

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ALÜMİNYUM ALAŞIMLI OTOMOBİL JANTININ DİNAMİK DARBE TESTİNİN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Özgür ALPAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muhammed Cerit

Ağustos 2007

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ALÜMİNYUM ALAŞIMLI OTOMOBİL JANTININ DİNAMİK DARBE TESTİNİN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Özgür ALPAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT

Bu tez 18/06/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Y. Doç. Dr. Muhammet CERİT
Jüri Başkanı

Y. Doç. Dr. Yavuz SOYDAN
Üye

Prof. Dr. İbrahim ÖZSERT
Üye

| | | |
|-----------------|---|---------------------|
| Ö. ALPAN | ALUMINYUM ALAŞIMLI OTOMOBİL JANTININ DİNAMİK DARBE TESTİNİN MODELLENMESİ | AĞUSTOS 2007 |
|-----------------|---|---------------------|

ÖNSÖZ

Günümüzde otomotiv sektörü talepler yönünde büyük gelişmeler göstermiştir. Özellikle otomotiv sektöründeki küresel pazar payının yüksek olması ve bu alanda istihdam edilen milyonlarca insan, otomotiv sektörünün cazip edici yönlerindedir. Otomotiv sektöründeki hızlı rekabetçilik anlayışı birçok yeni teknolojinin doğmasına neden olmuştur. Bu teknolojilerin temeli insan sağlığı ve konforuna dayanmaktadır. Konfor denilince akla gelen unsurlar ise süspansiyon sistemi ve özellikle otomobilin yer ile temasını sağlayan lastikler ve jantlar olmuştur. Jant firmaları için tasarım öncelikli olan konudur. Tasarım da en çok hafiflik ve darbe yükleri karşısındaki sağlamlık ön plana çıkmaktadır. Bu çalışmada ise jantların geliştirilmesinde izlenen yöntemlerden biri olan darbe yüklerine dayalı mühendislik hesaplamaları anlatılmaktadır.

Bu çalışmada özellikle mühendislik hesaplama yöntemleri konusunda bana yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Muhammet CERİT hocama, hiçbir zaman manevi desteğini benden esirgemeyen aileme ve bu çalışmadaki başarımın kaynağı olan ve desteğini esirgemeyen çok değerli eşim ve meslektaşım Esra ALPAN'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

| | |
|---|------|
| ÖNSÖZ..... | ii |
| İÇİNDEKİLER | iii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ..... | vi |
| ŞEKİLLER LİSTESİ | viii |
| TABLolar LİSTESİ..... | xii |
| ÖZET..... | xiii |
| SUMMARY..... | xiv |
| BÖLÜM 1. | |
| GİRİŞ..... | 1 |
| BÖLÜM 2. | |
| JANT TASARIMINDA TEMEL ESASLAR..... | 3 |
| BÖLÜM 3. | |
| DİNAMİK YÜKLERDEN OLUŞAN DEFORMASYON VE GERİLMELER..... | 6 |
| 3.1. Eylemsizlik Kuvvetleri..... | 6 |
| 3.2. Dinamik Yüke Maruz Kalma Halleri..... | 7 |
| 3.3. Çarpışma – Dinamik Kuvvet..... | 10 |
| 3.4. Çarpışma, Yerdeğiştirme ve Gerilme..... | 13 |
| BÖLÜM 4. | |
| ISO OTOMOBİL JANTI DARBE TESTİ..... | 16 |
| 4.1. Test Ekipmanı..... | 16 |
| 4.1.1. Yeni jantlar..... | 16 |

