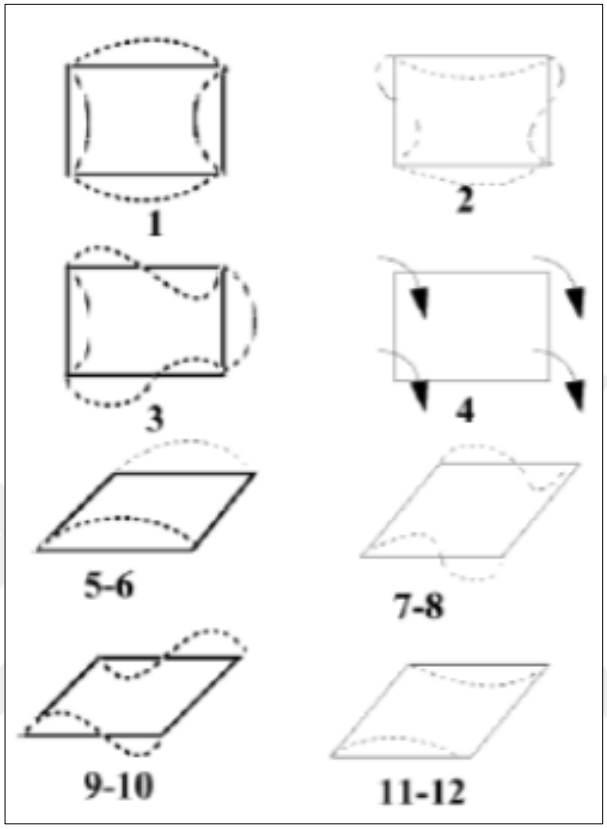

**Şekil 3.21.** Q4 ve QEPH Elemanlar (Altair Radioss El Kitabı,2016)

Şekil 3.22'de gösterilen kabuk eleman modlarından 1-2 öteleme deformasyon modunu, 1-2-9 elemanın uzaydaki serbest hareket modunu, 3,4,5,6,10,11 elemanın deformasyon modlarını ve 7,8 ve 12 elemanın hourglass modlarını göstermektedir.




**Şekil 3.22.** Ötelenme deformasyonu modları (Sarısaç, 2016)

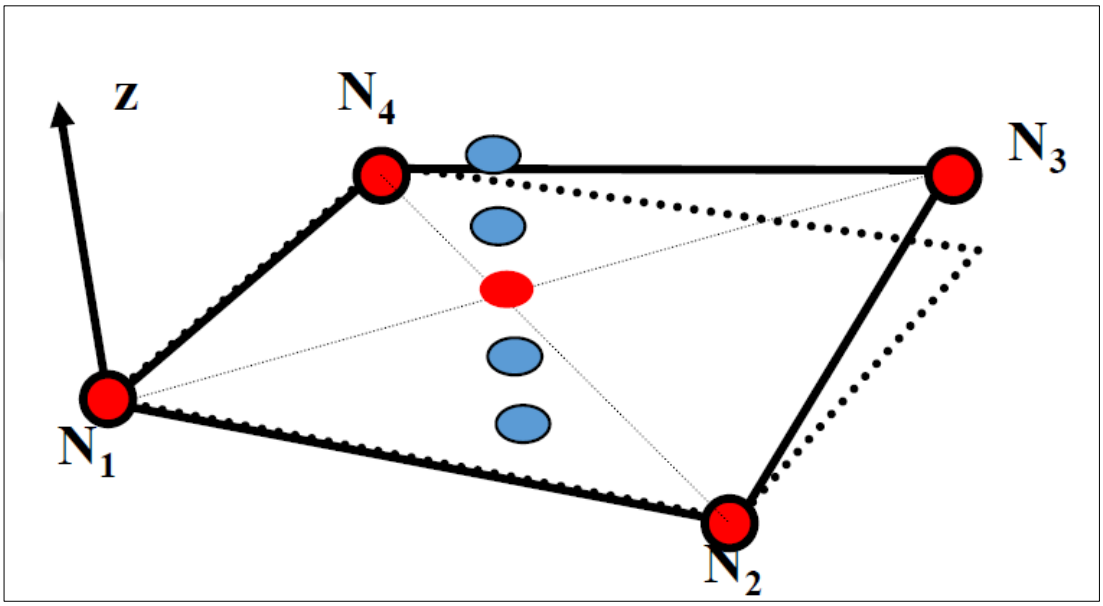
Elemanların rotasyonel deformasyon modları Şekil 3.23'te gösterilmiştir. Bunlardan 1,2,3,4 düzlem dışı rotasyonel modu 5,6,7 ve 8 deformasyon modlarını, 9,10,11 ve 12 hourglass modlarını göstermektedir.




**Şekil 3.23.** Dönme deformasyonu modları (Sarısaç, 2016)

Bu çalışmada, kümeleme çözümleri (cluster) ara yüzü üzerinden yüksek çekirdeklerde analiz çözdürülebildiği için gerçeğe en uygun analiz modelini kurmak adına tam integrasyonlu elemanlar kullanılmıştır. Bu formülasyona sahip elemanların yüzeylerinde ki dört adet Gauss noktası üzerinden elemanın iç enerjisi ve deformasyonu hesaplanarak daha doğru sonuçlar elde edilir. İç enerji birden fazla noktadan kontrol edildiği için Hourglass deformasyonu görülmez.

Elemanın elastik davranış göstermesi durumunda, eğilme momentleri kabuk kalınlığı boyunca entegre edildiği için daha fazla entegrasyon noktası kullanmak gerekli değildir. Plastik davranış durumunda eğilme momentleri tam olarak entegre edilemez. Daha fazla entegrasyon noktası kullanılarak çözümün doğruluğu arttırılır. Bu nedenle beş entegrasyon noktası kullanılması önerilir. Entegrasyon noktaları Şekil 3.24'te gösterilmiştir.




**Şekil 3.24.** Entegrasyon Noktaları (Altair Radioss El Kitabı,2016)

Yapının deformasyon davranışına etkisi olmayan parçalar, kontak yüzeyi olarak kullanılan parçalarda elastik malzeme modelleri kullanılmıştır. Bu malzeme modeli kullanılan parçalarda Hooke Yasası'na göre sadece Elastisite Modülü (E) ve Poisson's oranı (ν)'na ihtiyaç vardır. Parçaların kütlesinin hesaplanabilmesi için yoğunluk (ρ) bilgisi de programa girilir. Çarpışma testlerinde deformasyon değerleri genellikle plastik bölgede kalır yani kalıcı şekil değişimine uğrarlar. Bu parçalarda LAW 2 PLAS_JOHNS 'Johnson-Cook malzeme' malzeme modeli ve LAW 36 PLAS_TAB olarak isimlendirilen malzeme modelinde farklı gerinim hızları için gerilim-gerinim eğrisi kullanıcı tarafından tanımlanır.

Johnson-Cook malzeme modelinde gerilme denklem 3.25'de ki gibi hesaplanmaktadır. İlgili analiz, dinamik bir çarpma analizi olduğundan yapı hıza bağlı olarak deforme olmaktadır. Dolayısıyla yapıda gerilme-gerinme hesaplanırken gerinim hızına bağlı davranış önem arz etmektedir. Bu da denklem 3.25'deki c kat sayısıyla yazılıma tanıtılmaktadır. Malzemeye tanıtılan gerilme-gerinim eğrileri farklı gerinim hızlarında yapılmış çekme testlerinden elde edilmektedir. Gerinim hızı etkisinin gerilim-gerinme eğrisine etkisi Şekil 3.25'te gösterilmiştir.

$$\sigma = (\alpha + b\varepsilon_{\rho}^{n})(1 + c\ln\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0})(1 - T^{m}) \tag{3.25}$$

σ = Gerilme,

α= Akma gerilmesi,

b= Sertleşme modülü,

$\varepsilon_p$= Plastik gerinim,

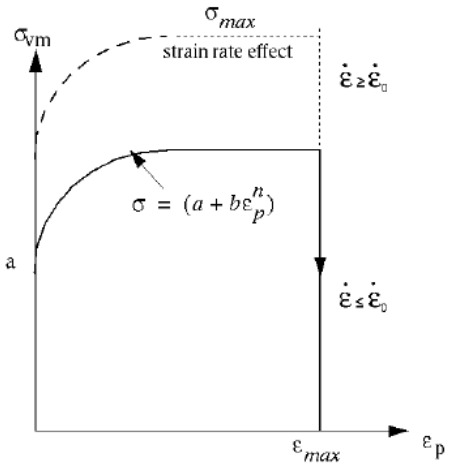
n= Sertlik üssü,

c= Gerinim hızı katsayısı,

$\dot{\varepsilon}$= Gerinim hızı

$\dot{\varepsilon_0}$= Referans gerinim hızı

m= Sıcaklık üssü,



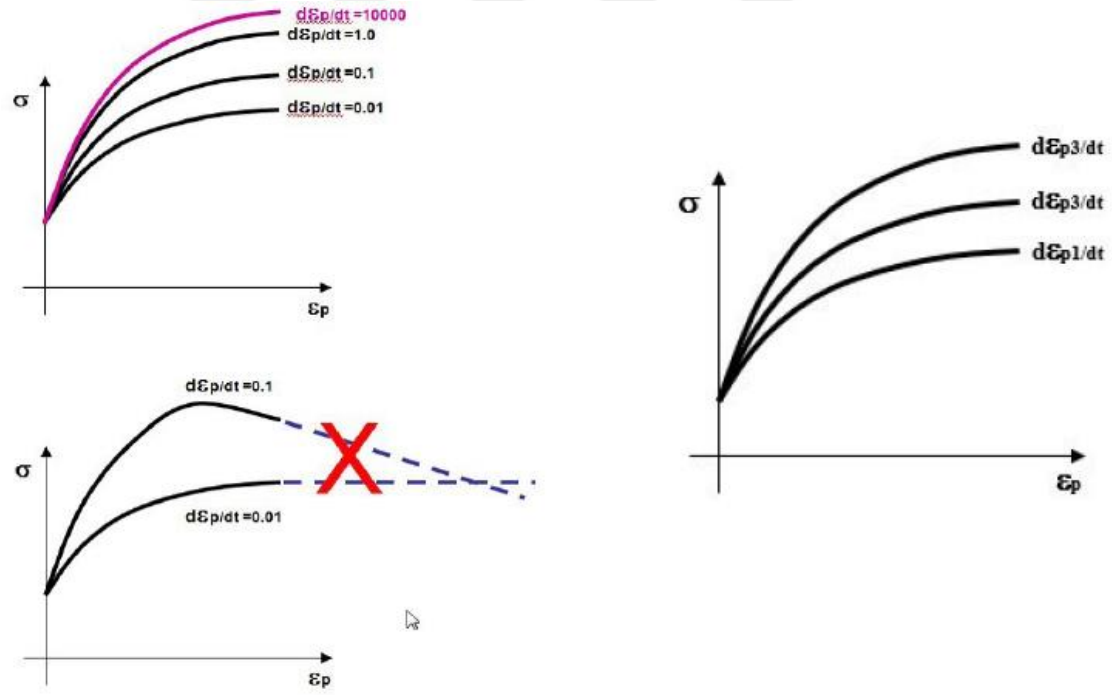

**Şekil 3.25.** Johnson-Cook Malzeme Modeli (RADIOSS for Impact, 2009)

/MAT/PLAS_JOHNS/

| [Rho_Initial] | [Ref_Rho] | | |
|---|---|---|---|
| 7.800e-09 | 0.000 | | |
| [E] | [Nu] | [Iflag] | |
| 207000.000 | 0.330 | 0 | |
| [SIGY] | [b] | [n] | [EPS_p_max] |
| 439.740 | 1402.016 | 1.400e-01 | 0.200 |

**Şekil 3.26.** LAW 2 Malzeme Kartı

Şekil 3.26'da gösterilen LAW 36 malzeme kartı, farklı gerinim hızları için gerilim-gerinim eğrisinin kullanıcı tarafından tanımlandığı izotropik elasto-plastik malzeme modelidir. Elastik bölgedeki malzeme davranışı için Elasitisite modulü ve Poisson's oranı girilirken, plastik alan davranışı için malzemenin akma noktasındaki gerilim-gerinim değerleri girilir. Gerinim hesaplaması sırasında uygun geçiş göstermeyen eğri ekstrapolasyonundan kaçınmak için modele yüksek gerinim hızındaki değeri için hayali bir gerinim hızı eğrisi tanımlanabilir. Kullanılan eğrilerin gerininim aralığından kesişmeyecek şekilde olmasına dikkat edilmelidir. Aksi takdirde yanlış hesaplamalar ortaya çıkabilir. Şekil 3.27'de doğru ve yanlış tanımlanan eğriler gösterilmiştir.




**Şekil 3.27.** Eğri Tanımlamaları (Altair Radioss El Kitabı,2016)

LAW 36 malzeme modelinde malzemenin hasarı da modellenebilmektedir. Bu yöntemle kullanıcı tarafından girilen bası ve çeki yönünde gerinim değerine ulaşan elemanlar program tarafından silinerek kırılma durumu simüle edilmiş olunur. Kırılma durumunu simüle edebilmek için dört adet parametreye ihtiyaç vardır. Bunlar;

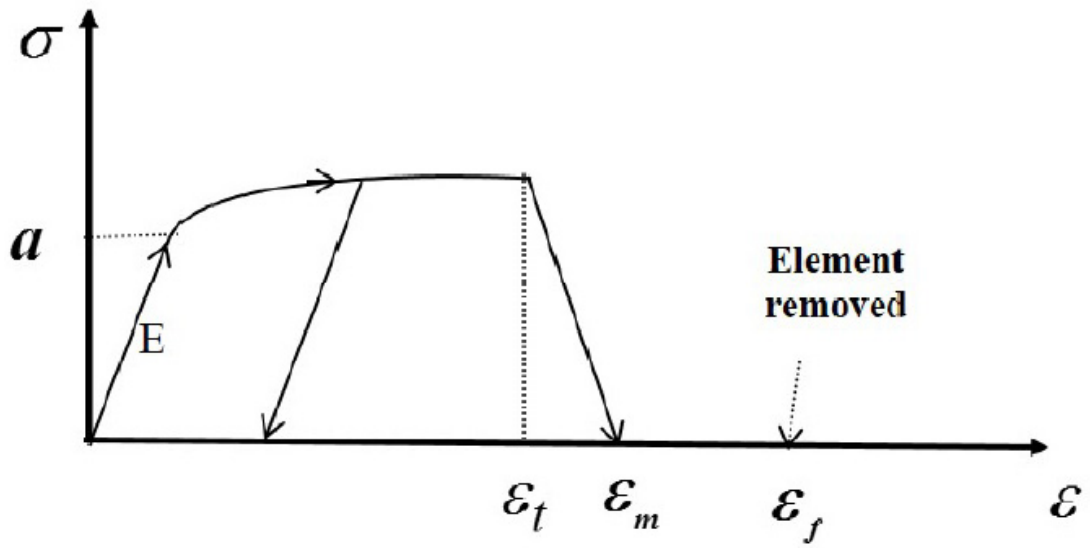
$\varepsilon_{\rho}^{max}$ = Herhangi bir yükleme için(çekme, kesme veya bası yüklemeleri) için elemanın silinmesi için gerekli maksimum plastik gerinimidir.

$\varepsilon_t$ = Çekme hasarının başlangıcıdır. Bu noktadan sonra eğride tanımlanan gerilme değerleri en büyük asal gerinim faktörü tarafından azaltılır.

$\varepsilon_m$ = Çekme hasarının sonudur. Gerilim değerleri 0 fakat buna rağmen elemanlar silinmektedir.

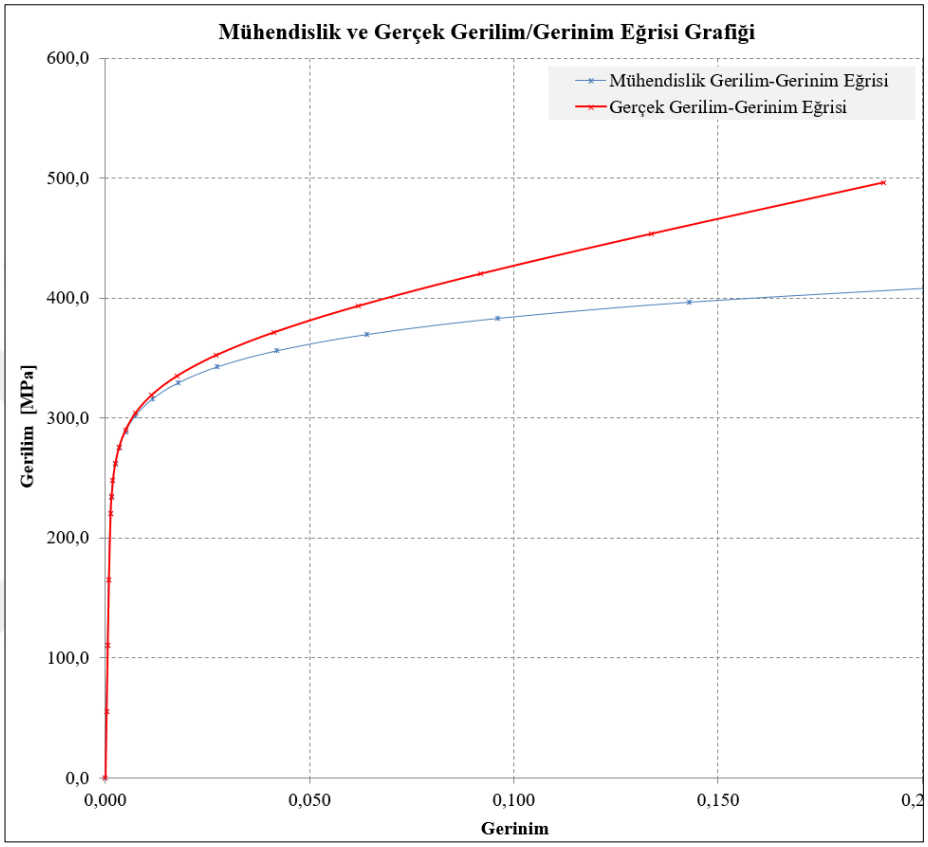
$\varepsilon_f$= Elemanın silinmesi için çekme kopmasına karşılık gelen gerim değeridir.