| | |
|---|----|
| 4.1.2. Darbe test makinesi..... | 16 |
| 4.1.3. Kütle..... | 16 |
| 4.1.4. Kalibrasyon..... | 17 |
| 4.2. Test Prosedürü..... | 17 |
| | |
| BÖLÜM 5. | |
| SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ..... | 19 |
| 5.1. Klasik (Analitik) Metotlar..... | 19 |
| 5.2. Nümerik Metotlar..... | 19 |
| 5.3. Yapısal Analizlerde Matris Teorisi..... | 20 |
| 5.4. Temel Yapısal Analiz Gereksinimleri..... | 20 |
| 5.4.1. Kuvvet ve moment dengesi..... | 21 |
| 5.4.2. Zorlanma – Yerdeğiştirme ilişkisi..... | 21 |
| 5.4.3. Gerilme – Zorlanma ilişkisi..... | 21 |
| 5.5. Yerdeğiştirme Metodunda Basit Hesaplamalar..... | 21 |
| 5.6. Genel Rijitlik Matrisi..... | 26 |
| | |
| BÖLÜM 6. | |
| AKMA TEORİLERİ VE EKPLSİT YÖNTEM | 28 |
| 6.1. Von-Mises Akma Modeli..... | 28 |
| 6.1.1. Çift doğrusal gösterim..... | 28 |
| 6.1.2. Parça parça doğrusal gösterim..... | 29 |
| 6.2. Eksplisit Yöntem..... | 34 |
| 6.2.1. Eksplisit yöntem ve hareket denklemi..... | 34 |
| 6.3. Kritik Zaman ve Zaman Adımının Hesaplanması..... | 37 |
| 6.4. Hourglass Etkisi..... | 38 |
| | |
| BÖLÜM 7. | |
| DARBE TESTİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ..... | 40 |
| 7.1. Jant ve Modelin Sonlu Elemanlar Modeli Yaklaşımları..... | 40 |
| 7.1.1. Eleman seçimi..... | 40 |
| 7.1.2. Malzeme seçimi..... | 41 |

| | |
|---|----|
| 7.1.3. Sonlu elemanlar modeli ve sınır koşulları..... | 45 |
| 7.1.4. Kontak tanımlamaları..... | 49 |
| 7.1.5. İç kuvvetler..... | 52 |
| 7.1.6. Analiz süresi tayini..... | 52 |
| 7.1.7. Hourglass etkisinin kontrolü..... | 52 |
| 7.1.8. Dytran input dosyası..... | 52 |
| | |
| BÖLÜM 8. | |
| ANALİZ SONUÇLARI..... | 53 |
| 8.1. Çözüm Koşulları..... | 53 |
| 8.2. Vurucu Hızı Değişimi..... | 54 |
| 8.3. Analiz Boyunca Gerilme Değişimi..... | 56 |
| 8.4. Maksimum Gerilme Değeri..... | 66 |
| 8.5. Maksimum Plastik Zorlanma Değişimi..... | 67 |
| 8.6. Analiz Boyunca Plastik Zorlanma Değişimi..... | 71 |
| 8.7. Analiz Boyunca Jant Ucundaki Deplasman Değişimi..... | 74 |
| 8.8. Statik Analiz..... | 75 |
| 8.9. Dinamik Çarpanın Tayin Edilmesi..... | 77 |
| 8.9. Sonlu Elemanlar Sonuçlarının Kıyası..... | 78 |
| | |
| BÖLÜM 9. | |
| SONUÇLAR VE ÖNERİLER..... | 80 |
| | |
| KAYNAKLAR..... | 82 |
| EKLER..... | 84 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 97 |

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

| | |
|-------------------|--|
| V | : Cisim hızı |
| S | : Tepki kuvveti |
| φ | : Dinamik çarpan |
| a | : İvme |
| g | : Yerçekimi ivmesi |
| x | : Konum |
| m | : Kütle |
| t | : Zaman |
| h | : Yükseklik |
| \ddot{x} | : Cismin x konumu boyunca ivmesi |
| \dot{x} | : Cismin x konumu boyunca hızı |
| k | : Yay sabiti |
| δ_{statik} | : Statik çökme miktarı |
| μ | : Kütle oranı |
| W_o | : Kinetik enerji |
| I | : Atalet momenti |
| E | : Elastisite modülü |
| σ | : Gerilme gösterimi |
| ε | : Zorlanma gösterimi |
| ν | : Poission oranı (enine uzamanın boyuna uzamaya oranı) |
| [K] | : Rijitlik matrisi |
| u | : Yer değiştirme |
| θ | : Açısal yer değişim gösterimi |
| G | : Malzeme kayma modülü |
| P | : Kutupsal atalet momenti |
| T | : Burulma momenti |