Plastik bölgedeki gerilim-gerinim eğrisi verileri programa girilirken plastik gerinim değeri sıfırdan başlatılmalıdır. Yukarıdaki matematiksel modellerin görseli Şekil 3.28'de gösterilmiştir.




**Şekil 3.28.** Elemanların Gerinim Değerlerine göre Silinmesi

Analiz modelinde kullanılan kritik parçaların farklı çekme hızlarında ki gerilim/gerinim eğrileri BMC bünyesinde yapılan çekme testleriyle elde edilmiştir. Farklı çekme hızlarında elde edilen mühendislik eğrileri gerçek gerilim-gerinim eğrilerine dönüştürülerek programa girilmiştir. Örnek bir malzemeye ait mühendislik ve gerçek gerilin / gerinim eğrisi Şekil 3.29'da gösterilmiştir.



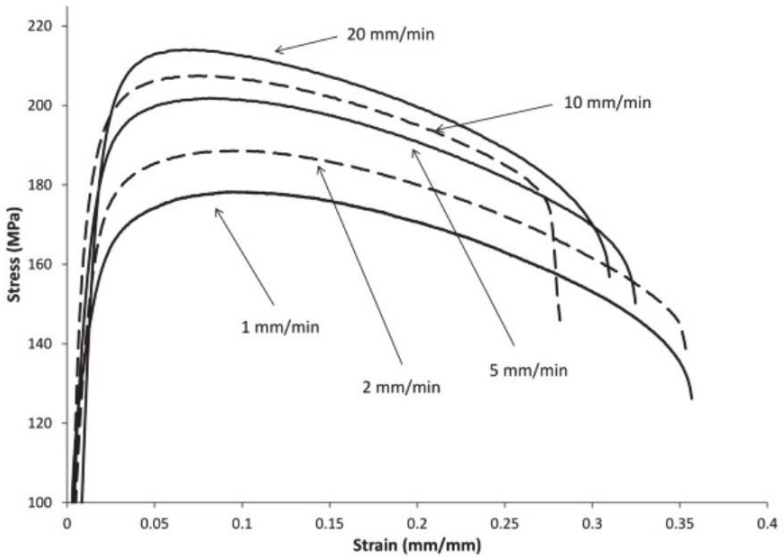

**Şekil 3.29.** Mühendislik ve Gerçek Gerilim/Gerinim Eğrileri

Tek eksenli çekme testinden elde edilen mühendislik gerilim-gerinim eğrilerinden; gerçek gerilim-gerinim eğrilerinin elde edilmesi için aşağıdaki denklemler (3.26 ve 3.27) kullanılır.

$$\varepsilon_{true} = \ln(1+\varepsilon) \tag{3.26}$$

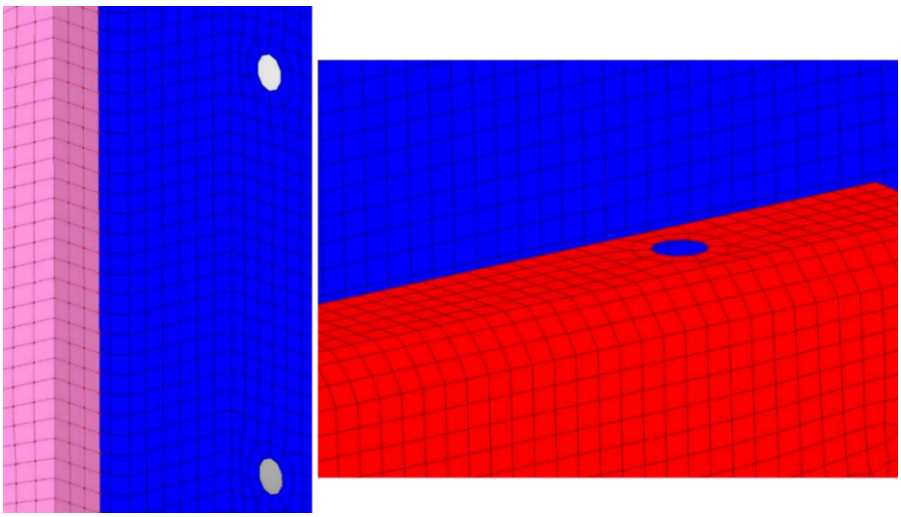
$$\sigma_{true} = \sigma(1+\varepsilon) \tag{3.27}$$

Farklı hızlarda çekilen örnek bir test numunelerine ait gerilim gerinim grafiği Şekil 3.30'da gösterilmiştir.




**Şekil 3.30.** Farklı Hızlarda Elde Edilen Eğriler (María José Quintana.2016)

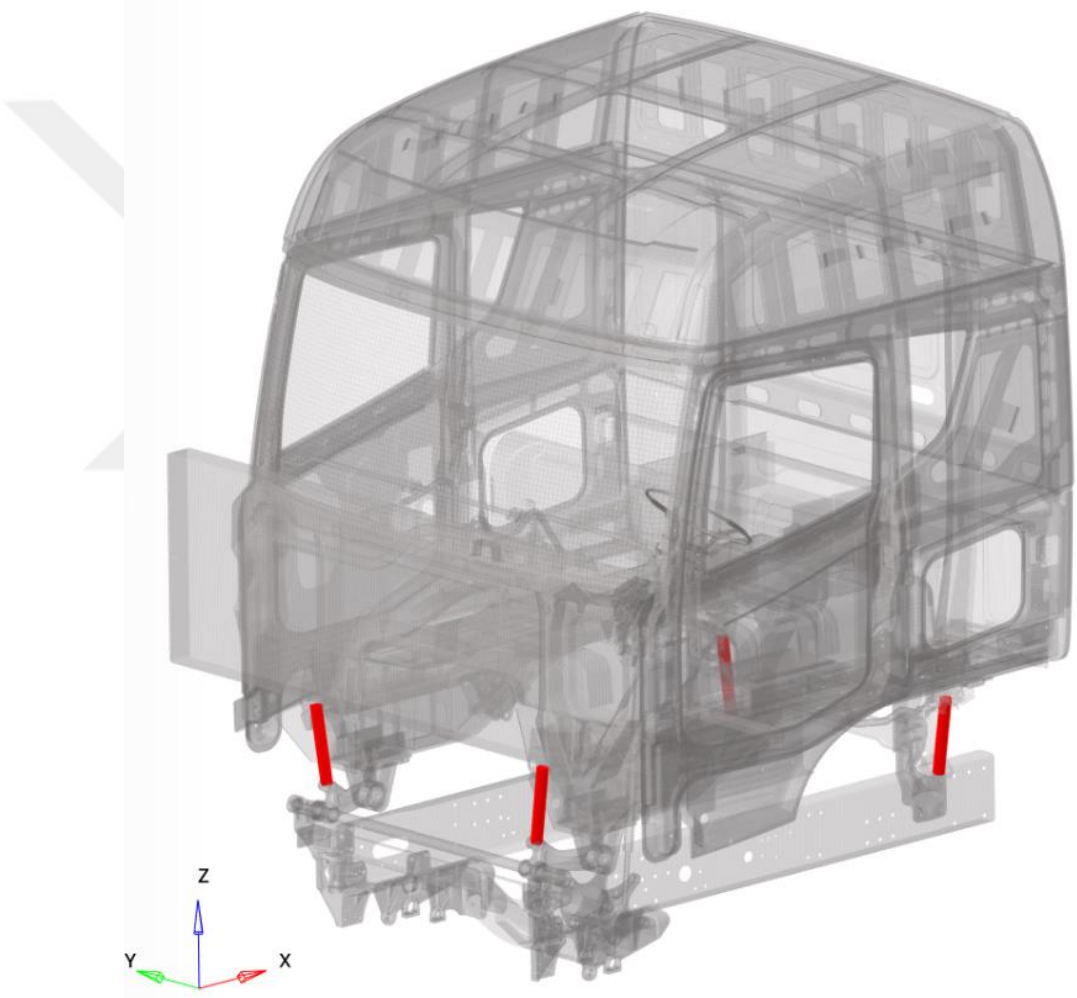
RADIOSS çözücüsünde çözdürülecek olan analiz modelinde yüzey yüzey temas edecek olan parçalar arasında Tip-7 kontak ve köşe noktalarından temasa girecek parçalar için ise Tip-11 kontak tanımı kullanılmıştır. Kontak modelinde seçilen düğüm noktaları ve kontak yüzeyleri ait örnek Şekil 3.31'de gösterilmiştir.



**Şekil 3.31.** Tip 7 ve Tip 11 Kontak Modelleri

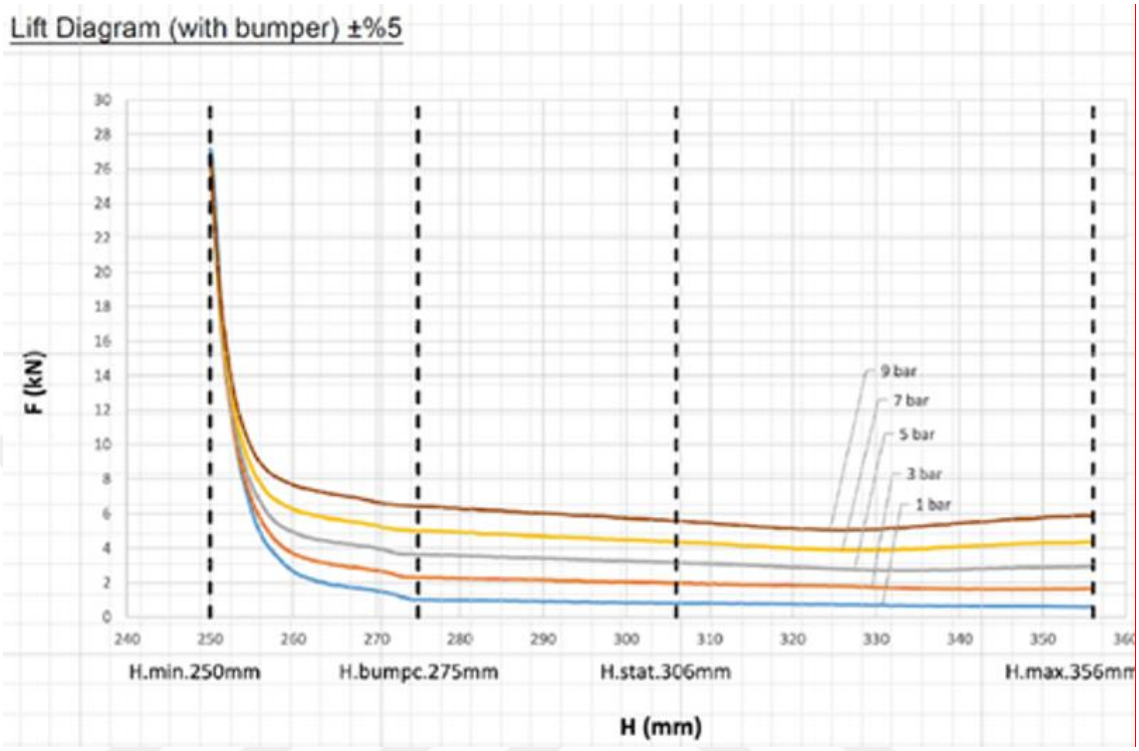
Çarpma anında oluşan yapıdaki enerjinin sönümlenmesi ve kabinin düşey yöndeki hareketinin test koşullarına en yakın hareketi göstermesi için ön ve arka amortisör modelleri de sonlu elemanlarla modellenmiştir. Tedarikçiden alınan amortisörlerin teknik resimlerinden rijit ve sönüm değerleri çıkarılıp 1D yay elemanlarla modellenmiştir.

Kabin ile şasi bağlantısını sağlayan ve konfor elemanı olan amortisörlerin FE modeline tanımlaması yay elemanlar ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.32'de analiz modelindeki ön ve arka amortisör elemanları tanımlamaları kırmızı renk ile gösterilmiştir.




**Şekil 3.32.** Ön ve Arka Amortisör Bölgesi

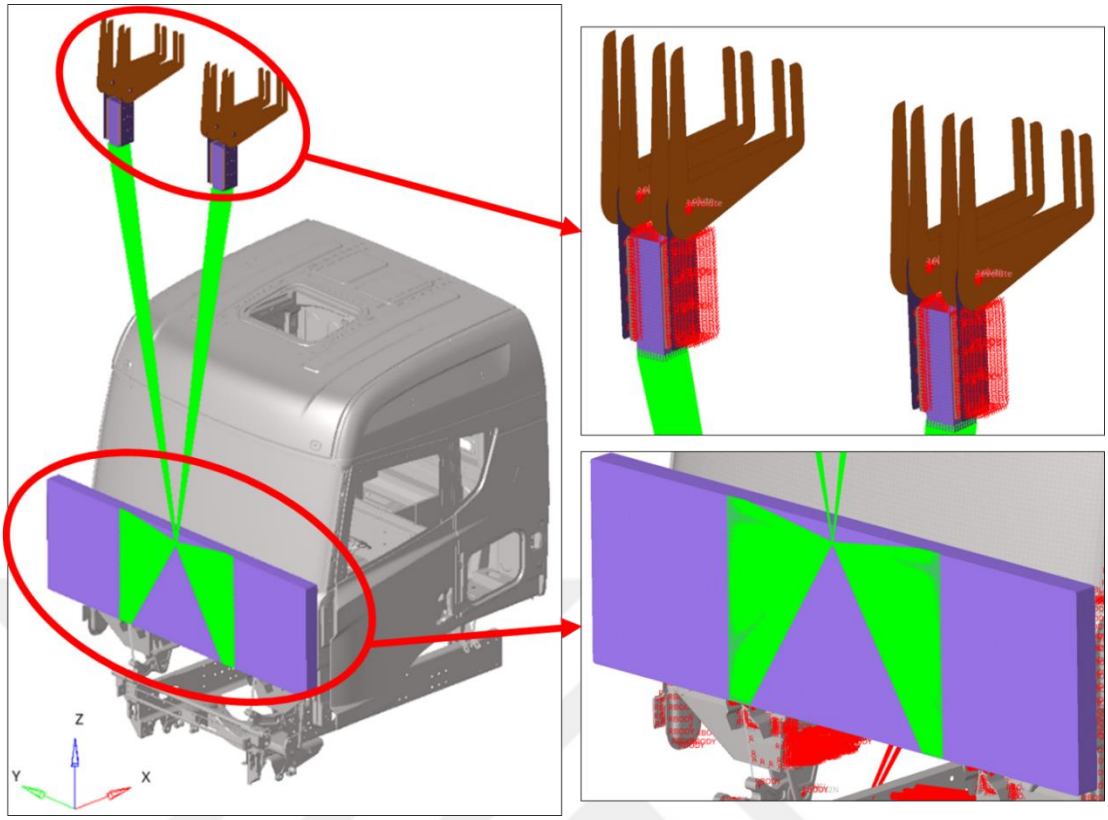
Ön ve arka amortisörlerde kullanılan yay elemanların kuvvet/deplasman tanımlamaları Şekil 3.33'de gösterilen grafiğe göre gerçekleştirilmiştir.




**Şekil 3.33.** Amortisör Kuvvet/ Deplasman Grafiği

### 3.4.4. Sonlu Elemanlar Modeline Regülasyon Koşullarının Uygulanması

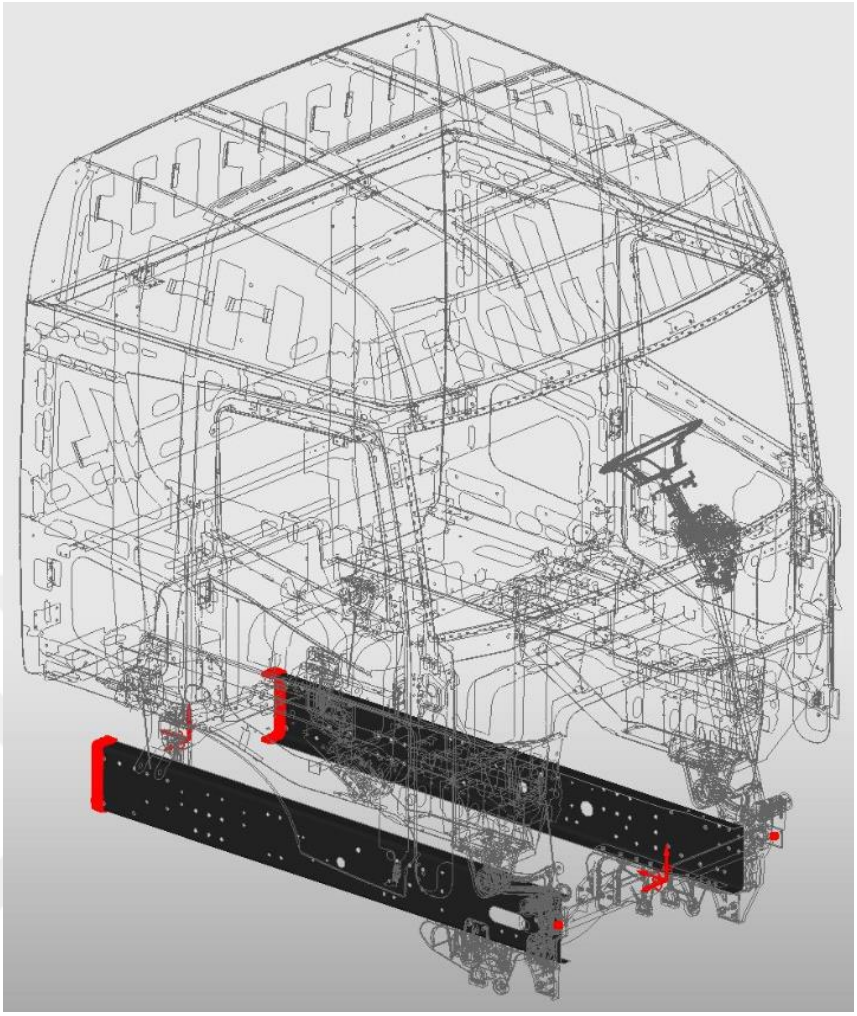
ECE R29 regülasyonundaki tanımlamalara göre oluşturulan sarkaç modelinin sonlu elemanlar modeli Şekil 28'de gösterilmiştir. Darbe plakasının ağırlık merkezinin konumu sürücü koltuğu H noktasına göre 50 mm aşağıda olacak şekilde ayarlanmıştır. Darbe plakası ile bağlandığı mekanizma arasına dönel mafsal tanımı yapılarak darbe plakasının araç ekseninde hareket etmesine olanak sağlanmıştır (Şekil 3.34).