| | |
|--------------------------------|---|
| σ_0 ve σ_y | : Akma gerilmesi |
| E_h | : Sertleşme modülü |
| ε_p | : Eşdeğer plastik zorlanma |
| $\varepsilon_{gerçek}$ | : Gerçek zorlanma |
| ε_{el} | : Elastik zorlanma |
| $\sigma_{müh}$ | : Mühendislik gerilmesi |
| $\varepsilon_{müh}$ | : Mühendislik zorlanması |
| $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ | : Asal gerilmeler |
| F_n^{ext} | : Dışardan etki eden kuvvetlerin vektörü |
| F_n^{int} | : İç yüklerin vektörü (örnek olarak eleman kuvvetleri ve hourglass etkisi) |
| Δt_e | : Kritik zaman adımlaması |
| c | : Adyabatik ses hızı |
| v_e | : Eleman hacmi |
| L_e | : Karakteristik uzunluk |
| ρ | : Özgül kütle yoğunluğu |
| w_{maks} | : En büyük dairesel doğal frekans |
| C10 | : Hiperelastik malzeme katsayısı |
| C01 | : Hiperelastik malzeme katsayısı |
| W | : Mooney – Rivlin enerji yoğunluğu modeli |
| I_1, I_2, I_3 | : Cauchy-Green deformasyon tensörü değişmezi |
| 3D | : 3 boyutlu |
| 2D | : 2 boyutlu |
| T1,T2,T3 | : Öteleme serbestliği |
| R1,R2,R3 | : Dönme serbestliği |
| ARC | : Archive dosyası |
| THS | : Time history dosyası |

ŞEKİLLER LİSTESİ

| | | |
|------------|--|----|
| Şekil 2.1. | Otomobil Jantı..... | 4 |
| Şekil 2.2. | Otomobil Jantı Terminolojisi..... | 5 |
| Şekil 3.1. | Eylemsizlik Kuvvetleri..... | 7 |
| Şekil 3.2. | Elastik Bir Sistemin Dinamik Yüklenme Durumu..... | 8 |
| Şekil 3.3. | F Kuvvetinin Zamanla Değişimi..... | 8 |
| Şekil 3.4. | m Kütlesinin M Kütlesine Çarpmadan Önce ve Çarpışmadan Sonraki Sistemin Durumu..... | 11 |
| Şekil 3.5. | Kirişin Dinamik Yer Değiştirmesi | 13 |
| Şekil 4.1. | Test Prosedür Ölçüleri..... | 17 |
| Şekil 4.2. | Darbe Test Makinesi..... | 18 |
| Şekil 5.1. | Mühendislik Metotları | 19 |
| Şekil 5.2. | Düğüm Noktalarının Serbestliği | 23 |
| Şekil 5.3. | Eksenel Yükleme Altındaki Çubuk | 23 |
| Şekil 5.4. | Kuvvet İlişkisi | 24 |
| Şekil 5.5. | Burulma Çubuğu | 25 |
| Şekil 5.6. | Eğilme Çubuğu | 26 |
| Şekil 5.7. | Genel Rijitlik Matrisi | 26 |
| Şekil 5.8. | Sonlu Elemanlar Hesaplama Prosedürü | 27 |
| Şekil 6.1. | Von-Mises Akma Modeli için Çift Doğrusal Gösterim..... | 29 |
| Şekil 6.2. | Von-Mises Akma Modeli için Parça Parça Gösterim..... | 29 |
| Şekil 6.3. | Gerçek Gerilme Zorlanma Gösterimi..... | 32 |
| Şekil 6.4. | Mühendislik Gerilmesi ve Mühendislik Zorlanması Gösterimi.... | 32 |
| Şekil 6.5. | Gerçek Gerilme ve Plastik Zorlanma Gösterimi..... | 33 |
| Şekil 6.6. | Gerçek Gerilme ve Plastik Zorlanma Gösterimi..... | 33 |
| Şekil 6.7. | Eksplisit Analiz Gösterimi..... | 34 |
| Şekil 6.8. | Eksplisit Yöntem..... | 34 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Şekil 6.9. | Eksplisit Yöntem Çözüm Prosedürü..... | 36 |
| Şekil 6.10. | Tek Noktadan İntegrasyonlu Sıfır Enerji Şekilleri..... | 38 |
| Şekil 6.11. | Sıfır Enerji Modunun Kontrol Edilmesi..... | 39 |
| Şekil 7.1. | Jant ve Lastik için Seçilen Eleman Şekli..... | 41 |
| Şekil 7.2. | Vurucu için Seçilen Eleman Şekli..... | 41 |
| Şekil 7.3. | Jant Malzemesi Gerilme – Zorlanma Grafiği..... | 42 |
| Şekil 7.4. | Elastomerlerin Gerilme Yönleri..... | 42 |
| Şekil 7.5. | Lastiğin Mekanik İnceleme Bölgeleri..... | 43 |
| Şekil 7.6. | Lastik Malzemesi Numune Çekme Numunesi Grafiği..... | 44 |
| Şekil 7.7. | Darbe Testi Sonlu Elemanlar Modeli Görünümü..... | 46 |
| Şekil 7.8. | Darbe Testi Sonlu Elemanlar Modeli Üstten Görünümü..... | 47 |
| Şekil 7.9. | Darbe Testi Sonlu Elemanlar Modeli Kesit Görünümü Şematik Gösterimi | 47 |
| Şekil 7.10. | Jant'ın Sabitletmesi..... | 48 |
| Şekil 7.11. | Modele Simetriklik Özelliğinin Verilmesi..... | 49 |
| Şekil 7.12. | Kontak Parçalarının Tanımlanması I..... | 50 |
| Şekil 7.13. | Kontak Parçalarının Tanımlanması II..... | 51 |
| Şekil 7.14. | Lastik Basıncı Gösterimi..... | 51 |
| Şekil 8.1. | Test Boyunca Vurucudaki Mutlak Hız Değişimi..... | 54 |
| Şekil 8.2. | Test Boyunca Vurucudaki Hız Değişimi..... | 55 |
| Şekil 8.3. | 2ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 6.54MPa..... | 56 |
| Şekil 8.4. | 4ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 14.6MPa..... | 56 |
| Şekil 8.5. | 6ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 37.9MPa..... | 57 |
| Şekil 8.6. | 8ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 50.7MPa..... | 57 |
| Şekil 8.7. | 10ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 75.9MPa..... | 58 |
| Şekil 8.8. | 12ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 105MPa..... | 58 |
| Şekil 8.9. | 14ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı | |

| | | |
|-------------|---|----|
| | Maksimum Gerilme 174MPa..... | 59 |
| Şekil 8.10. | 16ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 183MPa..... | 59 |
| Şekil 8.11. | 18ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 186MPa..... | 60 |
| Şekil 8.12. | 20ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 192MPa..... | 60 |
| Şekil 8.13. | 22ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 199MPa..... | 61 |
| Şekil 8.14. | 24ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 204MPa..... | 61 |
| Şekil 8.15. | 26ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 206MPa..... | 62 |
| Şekil 8.16. | 28ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 189MPa..... | 62 |
| Şekil 8.17. | 30ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 187MPa..... | 63 |
| Şekil 8.18. | 32ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 188MPa..... | 63 |
| Şekil 8.19. | 34ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 208MPa..... | 64 |
| Şekil 8.20. | 36ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 202MPa..... | 64 |
| Şekil 8.21. | 38ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 205MPa..... | 65 |
| Şekil 8.22. | 40ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 202MPa..... | 65 |
| Şekil 8.23. | 34ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 208MPa..... | 66 |
| Şekil 8.24. | Maksimum Gerilme Anında Modelde Oluşan Plastik Zorlanmalar..... | 67 |
| Şekil 8.25. | 14ms Sonra Plastik Zorlanma..... | 68 |
| Şekil 8.26. | 16ms Sonra Plastik Zorlanma..... | 68 |