**Şekil 3.34** Sonlu Elemanlar Modeline Regülasyon Koşullarının Uygulanması

Darbe plakası çarpma anında deformasyona uğramayacak kadar rijit malzeme özellikleriyle (yüksek Elastite modülüyle) modellenmiştir. Darbe plakası regülasyondaki tarife göre konumlandırılıp, 1980 kg olarak modellenmiştir. Test ortamında; 55 kJ çarpma enerjisine karşılık gelen yükseklikten darbe plakasının sarkaç sisteminde serbest bırakılmasıyla gerçekleştirilirken analiz modelinde çözüm süresini kısaltmak adına çarpma adınınki kinetik enerjisi hesaplanıp yapıya ilk hız (26.8 km/sa) olarak verilmiştir. Bu yüzden darbe plakası kamyonun ön yüzeyine temaslı olarak modellenmiş ve gerekli kontak tanımlamaları yapılmıştır.

Modelin sabitlendiği noktalar Şekil 3.35'de kırmızı noktalar ile gösterilmiştir. Sistem bu noktalardan tüm öteleme ve dönme yönlerinden sabitlenmiştir.



**Şekil 3.35.** Model Sabitlenme Noktaları

### 3.4.5. Sonlu Elemanlar Modelinin Çözdürülmesi ve Kullanılan Parametreler

Hazırlanan FE modelinin açık dinamik çözümü için Altair firmasının yazılımı olan HyperWorks yazılımının RADIOSS çözücüsü kullanılmıştır. FE modeli, yüksek performanslı bilgi işlem sistemi (HPC) çoklu işlemci desteğiyle 120 işlemci ile çözdürülmüştür. RADIOSS çözücüsü dinamik yükler altında doğrusal olmayan problemler için önde gelen bir yapısal analiz çözücüsüdür. Yapısal dayanıklılık sağlayan tasarımların çarpmaya dayanıklılığı, güvenlik (çarpışma, patlama vb.) ve üretilebilirliğini geliştirmek için dünya çapındaki tüm endüstrilerde kullanılan RADIOSS çözücüsü günümüzde maliyet ve zaman açısından önemi kanıtlanmış olan simülasyon odaklı otomotiv tasarımında da sıklıkla kullanılmaktadır. Ayrıca RADIOSS yazılımı analizin

doğruluğunu kaybetmeden çözüm süresini kısaltmak adına kontrol kartları kullanılmasına olanak sağlayarak çözüm süresi boyunca zaman ve maliyet kaybının önüne geçilmesini sağlamaktadır.

Analiz modelinde kullanılan kontrol kartlarından bazıları Şekil 3.36'da gösterilmiştir.

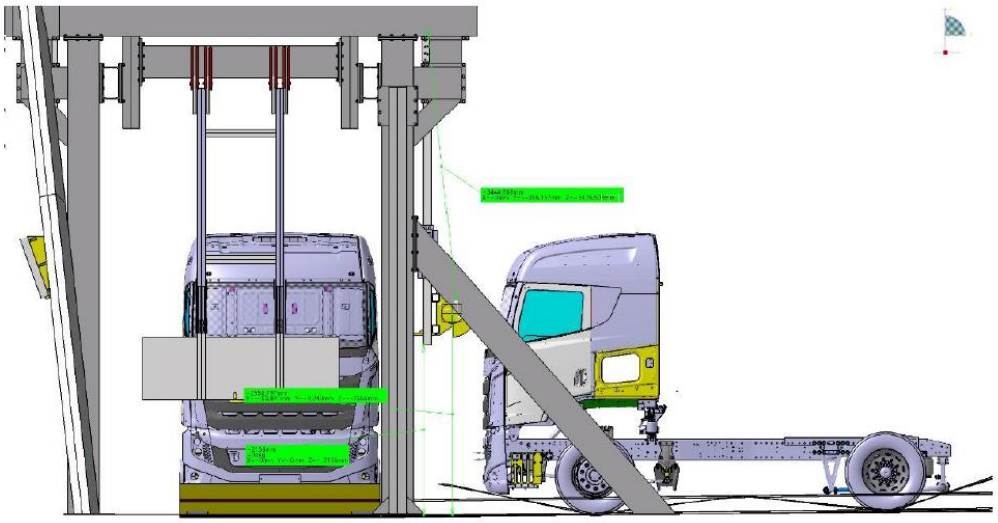



**Şekil 3.36.** Kontrol Kartları

### 3.5. ECE R29 Regülasyonuna göre Sarkaç Testinin Kurulması

Sarkaç testinin kurulması aşamasında, temas anının kayıt altına alınabilmesi için tetikleme devresi kurulmuş ve araç kaputuna montajlanmıştır. FE modelinin doğrulanması için analiz sonuçlarından elde edilen koordinatlar doğrultusunda altı adet eksenel gerinim ölçer, bir adet deplasman sensörü ve beş adet ivme ölçer montajı yapılmıştır.

Çarpma anında 55 kJ enerjiye ulaşmak için darbe plakası belirli bir yüksekliğe çıkarılıp, sistem serbest bırakılmıştır. ECE R29 önden çarpma test düzenğine ait taslak görüntüler (Şekil 3.37)'de gösterilmiştir.



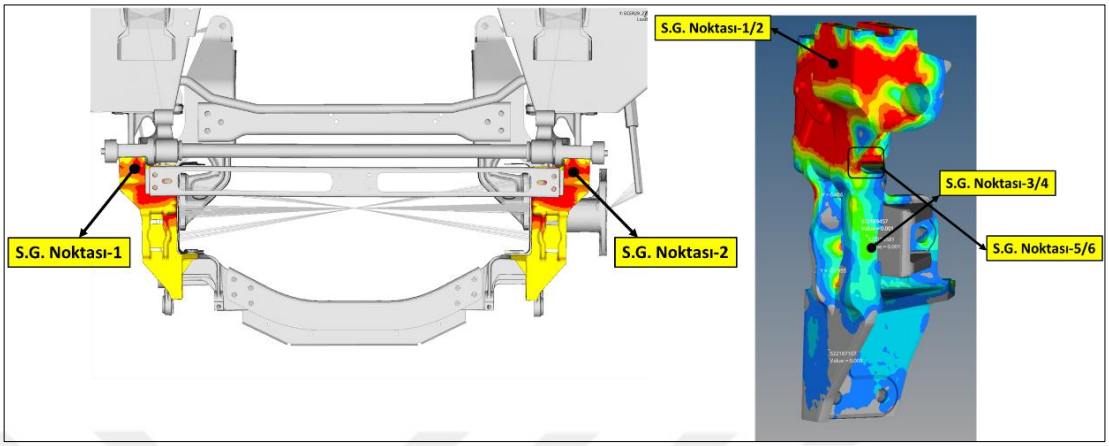
**Şekil 3.37.** ECE R29 Test Düzeneği Taslağı

ECE R29 önden çarpma testinin hazırlıkları Şekil 3.37'de gösterilmiştir. Darbe plakası, ağırlık merkezinin sürücü koltuğu H noktasının 50mm altında olacağı şekilde konumlandırılıp 55kJ'luk enerjiye ulaşması için gereken yüksekliğe çıkarılarak serbest salınım hareketi yapması sağlanmıştır (Şekil 3.38).



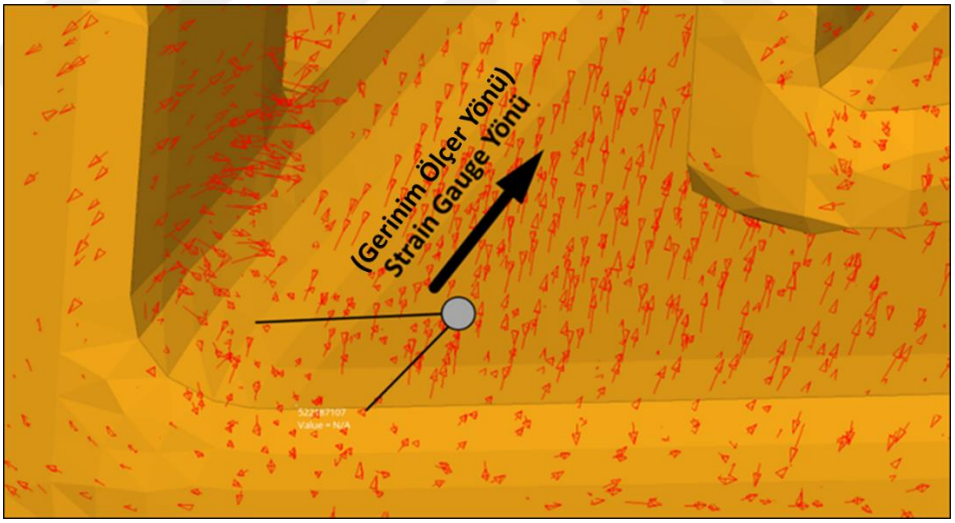
**Şekil 3.38.** ECE R29 Sarkaç Testi

Şekil 3.39'da analiz sonuçlarında elde edilen gerinim tensörlerine göre konumu ve yönü belirlenen eksenel gerinim ölçerlerin döküm brakete uygulanması görülmektedir.



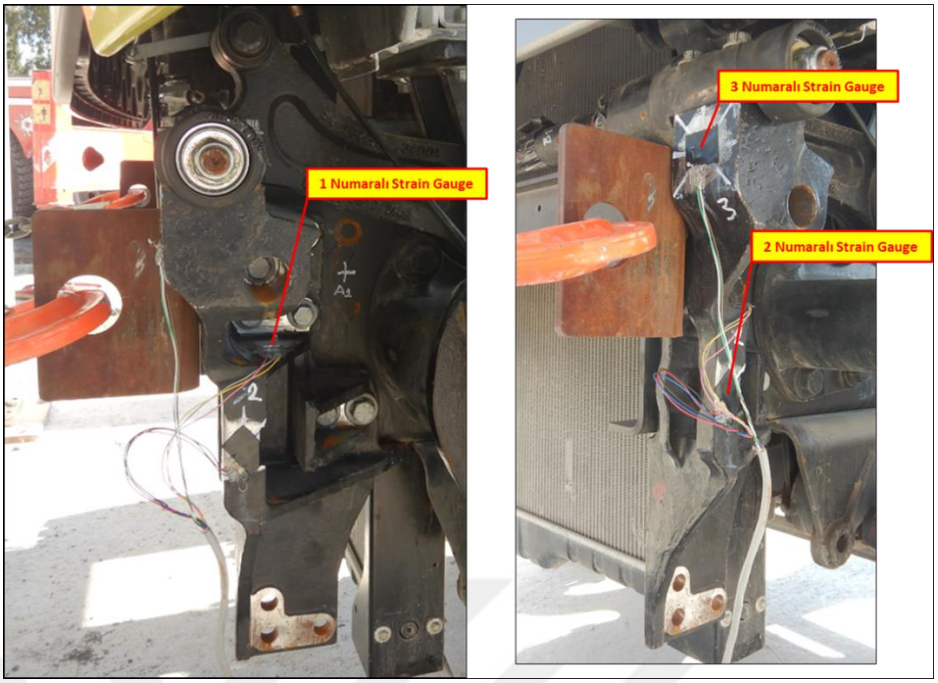

**Şekil 3.39.** Gerinim Ölçerlerin Konumlandırılması için Analiz Çıktıları

Gerinim ölçerlerin konumu ve yönü analiz çıktılarından elde edilen çeki yönündeki gerinim tensörlerine göre elde edilmiştir (Şekil 3.40).




**Şekil 3.40.** Döküm Braketteki Gerinim Tensörleri

Test ortamında kullanılan gerinim ölçerler Şekil 3.41'de gösterilmiştir. Çalışmanın devamında bu noktalardan okunan gerinim değerleri ile analiz modelinden okunan gerinim değerleri karşılaştırılmıştır. Çeyrek köprü bağlantısıyla çelik için üretilen 350 ohm gerinim ölçer kullanılmıştır.




**Şekil 3.41.** Strain Gauge Uygulaması

Şekil 3.42'de analiz ve test verilerini karşılaştırmak amacıyla araç kabinin tabanına konumlandırılmış olan ivmeölçer gösterilmektedir.



**Şekil 3.42.** İvme Ölçer Uygulanması

Önden çarpma testinde yaşam alanına girişim olup olmadığını kontrol etmek için regülasyonda tanımlanan ölçülerde manken modeli oluşturularak testte kullanılmıştır. Kullanılan manken modeli Şekil 3.43'de gösterilmiştir.



**Şekil 3.43**. ECE R29 Testinde Kullanılan Manken Modeli

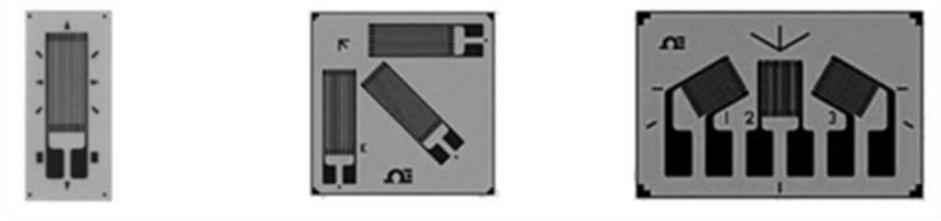
### 3.5.1. Gerinim Ölçer (Strain Gauge)

Gerinim ölçerler; basınç sensörleri, yük hücreleri, tork sensörleri, konum sensörleri vb. sensör tipleri için temel algılama elemanı olarak uzun yıllardır kullanılmaktadırlar. Gerinim ölçerlerin çoğu, çeşitli uygulamalara uyacak şekil ve boyutlarda mevcut olan folyo türleridir. Bir destek malzemesi üzerine monte edilmiş dirençli bir folyo modelinden oluşmaktadırlar. Folya strese maruz kaldıkça, folyonun direncinin belirli bir şekilde değişmesi prensibiyle çalışırlar.

Fiziksel test ve simülasyon modelindeki konumlandırma uyumsuzluğu nedeniyle $\varepsilon_{test}$ ve $\varepsilon_{simülasyon}$ arasında oluşacak olan hatayı en aza indirmek için düşük gerinim radyanlı konuma gerinim ölçerler yerleştirilmelidir. Gerinim ölçerlerin konumlandırma toleransları (doğrusal ve açısal) küçük olmalıdır. Konumlandırmaya duyarlılığı belirlemek için analiz modeli kullanılabilir.

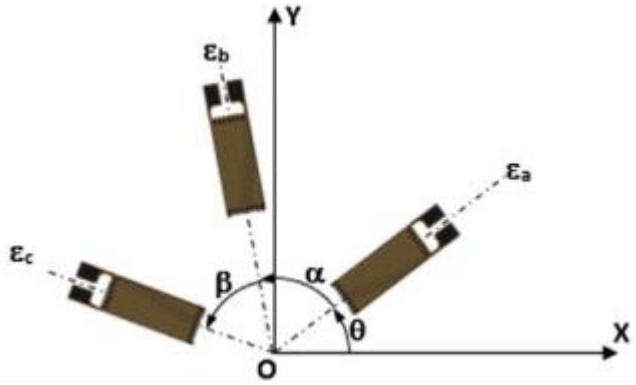
Şekil 3.44'te gösterildiği gibi bir gerinim ölçer bir dizi filamentten oluşur. Genişletilmiş gerinim ölçerler tam olarak ölçümün yapılması gereken yerde test parçasının yüzeyine

yapıştırılır. Test parçası yüklemeye maruz kaldığında gerinim seviyesini kaydedecek bir cihaza bağlanır.




**Şekil 3.44.** Gerinim Ölçer Çeşitleri (Fea Academy,2020)

Test parçasının yüzeyine yerleştirilen bir rozetin x ekseniyle θ açı yapacak şekilde yerleştirildiği düşünüldüğünde, rozetin kendisi aşağıda gösterildiği gibi α ve β ile gösterilen iç açılara sahip üç ayak içerdiğini varsayalım.




**Şekil 3.45.** Gerinim Ölçer Konumu (Fea Acedemy,2020)

Rozetin üç ayağından ölçülen gerinim değerleri $\varepsilon_a$ , $\varepsilon_b$ ve $\varepsilon_c$ olsun. Elde edilen gerinim değerleri aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir.