| | | |
|-------------|---|----|
| Şekil 8.27. | 18ms Sonra Plastik Zorlanma..... | 69 |
| Şekil 8.28. | 19ms Sonra Plastik Zorlanma..... | 69 |
| Şekil 8.29. | 20ms Sonra Plastik Zorlanma..... | 70 |
| Şekil 8.30. | 34ms Sonra Plastik Zorlanma..... | 70 |
| Şekil 8.31. | Bijon Bölgesi Plastik Zorlanma Değişimi..... | 71 |
| Şekil 8.32. | 10ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 0.788mm..... | 72 |
| Şekil 8.33. | 20ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 12.8mm..... | 72 |
| Şekil 8.34. | 30ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 15.7mm..... | 73 |
| Şekil 8.35. | 40ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 10.6mm..... | 73 |
| Şekil 8.36. | 40ms Boyunca Jant Flanşı Ucundaki Deplasman Değişimi..... | 74 |
| Şekil 8.37. | Statik Test Koşulları..... | 75 |
| Şekil 8.38. | Statik Test Sonuçları I..... | 76 |
| Şekil 8.39. | Statik Test Sonuçları II..... | 76 |
| Şekil 8.40. | Sonlu Elemanlar Çatlak Bölgesi I..... | 78 |
| Şekil 8.41. | Sonlu Elemanlar Çatlak Bölgesi II..... | 78 |
| Şekil 8.42. | ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü I..... | 79 |
| Şekil 8.43. | ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü II..... | 79 |
| Şekil 8.44. | ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü III..... | 80 |
| Şekil 8.45. | ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü IV..... | 80 |

TABLÖLÄR LİSTESİ

| | | |
|------------|---------------------------------|----|
| Tablo 7.1. | Jant Malzemesi..... | 41 |
| Tablo 7.2. | Lastik Malzemesi..... | 44 |
| Tablo 7.3. | Vurucu Malzemesi..... | 45 |
| Tablo 7.4. | Birim Sistemi..... | 46 |
| Tablo 8.1. | Dinamik Çarpan Katsayıları..... | 77 |

ÖZET

Anahtar kelimeler: :Sonlu Elemanlar, Dinamik, Jant, Eksplisit

Bu çalışmada, hafif alaşımlı otomotiv jantına, standartlara göre yapılan darbe testinin simülasyonları, mühendislik yazılımları ile gerçekleştirildi. Darbe testi, eşdeğer test şartları modelize edilerek non-lineer yapısal analizi sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapıldı. Modelleme, uluslararası darbe test cihazı standartları ve ISO 7141 standardı esas alınarak yapıldı. Otomobil jantı ve çelik darbe başlığı nümerik modeli PATRAN yazılımı ile oluşturuldu. Darbe testi, yatayla 13 derece eğimli aparata bijonlardan sabitlenen jant kenarına 1 tonluk çelik darbe başlığın 230 mm yükseklikten düşürülmesi ile gerçekleştirildi.

Yapısal dinamik performansın belirlenmesi için modelize edilen otomobil jantı darbe testi analizleri DYTRAN yazılımı kullanılarak gerçekleştirildi. Dinamik yük modelleme ile elde edilen sayısal sonuçlar ile darbe testinden elde edilen değerler karşılaştırıldı. Yapısal analizlerde büyük öneme sahip olan, janta oluşan maksimum deformasyon miktarı, eğer oluşacaksa plastik deformasyon miktarı ve bölgeleri, maksimum gerilmelerin büyüklüğü ve oluşacağı bölgeler belirlendi. Sonuç olarak çalışma ile darbe testlerinde sonlu elemanlar yönteminin uygulanabilirliği ve tasarım sürecindeki ürünlere mekanik testler uygulanmadan ürün uygunluğunun tespiti ile ilgili çalışmaların yapılabilirliği gösterildi.

MODELING OF ALUMINIUM ALLOY CAR RIM UNDER DYNAMIC LOADS REFERENCED ISO STANDART 7141 TEST USING EXPLSIT FINITE ELEMENT METHOD

SUMMARY

Key Words: Car Rim, Impact Analysis, Finite Element Method, ExPLICIT, Aluminium Alloy, Modeling, Dytran, Patran

This master dissertation provides a succinct compilation of research related to impact analysis of stress and displacement in an aluminum alloy automobile rim. The performance of road wheel impact resistance is a major concern related to new designs of automotive road wheels and their optimization. In this study, nonlinear dynamic finite element analysis has been employed to numerically investigate the side impact behavior of an aluminum road wheel. Based on the side impact testing device and method described in ISO 7141, a numerical model incorporating an aluminum road wheel and a steel impact striker was developed using Patran. Three-dimensional finite element method was used for conducting elasto-plastic analysis. The road wheel was mounted at an incline of 13 degrees to horizontal, and the striker prior to impact was prescribed an initial velocity to simulate a free 230 mm vertical drop. Impacts locations were simulated to investigate the structural dynamic performance of the road wheel using DYTRAN. The theoretical results and fem results were compared with impact test results. The results are presented in tabular and graphical forms. Finally this study was delivered of design parameters of car rim under impact loadings.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Bu çalışmada ISO 7141 standartına göre yapılan cant darbe testinin mühendislik hesaplamaları modern yöntemler kullanılarak sunulmuştur. Jant için A356 T6 olarak bilinen jant malzemesi kullanılmıştır. Bu malzemenin içeriğinde ise %76.13 Al - %13 Si - %0.50 Mg - %5 Cu - %1.6 Fe - %0.25 Mn - %0.25 Ni - %0.05 Cr - %3 Zn - %0.20 Ti - %0.02<Sr kullanılmaktadır. Bu malzemedan imal edilen otomobil jantının ISO 7141 dinamik darbe düzeneğine göre yapısal analizi, düzeneğin belirlediği sınır şartlarına göre incelenmiştir. Kullanılan darbe düzeneği mekanizması kısaca aşağıda anlatılmıştır.

Darbe testi TS 8987'ye göre 1010 kg'lık kütle ile jant, bağlama tablasına yatayla 30° açı yapacak şekilde montajla, test yüksekliği 16 inch jantlarda 229mm den yapılırken, ISO 7141'e göre 230mm yükseklikten 1000Kg'lık kütle, yatayla 13° açıyla montajı yapılmış jant üzerine serbest düşmeyle bırakılmıştır. Test uygulaması gerçekleştirilen bu modelin analizi ise ISO 7141 test şartlarına göre gerçekleştirilmiştir. Sınır şartları TS standartına göre de uygulanabilir.

Jant modeli güçlü bir model oluşturma yazılımı olan CATIA'da oluşturulmuştur. Model hazırlama ve sonuç gösterme işlemi olarak doğrusal olmayan eksplisit sonlu elemanlar yöntemi olan DYTRAN programı kullanılmıştır. Kısaca eksplisit yöntem doğrusal olmayan sonlu elemanlar yönteminde belli bir zaman noktasında adımlı denge denklemlerinin doğrusallaştırılmasında açık "eksplisit" zaman adımı yaklaşımı olarak tanımlanır [1].

Bu çalışmada ki amaç, darbe deneyinde dinamik kuvvetler etkisi altında kalan otomobil jantının gerilme-gerinim değerlerini elde ederek malzemenin dayanabileceği gerilme değerleriyle karşılaştırıp, önceden oluşan tasarım yanlışlarını daha imalata geçmeden belirleyip, bunları ortadan kaldırmaktır. Bu çalışmanın ışığında kullanılan yöntemin sırası itibariyle, dinamik yüke maruz kalan birçok

makine parçasının gerilme değerlerinin incelenmesinde yöntem olarak kullanılabilir.

Teknolojinin gelişmesiyle beraber birçok alanda meydana gelen değişimler insan yaşamına getirdiği kolaylıkların yanı sıra daha önce hiç karşılaşılmamış birçok problemi de beraberlerinde getirmişlerdir.

Bu problemlerden biri de hareketli sistemlerin elemanlarında ani yük değişimlerinden kaynaklanan problemlerdir. İvmeli hareketten kaynaklanan atalet kuvvetlerinin eleman üzerinde yarattığı etkiler daha önceden tahmin edilmeyecek sonuçlar doğurabilir. Dinamik çarpışmaların sonucunda meydana gelen ani ivme düşüşleri, eleman üzerine etkiyen kuvvetlerin sürekli olarak değişmesi nedeniyle oluşan ani ivme değişimleri de aynı şekilde beklenmeyen sonuçlar doğurabilir. Bu ani ivme değişimlerinin yarattığı kuvvetlere dinamik kuvvetler adı verilir.