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\cos 2\theta + \varepsilon_{XY}\sin 2\theta \qquad (3.28)$$

$$\varepsilon_b = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\cos 2(\theta + \alpha) + \varepsilon_{XY}\sin 2(\theta + \alpha) \qquad (3.29)$$

$$\varepsilon_c = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\cos 2(\theta + \alpha + \beta) + \varepsilon_{XY}\sin 2(\theta + \alpha + \beta) \quad (3.30)$$

Bu formüller üç bilinmeyeni bulmak için kullanılır; $\varepsilon_x$ , $\varepsilon_y$ , $\varepsilon_{xy}$ ;

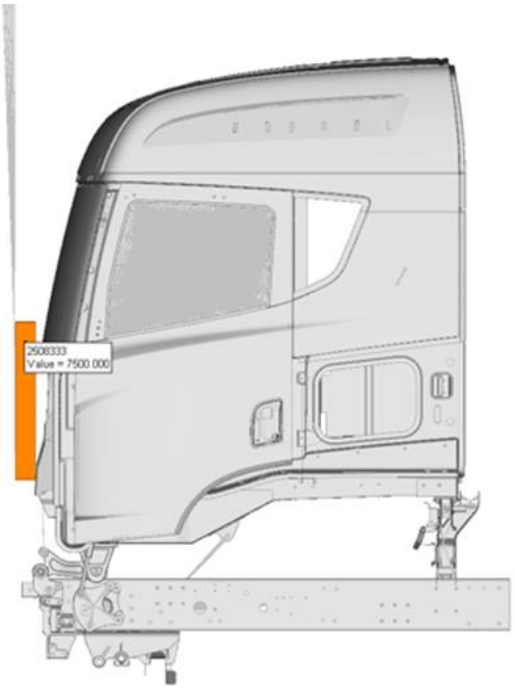
Yukarıdaki formüller mühendislik kayma gerinimi $\varepsilon_{xy}$'nin aksine gerinim ölçüsü $\gamma_{xy}$ ($\gamma_{xy}=2\varepsilon_{xy}$). $\gamma_{xy}$ kullanmak için denklemler buna göre ayarlanmalıdır.

# 4. BULGULAR

Bu bölümde analiz ve test sonuçları değerlendirilmiştir.

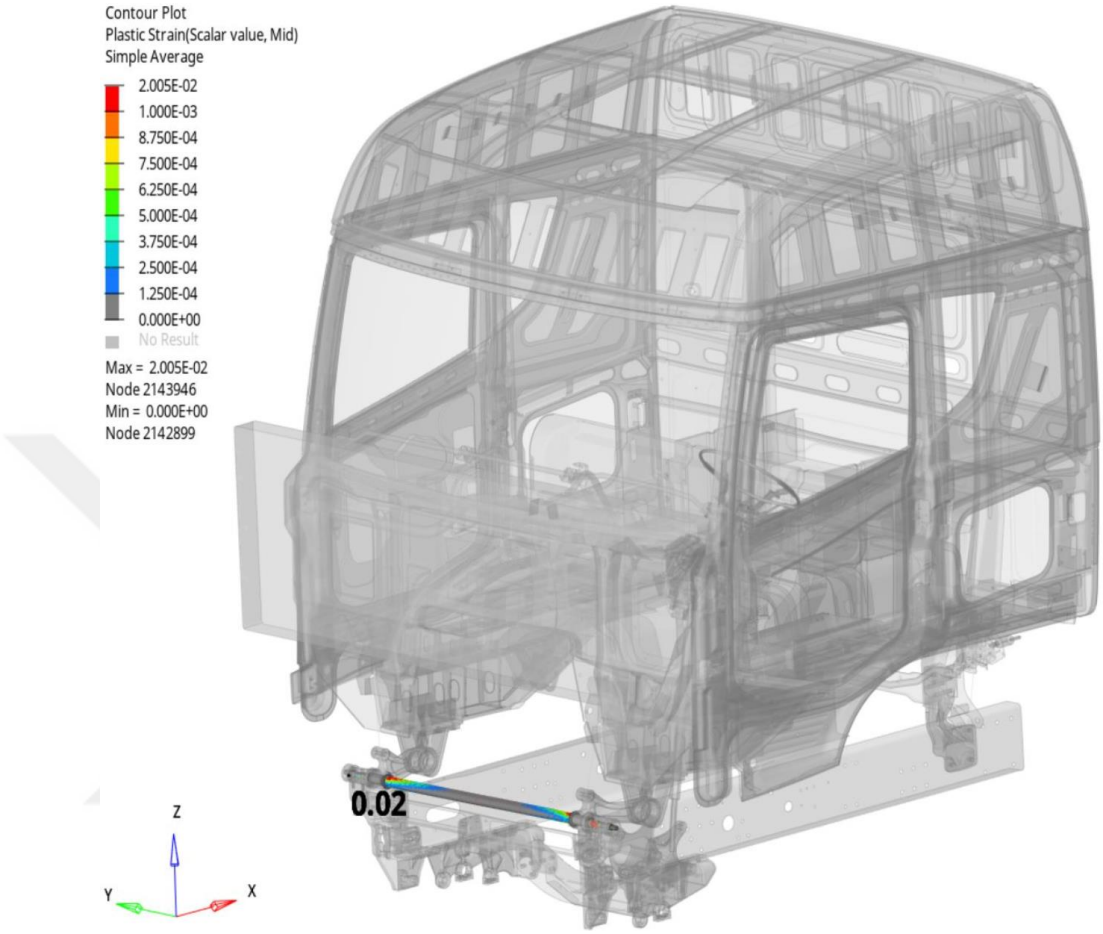
## 4.1. Analiz Sonuçlarının Yorumlanması

Analiz modelinin sınır koşullarını doğrulamak için çarpma plakasının çarpma anındaki hızına bakılmıştır (Şekil 4.1). Plaka, analizin ilk anında kabin ile temasa geçmiştir. Başlangıç hızı: 27 km/sa = 7500 mm/s



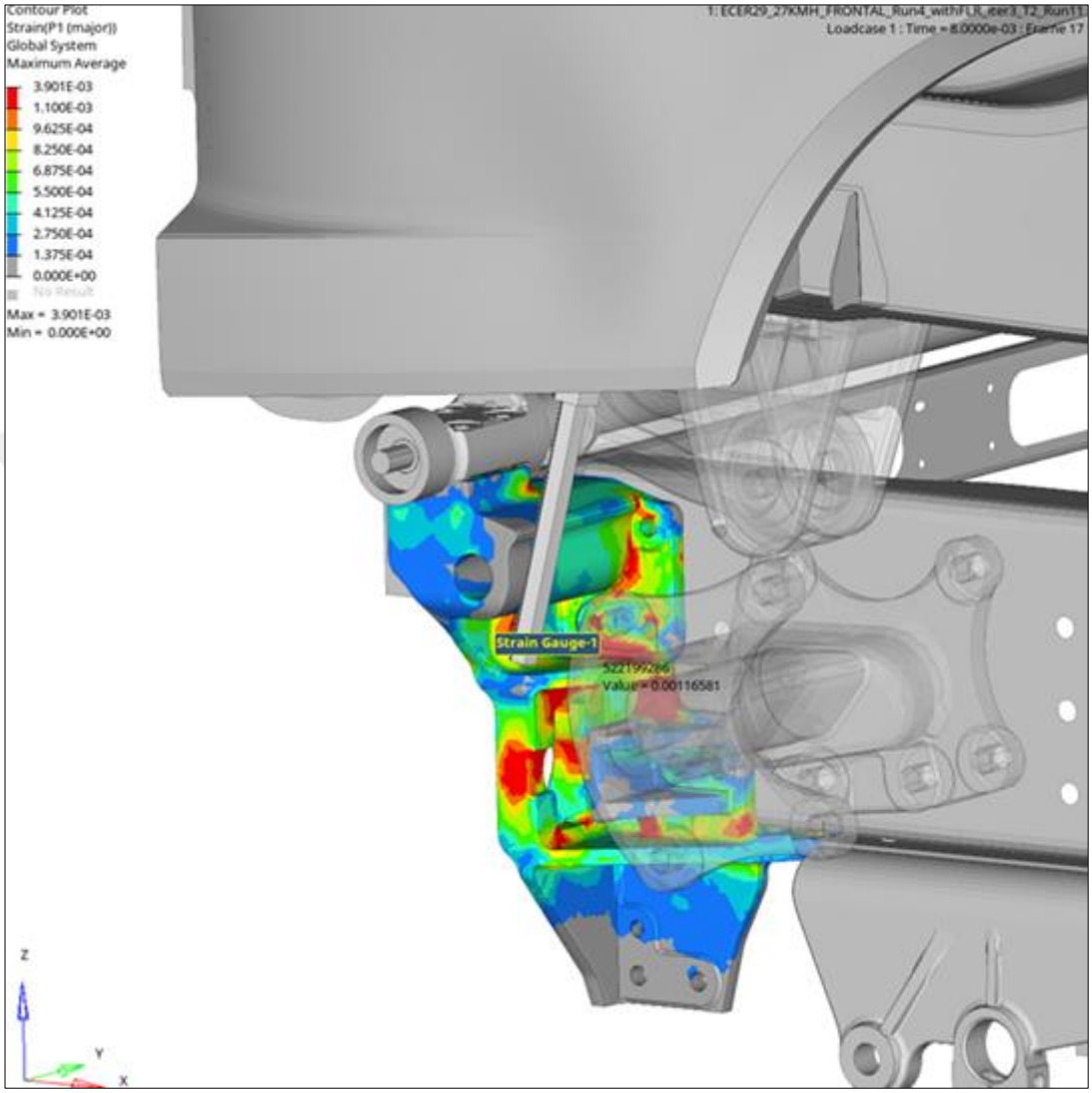

**Şekil 4.1.** Çarpma Hızı Sonuçları

Torsiyon milinde maksimum kalıcı uzama %2 değerinde gerçekleşmiştir ki bu değer 42CrMo4 malzemesinin % uzamasının (%20) oldukça altındadır (Şekil 4.2).



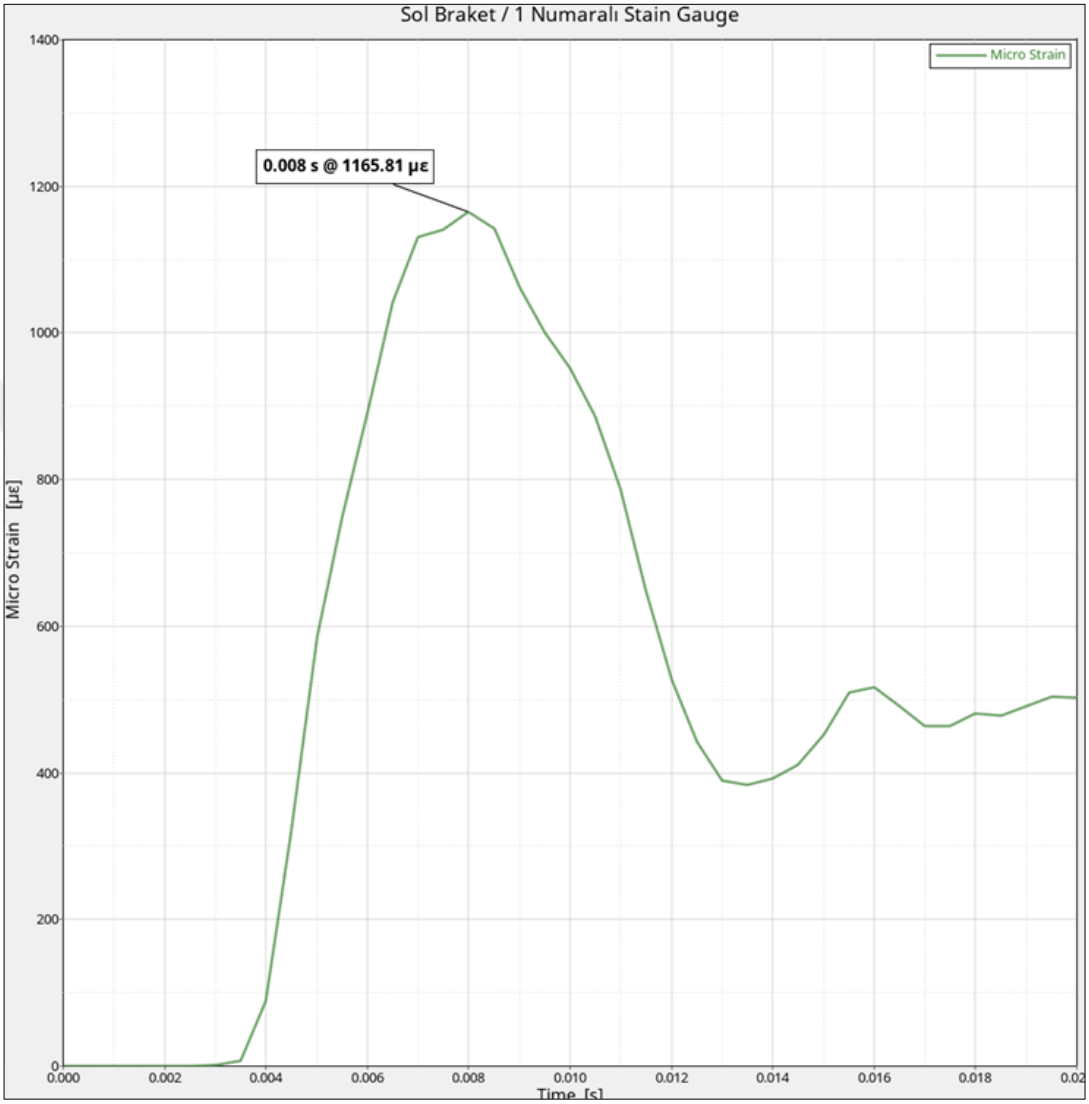

**Şekil 4.2.** Torsiyon Milinde oluşan plastik gerinim dağılımı

Sol döküm brakette 1. ölçüm noktasında oluşan gerinim sonuçları incelendiğinde yapıda 1165,81 με oluştuğu gözlemlenmiştir( Şekil 4.3).



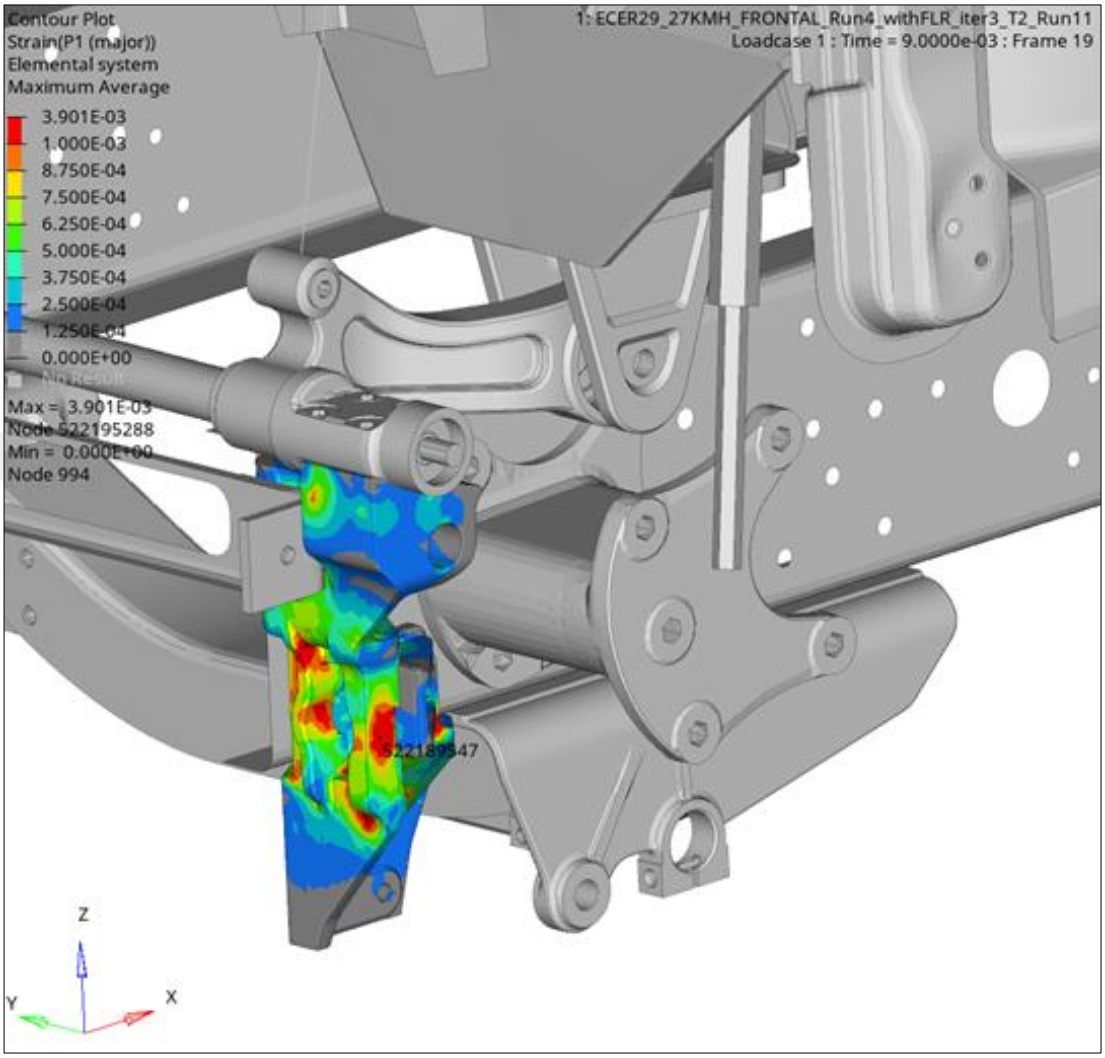

**Şekil 4.3.** Sol Döküm Braket Gerinim Sonuçları

Analiz boyunca, sol döküm brakette 1. ölçüm noktasında oluşan zamana bağlı gerinim sonuçları Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Sol döküm braket 1.ölçüm noktasında maksimum 1165,81 με gerinim değeri ölçülmüştür.



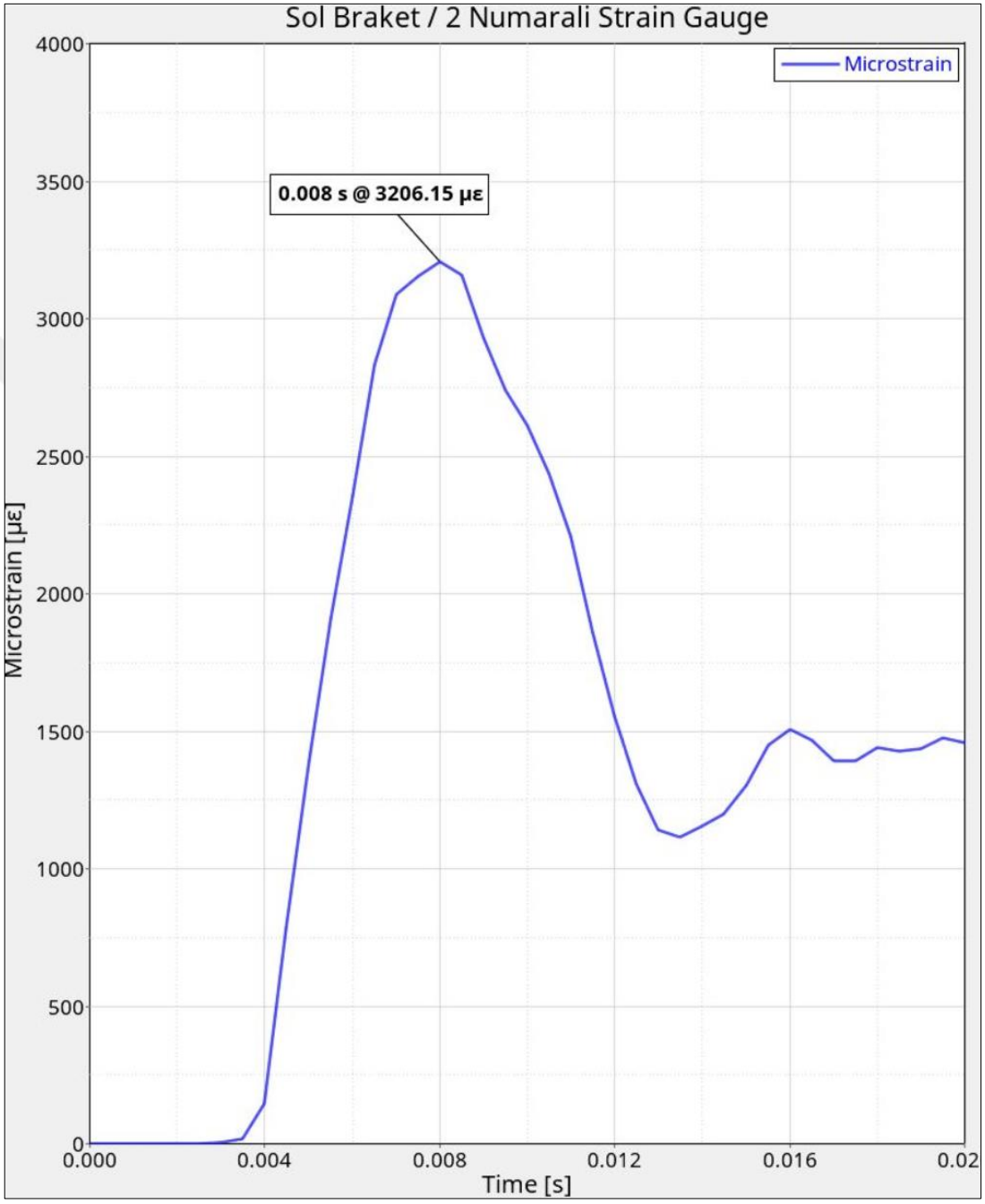

**Şekil 4.4.** Sol Braket 1. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği

Sol döküm brakette 2. ölçüm noktasında oluşan gerinim sonuçları incelendiğinde yapıda 3206,15 με oluştuğu gözlemlenmiştir( Şekil 4.5).



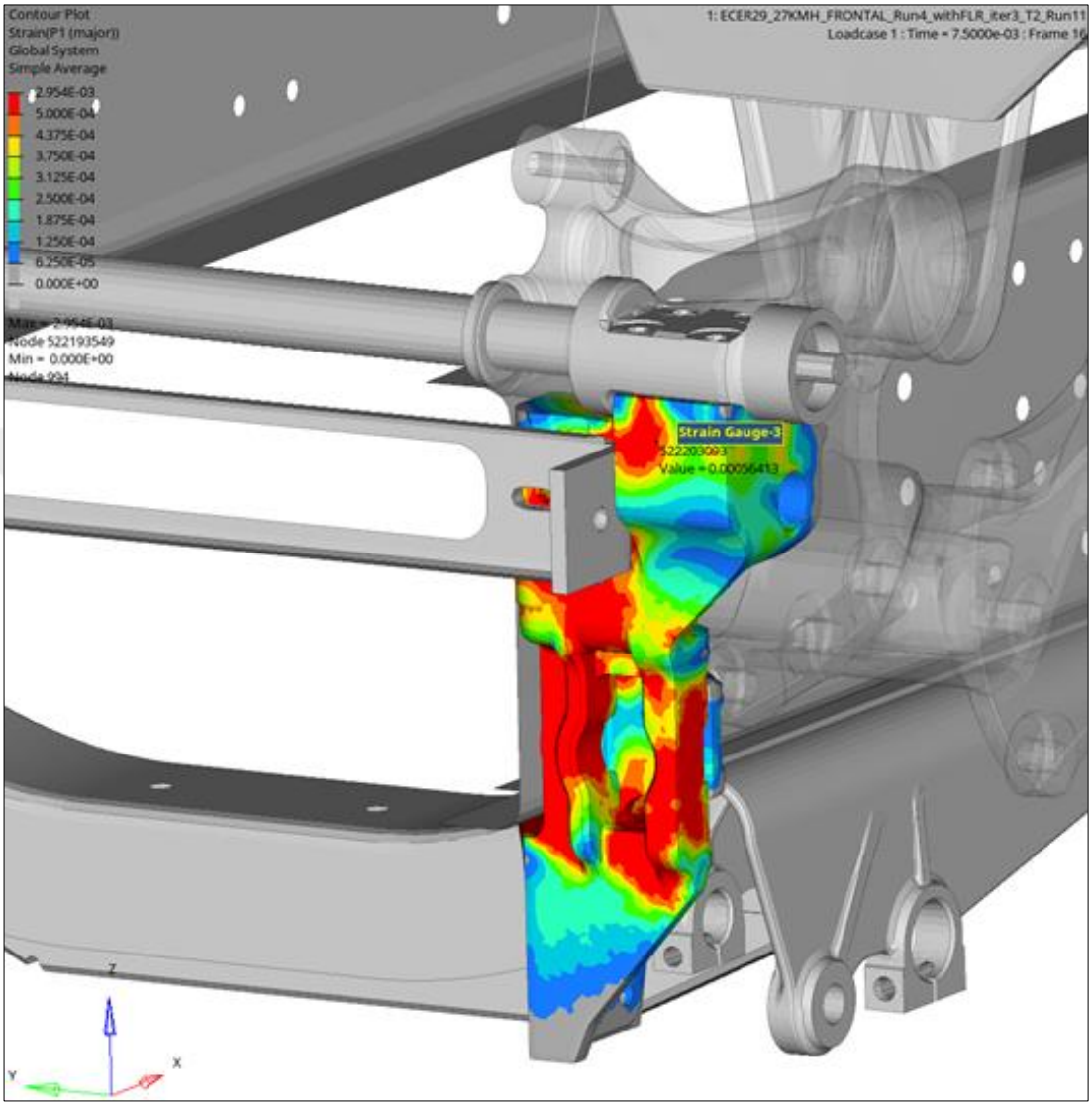

**Şekil 4.5.** Sol Döküm Braket Gerinim Sonuçları

Analiz boyunca, sol döküm brakette 2. ölçüm noktasında oluşan zamana bağlı strain sonuçları Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Sol döküm braket 2.ölçüm noktasında maksimum 3206,15 με gerinim değeri ölçülmüştür.



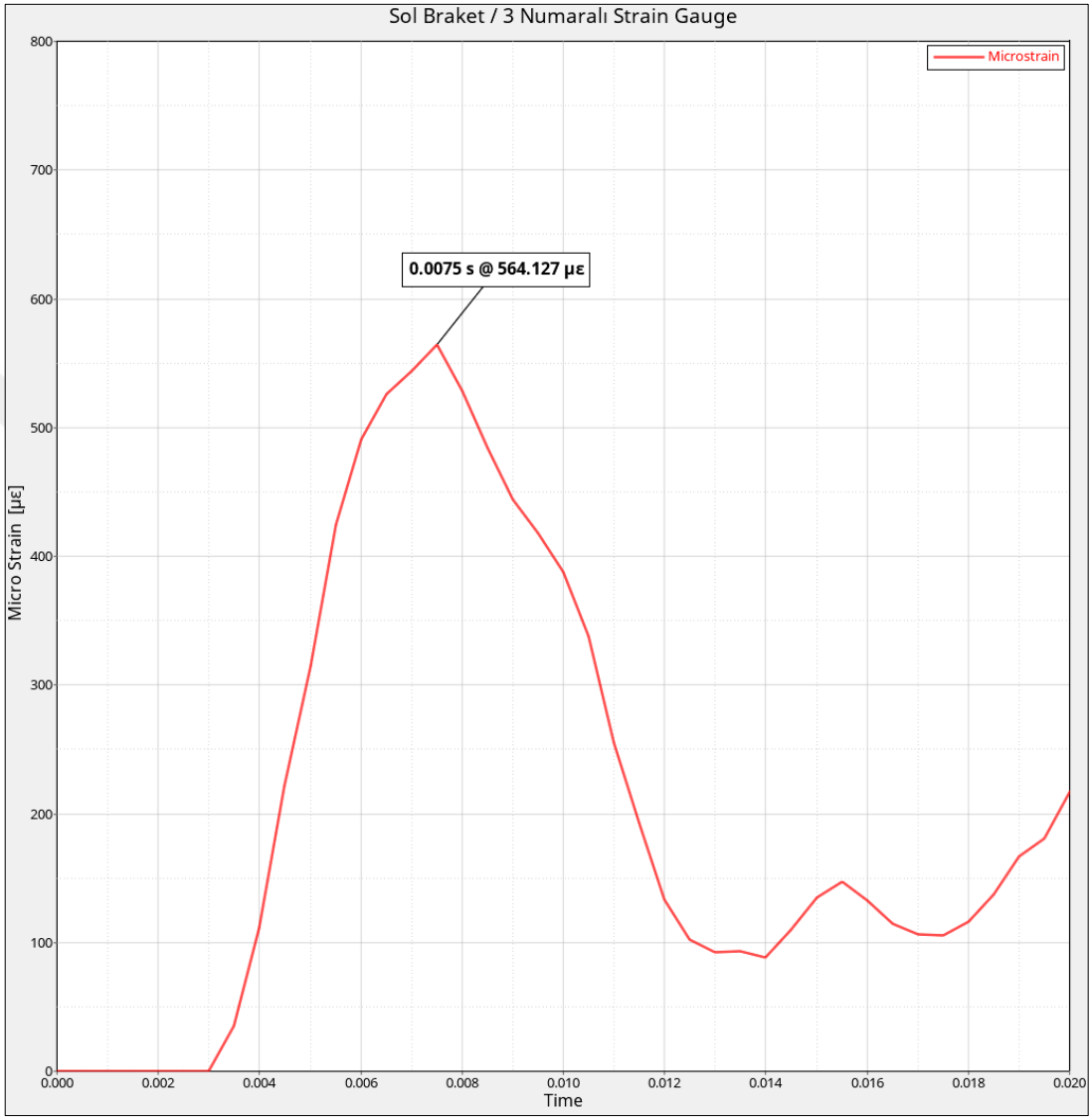

**Şekil 4.6.** Sol Braket 2. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği

Sol döküm brakette 3. ölçüm noktasında oluşan gerinim sonuçları incelendiğinde yapıda 546,13 με oluştuğu gözlemlenmiştir( Şekil 4.7).



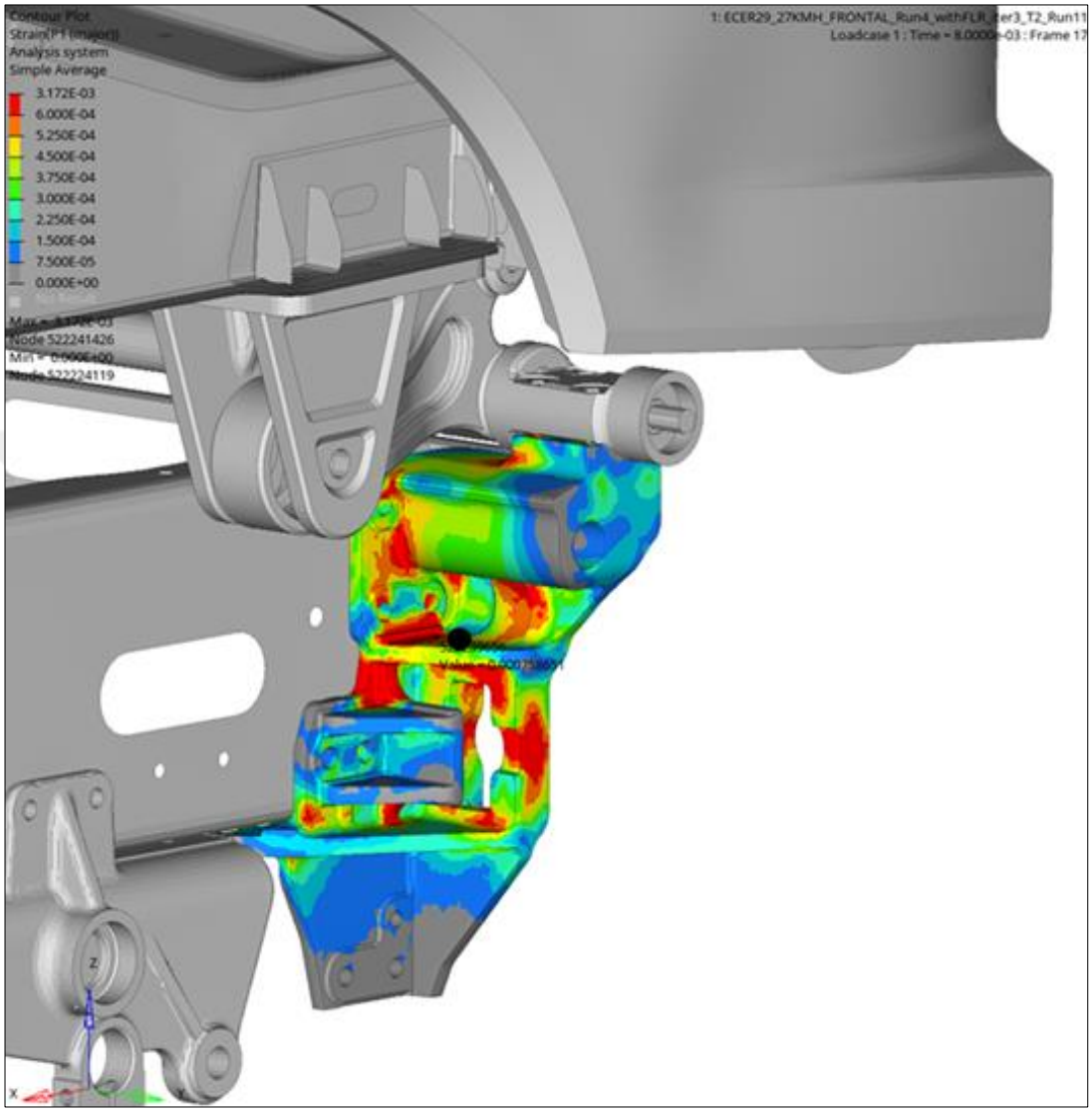

**Şekil 4.7.** Sol Döküm Braket Gerinim Sonuçları

Analiz boyunca, sol döküm brakette 3. ölçüm noktasında oluşan zamana bağlı strain sonuçları Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Sol döküm braket 3.ölçüm noktasında maksimum 564,127 με gerinim değeri ölçülmüştür.



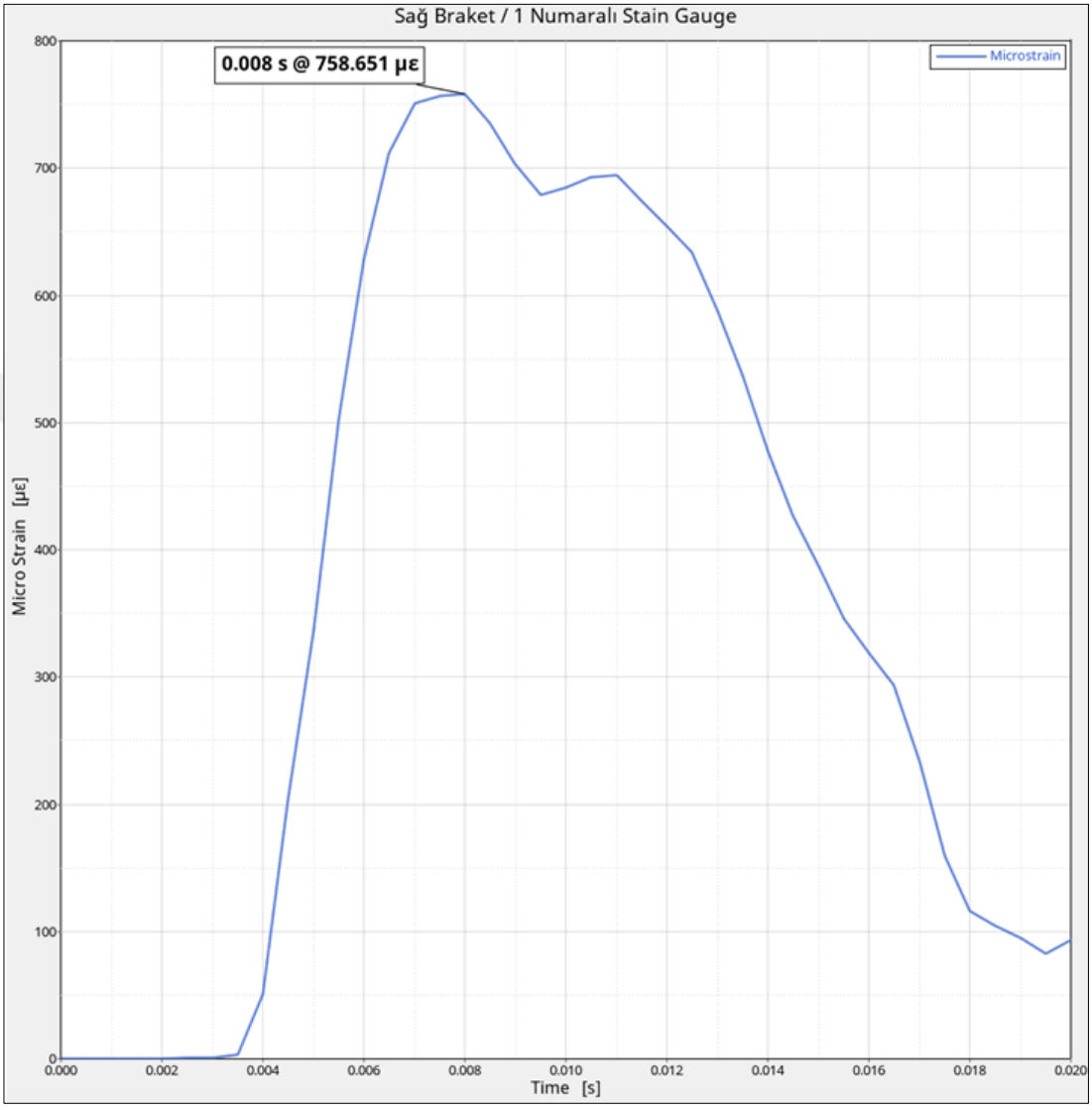

**Şekil 4.8.** Sol Braket 3. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği

Sağ döküm brakette 1. ölçüm noktasında oluşan gerinim sonuçları incelendiğinde yapıda 758,65 με oluştuğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.9).



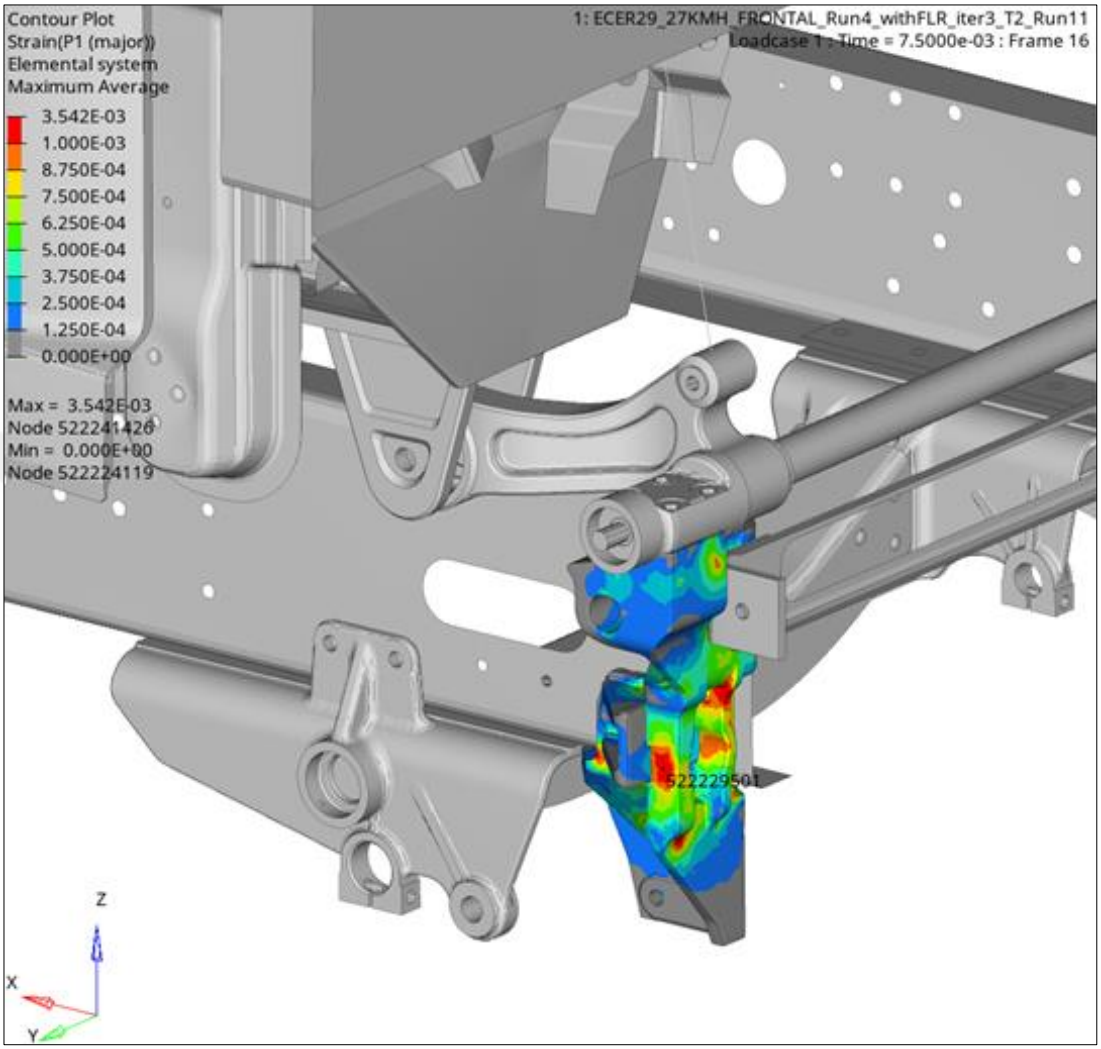

**Şekil 4.9.** Sağ Döküm Braket Gerinim Sonuçları

Analiz boyunca, sağ döküm brakette 1. ölçüm noktasında oluşan zamana bağlı gerinim sonuçları Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Sağ döküm brakette 1.ölçüm noktasında maksimum 758,651 με gerinim değeri ölçülmüştür.



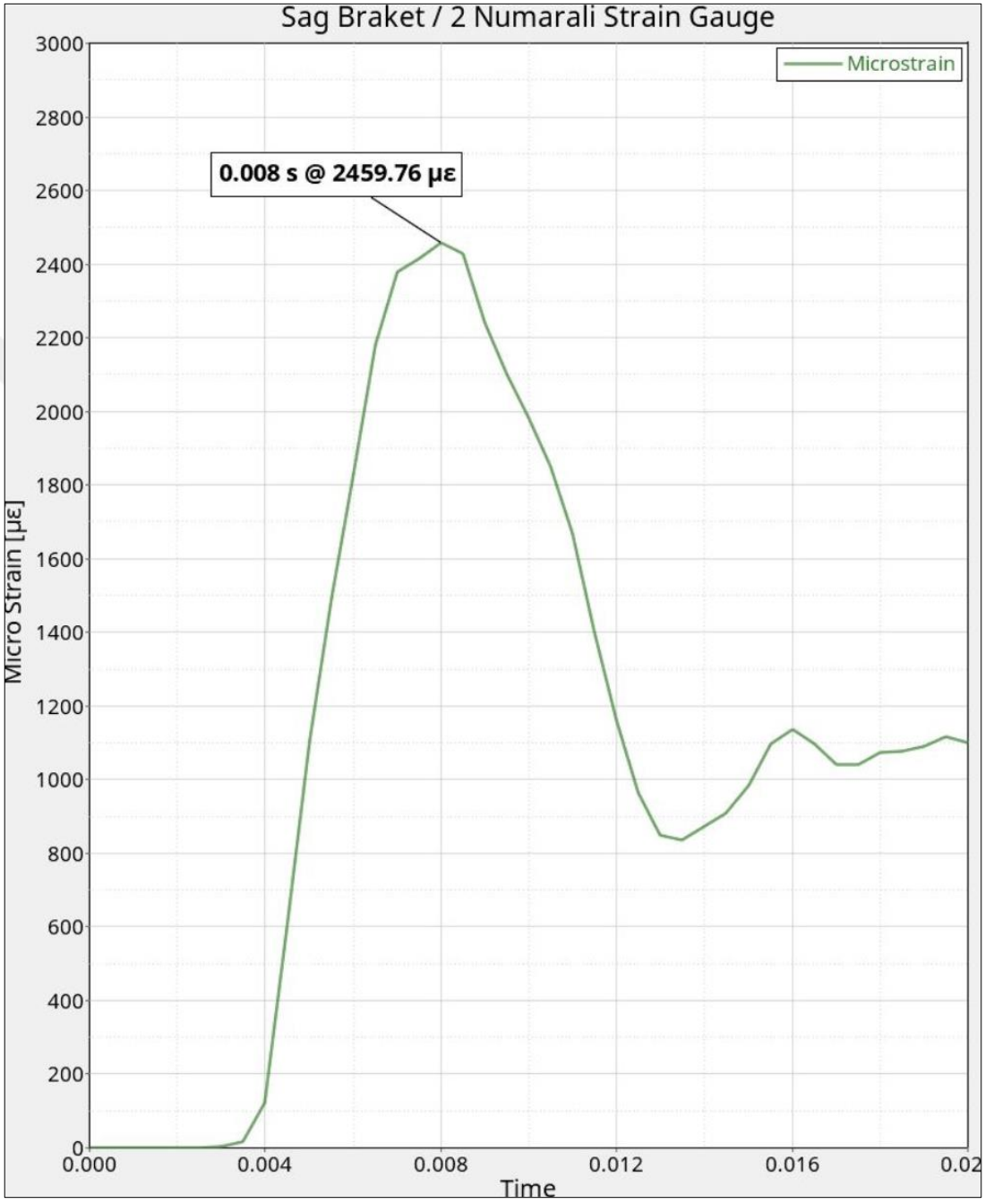

**Şekil 4.10.** Sağ Braket 1. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği

Sağ döküm brakette 2. ölçüm noktasında oluşan gerinim sonuçları incelendiğinde yapıda 2459,76 με oluştuğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.11).



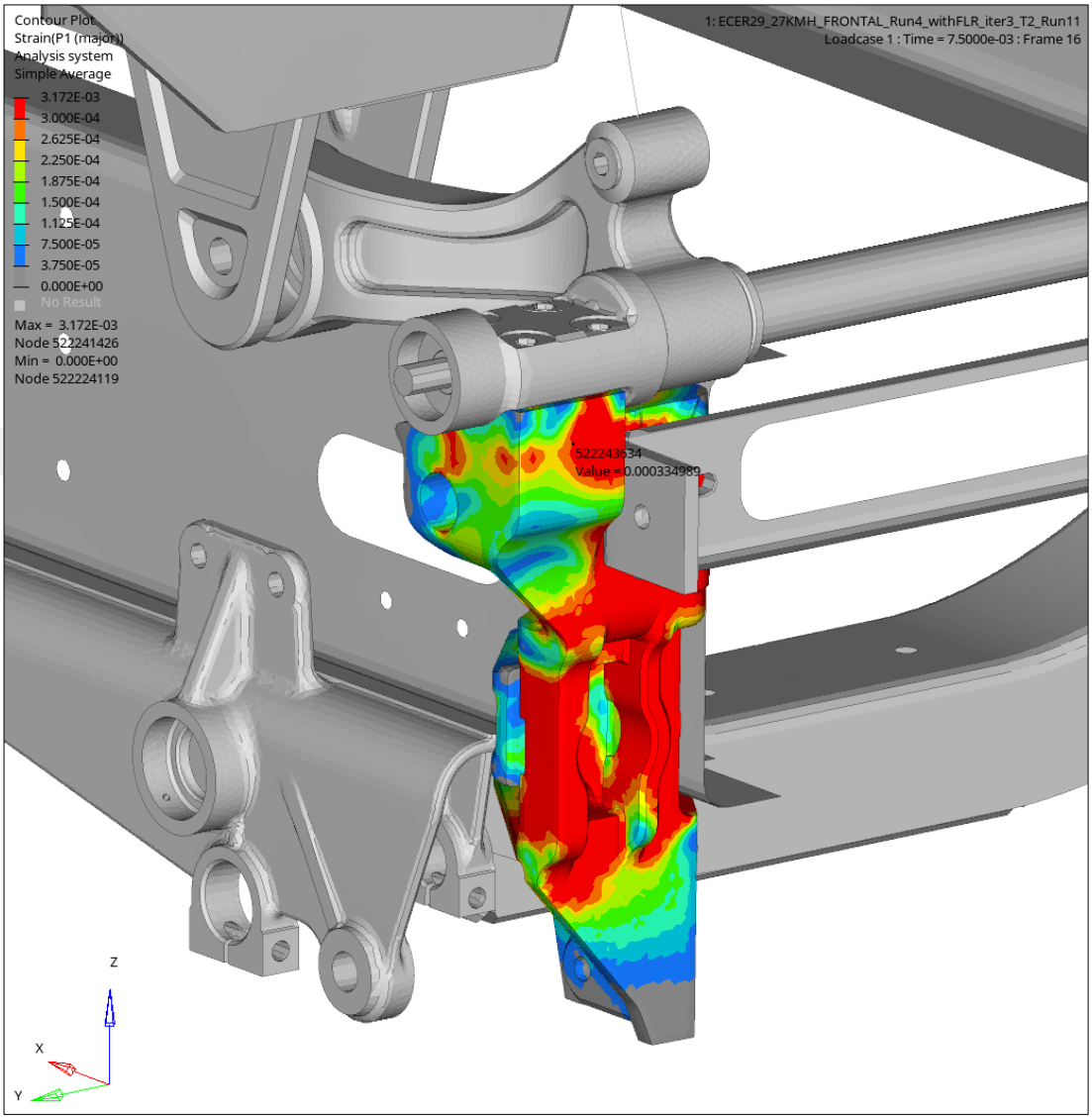

**Şekil 4.11.** Sağ Döküm Braket Gerinim Sonuçları

Analiz boyunca, sağ döküm braket 2. ölçüm noktasında oluşan zamana bağlı gerinim sonuçları Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Sağ döküm braket 2.ölçüm noktasında maksimum 2459,76 με gerinim değeri ölçülmüştür.



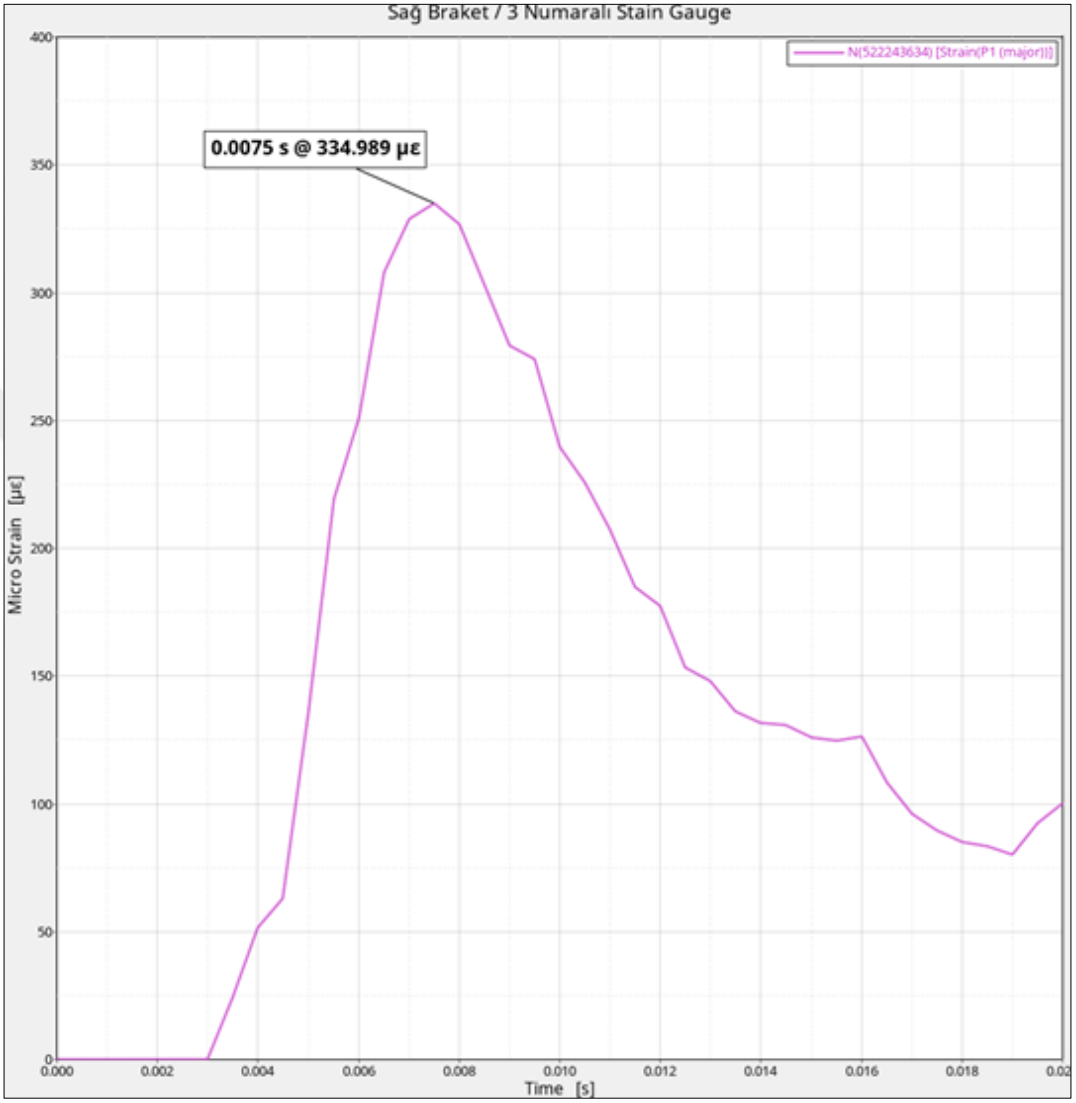

**Şekil 4.12.** Sağ Braket 2. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği

Sağ döküm braket 3. ölçüm noktasında oluşan gerinim sonuçları incelendiğinde yapıda 334,989 με oluştuğu gözlemlenmiştir ( Şekil 4.13).



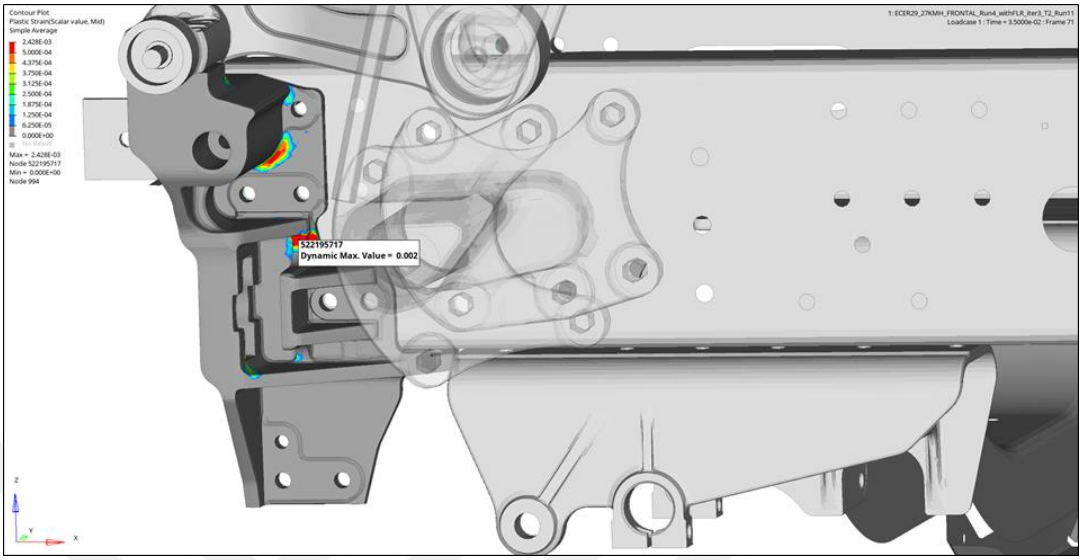

**Şekil 4.13.** Sağ Döküm Braket Gerinim Sonuçları

Analiz boyunca, sağ döküm braket 3. ölçüm noktasında oluşan zamana bağlı gerinim sonuçları Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Sağ döküm brakette 3.ölçüm noktasında maksimum 334,989 με gerinim değeri ölçülmüştür.



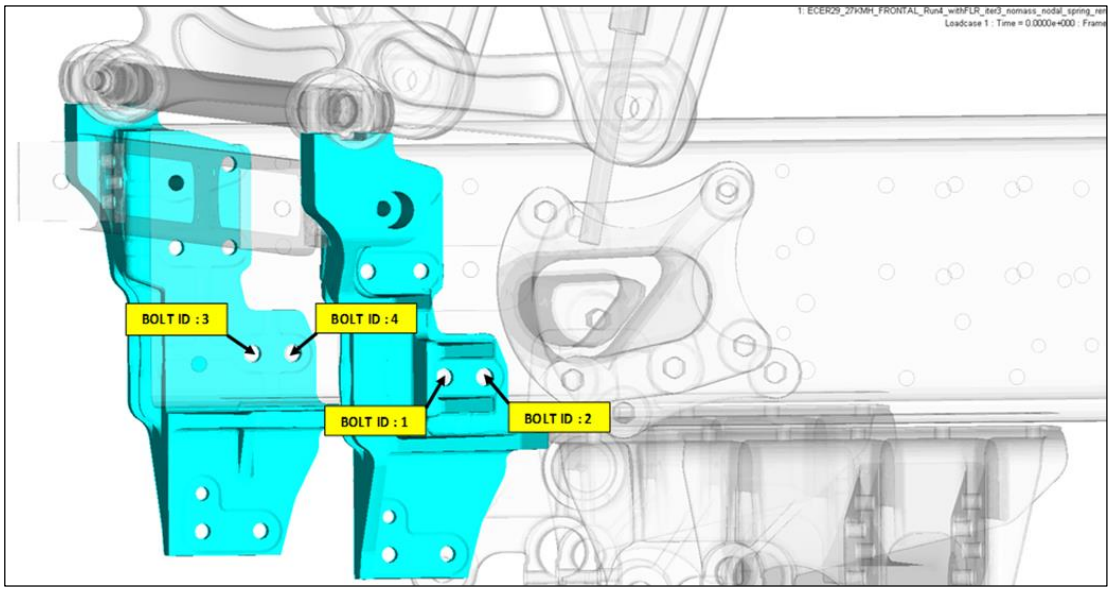

**Şekil 4.14.** Sağ Braket 3. Ölçüm Noktasına ait Zamana Bağlı Gerinim Grafiği

Şekil 4.15'te görüldüğü gibi döküm brakette maksimum uzama %0.002 seviyesinde olmuştur. Görülen bu uzama değerine göre parçada herhangi bir kırılma olmayacaktır.



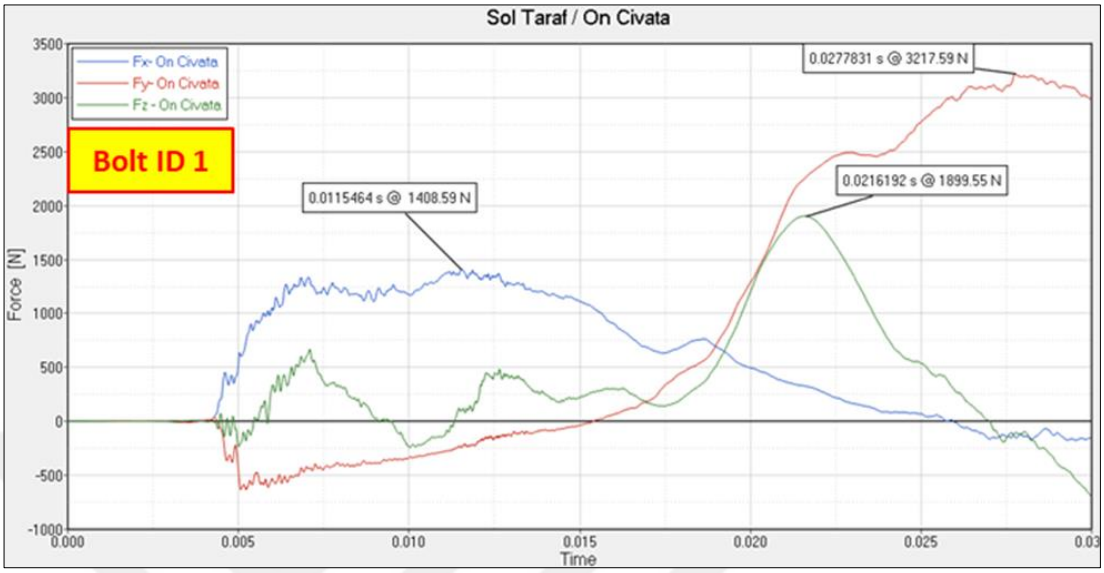

**Şekil 4.15.** Döküm Brakette Meydana Gelen Kalıcı Şekil Değişimi

Analiz sonuçları incelenirken, döküm braketin şasi ile bağlantısını sağlayan civata bölgelerine tanımlanan noktasal yay elemanlar ile bu bölgelere gelen eksenel yükler elde edilmiş, civataların dayanımları bu kuvvetlere göre yorumlanmıştır. Bu bölgede kullanılan civatalar Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



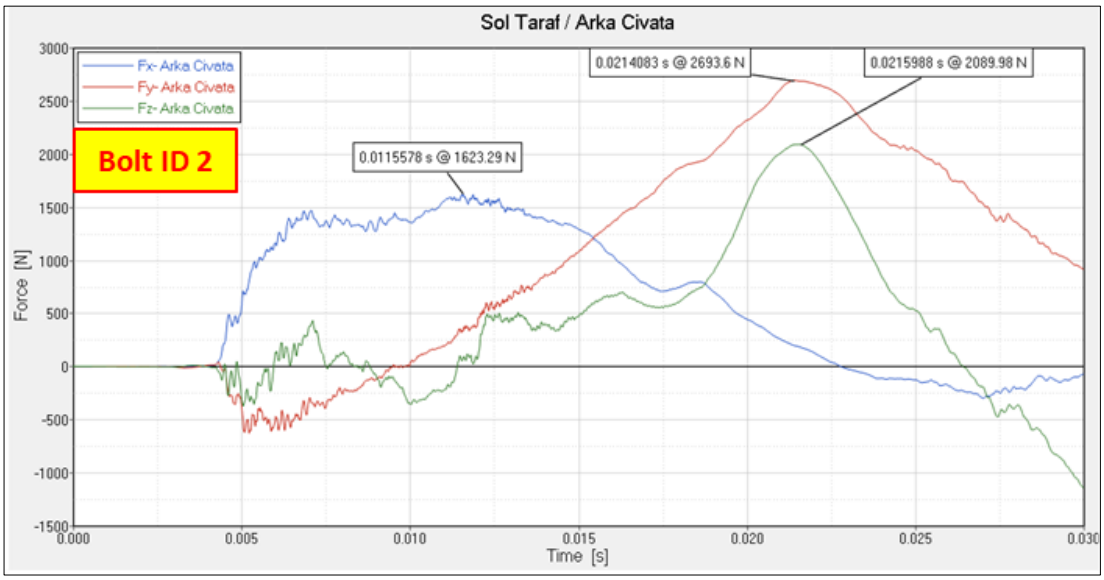

**Şekil 4.16.** Cıvata Bağlantı Noktaları

1 numaralı civata bölgesindeki yay elemandan okunan farklı eksenlerdeki kuvvetler Şekil 4.17'da gösterilmiştir.



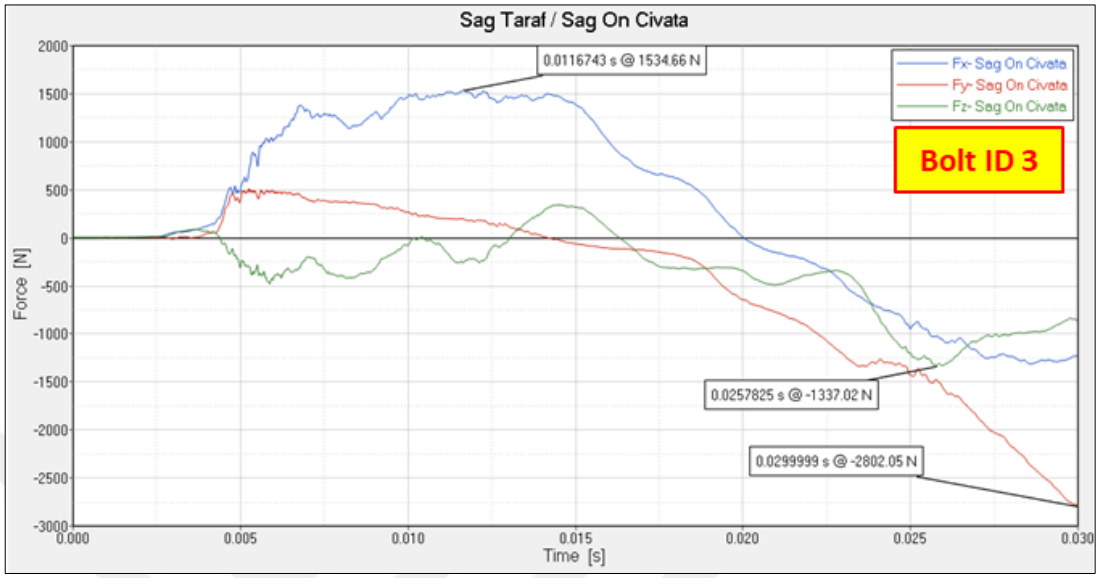

**Şekil 4.17.** Civata-1 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler

2 numaralı civata bölgesindeki yay elemandan okunan farklı eksenlerde ki kuvvetler Şekil 4.18'de gösterilmiştir.



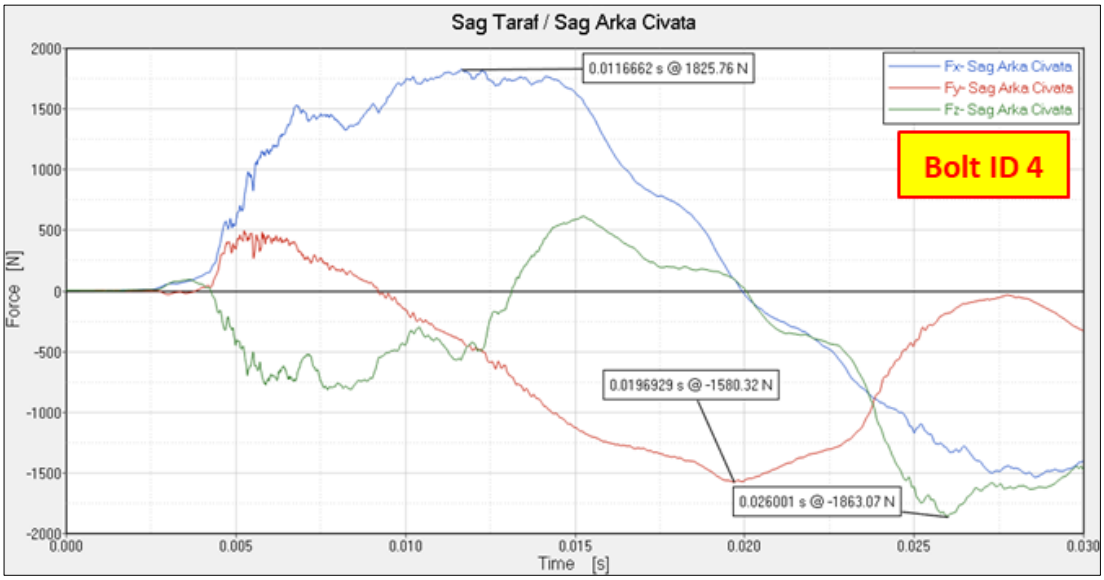

**Şekil 4.18.** Civata-2 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler

3 numaralı civata bölgesindeki yay elemandan okunan farklı eksenlerde ki kuvvetler Şekil 4.19'da gösterilmiştir.




**Şekil 4.19.** Civata-3 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler

4 numaralı civata bölgesindeki yay elemandan okunan farklı eksenlerde ki kuvvetler Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



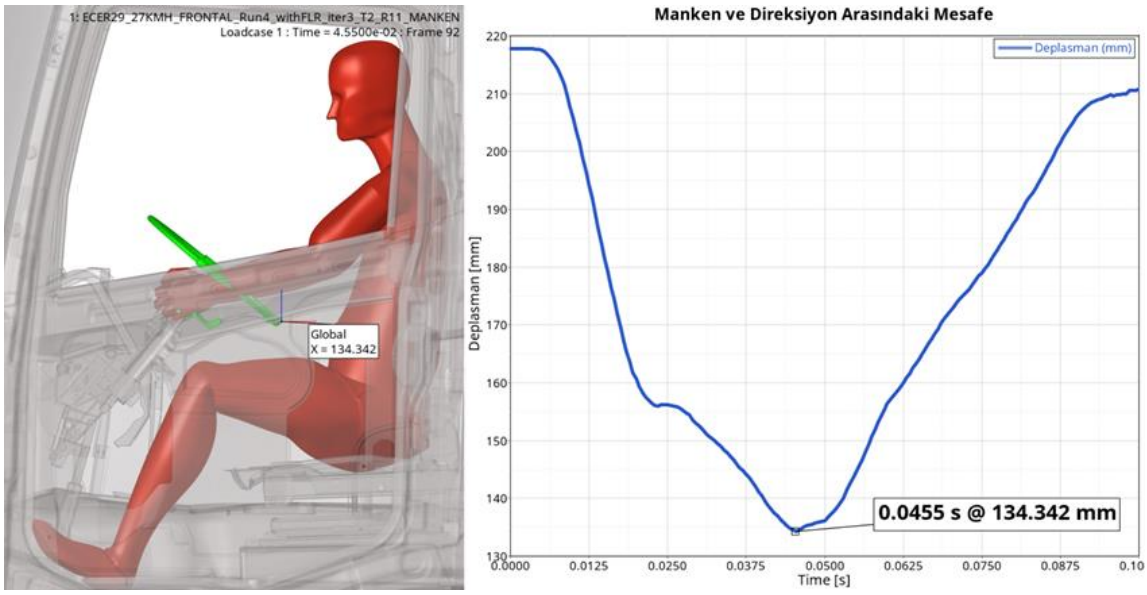

**Şekil 4.20.** Civata-4 Bağlantı Noktasına Gelen Eksenel Yükler

4 civata bağlantı noktasına (Metrik 14 ve 10'a 9 kalite civatalar) ait hesaplar Çizelge 4.1.'deki gibidir. Hesaplamalar sonucunda civata noktalarında oluşan gerilmelerin müsaade edilen gerilmenin altında olduğu, civata bağlantılarının emniyetli olduğu görülmüştür.

**Çizelge 4.1.** Civata Bağlantı Noktaları için Hesaplamalar

| Civata Numarası | $F_{çeki}$ [N] | $F_{kesme}$ [N] | $\sigma_{kesme}$ [N/mm$^2$] | $\sigma_{Von\ Mises}$ [N/mm$^2$] | Maks. M.E. Gerilme ($U_{ts}$) [N/mm$^2$] |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1480,6 | 3440,3 | 29,9 | 53,4 | 880,3 |
| 2 | 1623 | 3083,6 | 26,8 | 48,5 | 880,3 |
| 3 | 1535 | 2797,6 | 24,3 | 44,2 | 880,3 |
| 4 | 1826 | 2077,6 | 18,1 | 35,1 | 880,3 |

Analiz boyunca manken ve direksiyon arasındaki mesafe incelendiğinde, aradaki farkın minimum 134.3 mm'ye düştüğü görülmüştür. Yaşan alanına girişim yapabilecek olan profillerin de yeterli dayanımı gösterdiği ve yapıda kopan parça gözlemlenmediği için yeterli yaşam alanının olduğu değerlendirilmiştir (Şekil 4.21).

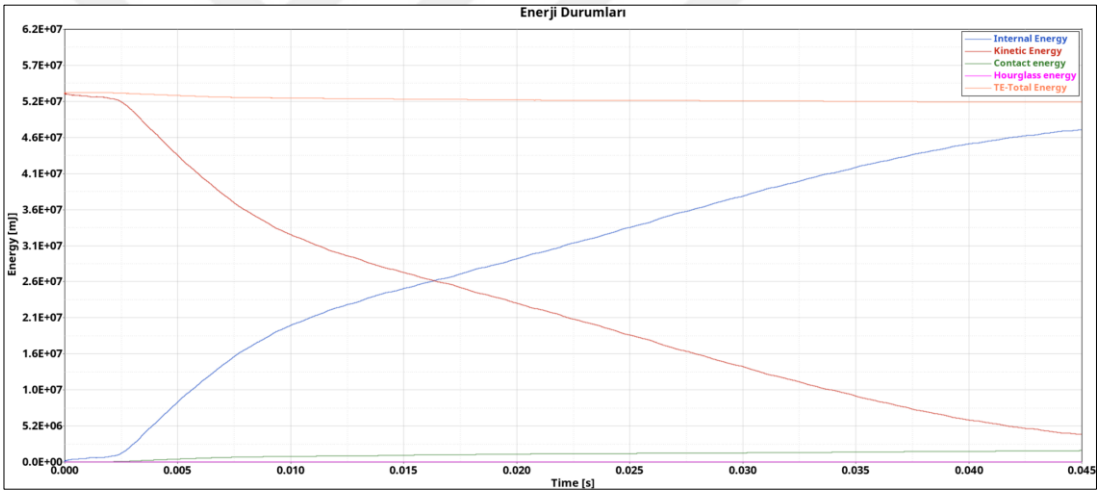



**Şekil 4.21.** Manken ve Direksiyon Arasındaki Mesafe

### 4.1.1. Enerji Grafiklerinin Yorumlanması

Açık kodda çözdürülen analizlerde, analiz modelinin doğruluğunu kontrol etmek için analiz boyunca oluşan enerji dağılımının durumu kontrol edilmelidir. Analizin başlangıcından (çarpma plakasının temasından) itibaren kinetik enerjinin zamanla azalıp, iç enerjiye dönüşmesi ve kullanılan eleman formülasyonundan kaynaklı olarak çarpılma (hourglass) enerjisinin oluşmaması beklenmektedir. ECE R29 regülasyonu kapsamında yapılan bu analizde, kinetik enerjinin ilk temastan sonra düşmeye başlayıp, iç enerjinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca analiz boyunca toplam enerjide bir kayıp oluşmadığı, çarpılma (hourglass) enerjinin ise kabuk elemanlarda oluşmadığı görülmüştür.

Enerji grafikleri Şekil 4.22'de gösterilmiştir.




**Şekil 4.22.** Enerji Grafikleri

## 4.2. Test Sonuçlarının Yorumlanması

Önden çarpma testi sonunda 4x2 çekici aracının ECE R29 regülasyonu isterlerini sağladığı bağımsız denetleme ve onaylama kuruluşu tarafından onaylanmıştır. Önden çarpma testi sonucunda kabin ön bağlantı braketlerinin sol taraftan görüntüsü Şekil 4.23'te gösterilmiştir. Test ortamında, gerinim ölçerlerden saniyede 1000 örnekleme oranıyla veri toplanmıştır.



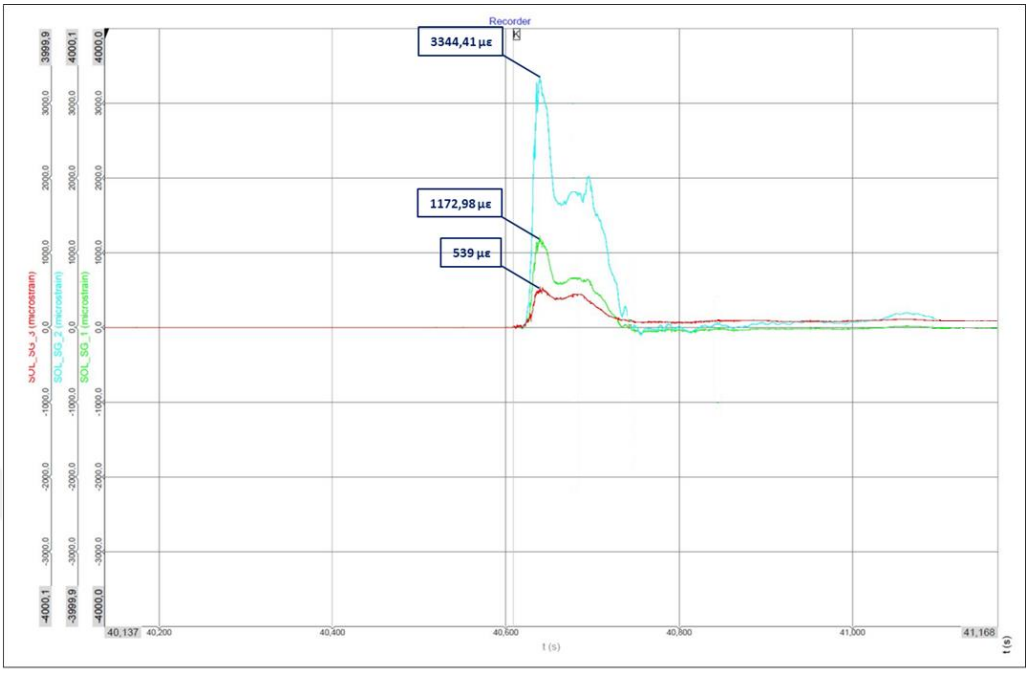
**Şekil 4.23.** 4x2 Çekici Aracı Önden Çarpma Testi Sonuçları

Önden çarpma testi sonucunda kabin ön bağlantı braketlerinin sağ taraftan görüntüsü Şekil 4.24'te gösterilmiştir.




**Şekil 4.24.** 4x2 Çekici Aracı Önden Çarpma Testi Sonuçları

Önden çarpma testi boyunca sol döküm braketteki gerinim ölçerlerden toplanan zamana bağlı gerinim grafiği Şekil 4.25'te gösterilmiştir.




**Şekil 4.25.** Sol Döküm Braketteki Gerinim Ölçerlerin Okuduğu Değerler

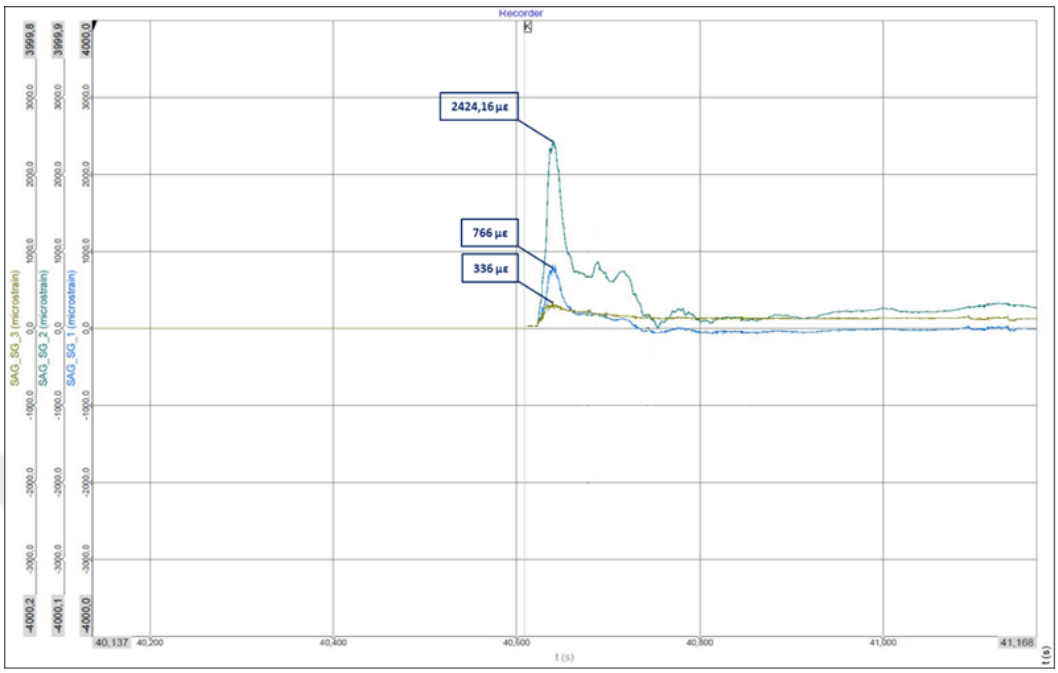
Sol döküm brakette; bir numaralı gerinim ölçerden okunan maksimum değer 1172,98με iken iki numaralı gerinim ölçerden okunan maksimum değer 3344,41με ve üç numaralı gerinim ölçerden okunan değer ise 539με olmuştur.

Analiz çalışmalarında ve fiziksel testlerde sol döküm braketten elde edilen gerinim değerleri Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

**Çizelge 4.2.** Sol Döküm Brakette Ölçülen Gerinim Değerleri

| Gerinim Ölçer | Analizde Okunan Değer | Testte Okunan Değer | Sapma Oranı |
|---|---|---|---|
| 1 | 1165,81 με | 1172,98 με | % 1 |
| 2 | 3206,15 με | 3344,41 με | % 4 |
| 3 | 546,13 με | 539 με | % 1 |

Önden çarpma testi boyunca sağ döküm braketteki gerinim ölçerlerden toplanan zamana bağlı gerinim grafiği Şekil 4.26'da gösterilmiştir.




**Şekil 4.26.** Sağ Döküm Braketteki Gerinim Ölçerlerin Okuduğu Değerler

Sağ döküm brakette; bir numaralı gerinim ölçerden okunan maksimum değer 766με iken iki numaralı gerinim ölçerden okunan maksimum değer 2424,16με ve üç numaralı gerinim ölçerden okunan değer ise 336με olmuştur.

Analiz çalışmalarında ve fiziksel testlerde sağ döküm braketten elde edilen gerinim değerleri Çizelge 4.3'de gösterilmiştir.

**Çizelge 4.3.** Sağ Döküm Brakette Ölçülen Gerinim Değerleri

| Gerinim Ölçer | Analizde Okunan Değer | Testte Okunan Değer | Sapma Oranı |
|---|---|---|---|
| 1 | 758,6 με | 766 με | % 1 |
| 2 | 2459,76 με | 2424,16 με | % 2 |
| 3 | 334,98 με | 336 με | % 1 |

## 5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Çarpışma testine uygun prototip araçlarının üretilmesi, regülasyona uygun testlere tabi tutulması ve olası bir testten geçememe durumunda tüm işlemlerin baştan yapılması ciddi ölçüde maliyet ve zaman kaybına yol açmaktadır. BMC Tuğra 4x2 çekici aracının ECE R29 regülasyonu isterlerini sağlayacak şekilde gövde profillerinin ve şasi bağlantı parçalarının tasarımları sonlu elemanlar yazılımıyla geliştirilmiştir. Yapılan bu tez çalışmasında, sonlu elemanlar yazılımıyla yeterli yapısal dayanımı sağladığı değerlendirilen tasarım modeli ile fiziksel testte elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

BMC Tuğra 4x2 çekici aracında daha önce gerçekleştirilen ECE R29 testlerinde kiritk olduğu bilinen ve sonlu elemanlar yazılımlarıyla geliştirilmesi yapılan döküm braketten elde edilen gerinim sonuçları incelendiğinde analiz ve test değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmüştür. Sonlu elemanlar yazılımlarında yapılan analizlerde önden çarpma testinden geçeceği değerlendirilen 4x2 çekici aracı fiziksel testlerden de geçerek gerekli onayları almıştır.

## KAYNAKLAR


Altair Engineering Inc., 2017. Radioss advanced training course notes

Amirul A., 2019. Frontal impact on bus superstructure as per UNECE R29 and NCAP *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 670 (2019) 012014 DOI:10.1088/1757-899X/670/1/012014*

Anonim, 2021. Hyperworks 21.0 Software, Hyperworks Online Help

Anonim, 2021. Introduction to Explicit Analysis with Altair RADIOSS

Bilbay F.B., 2019. Otomobillerde Ön Çarpışma Kolu Malzemesi Olarak Fee340 Ve Dp600 Malzemelerin Çarpışma Performanslarının Karşılaştırılması. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 24, Sayı 1*

Büyük M., Atahan A.O., Kurucuoğlu K., 2018. ImpactPerformance Evaluation of a Crash Cushion Design Using Finite Element Simulation and Full-Scale Crash Testing. *İstanbul Teknik Üniversitesi*

Çapar G., Kuralay N.S., Karaoğlan M.U., 2020. Özel Maksatlı Bir Ağır Hizmet Aracı için Kabin Darbe Test Düzeneğinin Tasarımı/Uygulanması ve Kabin Dayanımının Regülasyona Uygunluğunun İncelenmesi. *DEUFMD, 22(65), 611-618*

Çapan L., 1986. Plastisiteye Giris, *İ.T.Ü Gemi İnsaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Matbaası, İstanbul. 9. cilt/İ.T.Ü. Gemi İnşaatı Fakültesi ve Deniz Bilimleri Fakültesi*

Madier D., 2020. Practical Finite Element Analysis for Mechanical Engineers. *FEA Academy, İlk Baskı*

Dünya Raporu, (2013). http://trafik.gov.tr/dunyatrafikguv13 (Erişim Tarihi: 20.12.2021)

Dwivedi P., Kulkarni A., Chalipat S., Pardeshi M., 2011, Protection Devices to Improve Frontal Pendulum Impact Performance of Heavy Commercial Vehicles. *International Automotive Technology, SAE Paper No. 2011-26-0099, India*

ECE R29/03 Regulation. Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants of the cab of a commercial vehicle

Yaşar F., 2011. N3 Sınıfı Ağır Ticari Bir Aracın ECE R29 Standardına Uygun Önden Çarpma Analizi ve İyileştirme Çalışması. *İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*

Gendar D., 2007. Numerical Simulations for Testing of Commercial Vehicle as Per ECE-R29 Regulations, Symposium on International Automotive Technology. *SAE Paper No. 2007-26-045, India*

Honiball E.J., 2000. The Development of A Test Specification to Determine The Rollover Protection of Passengers in Light Commercial Vehicles Fitted with Canopies. *Accident Analysis and Prevention 33 (2001) 621–628, 2000, South Africa*

Hai-Sui YU, 2006. Plasticity and Geotechnics. *University of Nottingham,UK*

Horst R., 2003. Safety Analysis of the New Actros Megaspace Cabin According to ECE-R29/02. *4th European LS-DYNA Users Conference*

Johnson C., 1977. A mixed finite element method for plasticity problems with hardening. *SIAM Journal on Numerical Analysis Vol. 14, No. 4 (Sep., 1977), pp. 575-583*

Karayolları Trafik Yönetmeliği,2021. trafik.gov.tr/trafik-mevzuat (Erişim Tarihi: 20.12.2021)

Quintana M.J., 2016. Effect-of-strain-rate-on-engineering-stress-strain-curves-for-samples-perpendicular. *DOI:10.15446/dyna.v83n195.44926*

Pasha H., Madhuchandra K.S., Rajesh P., Basavaraja J., 2018. Reinforcement Design and Crash Analysis of Medium Duty Trucks for Rollover Crash Accidents. *International Journal of Engineering Research in Mechanical and Civil Engineering (IJERMCE)*

Mirzaamiri R., 2012. Crash Test Simulation and Structure Improvement of IKCO 2624 Truck According to ECE-R29 Regulation. *International Journal of Automotive Engineering*

Sarısaç, S. 2016. Araç Koltuğu Destek Sac Parçalarının Topografya Optimizasyonu ile Tasarımı ve Analizi. *Yüksek Lisans Tezi, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa*

Sharma S., 2015. Finite Element Simulation and Validation of Fully Suspended Heavy Duty Commercial Vehicle (HCV) as per AIS029 Pendulum Impact Test. *SAE Technical Paper 2015-01-2873, Michigan*

S.M. Binesh, 2014. Upper bound limit analysis of cohesive soils using mesh-free method V. *Geomechanics and Geoengineering: An International Journal, 2014 Vol. 9, No. 4, 265–278, http://dx.doi.org/10.1080/17486025.2014.887229*

Sümer R.O., 2019. Araçlarda Kullanılan Emniyet Kemerlerinin Kaza Anında İnsan Sağlığına Olan Olumsuz Etkilerinin Azaltılması için Bir Sistem Geliştirilmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 24, Sayı 3*