Sonuçta biz, elemanların ivmeli hareketlerinden kaynaklanan eylemsizlik kuvvetlerine, zamanla değişim gösteren etken kuvvetlere, sisteme çok kısa zaman aralıklarında tesir eden ani kuvvetlere ve çarpışmalardan doğan etkilere hep dinamik kuvvetler diyoruz. Dinamik kuvvetlerin statik kuvvetlerden en önemli farklılığı etkiledikleri cisim üzerinde, yarattıkları gerilimlere ve şekil değişimlerine statik kuvvetler gibi kademeli olarak artarak değil, kendi koşullarının yarattığı karakterde bir etki göstermesidir. Bu nedenle dinamik gerilim ve şekil değişimi hesaplarında da başka prensipler uygulanır.

Mukavemet alanında yapılan çalışmaların ışığında dinamik kuvvetlerin de bazı ek katsayılar kullanılarak statik kuvvetlerin hesaplama prensipleriyle bulunabileceğini söyleyebiliriz.

Aslında yukarıda adı geçen tüm kuvvetlerin hesabında tek ana prensip göz önünde tutulur. Bu prensip D'Alembert Prensibi'dir. Kısaca bu prensibi açmak gerekirse sisteme etkiyen kuvvetler ne şekilde etkirse etkisin, eylemsizlik kuvvetleriyle dengede olan bir kuvvet bileşeni oluştururlar. Bu çalışmada bu temel prensipler kullanılacaktır.

BÖLÜM 2. JANT TASARIMINDA TEMEL ESASLAR

Otomobil jantlarının tasarımlarına başlanması yıllar öncesine dayanmaktadır. İlk olarak bisiklet lastiği için üretilen ilk jantlar, ki bunlar ağaç veya çelik tellerden oluşmakta idi, daha sonra çelik disklerle ve son olarak ta günümüzde yaygın olarak kullanılan formuna kadar gelmişlerdir. Günümüz teknolojisinde artık otomobil jantları modern metal döküm ve dövme yöntemleri ile üretilmektedir. Günümüz tarihindeki jant tasarımına ulaşmak için tarihte birçok test yapılmıştır. 1970'lerden beri otomobil jantları üzerinde yapılan geliştirme testleri, deneysel gerilme bulma metotları ile desteklenmeye başlamıştır [2]. Son yıllarda deneysel gerilme bulma yöntemleri, analitik metotlar ile desteklenerek geliştirilmiştir. Son 10 yıl içerisinde geliştirilen ömür analiz metotları ile de otomobil jantı tasarımına yön verilmiştir.

Jant üzerindeki tekerleklerin özellikle güvenlik konusunda sahip olduğu önemden ötürü yük altındaki jantın ömür ve sağlamlık davranışı büyük önem kazanmıştır. Her ne kadar lastiklerin karmaşık bir yapıda olduğu ve yüksek gerilmelere maruz kaldığı bilinse de her zaman hafif tekerler üretmek öncelikli amaçtır. Hafif üretme gayesinden dolayı modern dökme ve dövme yöntemlerinde asıl seçim nedeni olan malzeme alüminyum'dur. Günümüzde halen hafif otomobil jantların popülerliği devam etmektedir. Birçok tüketici için jantın şekli ilk önemli özelliğidir. Yakıt krizindeki olumsuzluklardan dolayı farklı platformlar için düşündükleri birçok üretici firma kendi araç tasarımlarını değiştirme yoluna gitmiştir. Özellikle yol tutuşunun yakıt tüketimine etkisi göz önünde bulundurularak hava direnci etkisini en az hisseden yuvarlatılmış yapıda jant tasarımı üretme yoluna gitmişlerdir.

Otomobil jantı üzerindeki tüm bu konular sonucunda tüketiciler hala sonsuz ömüre sahip otomobil aksamalarının üretilmesini beklemektedirler. Bu çalışmada özet olarak otomobil yol etkileri göz önünde bulundurulacak olursa jant üzerine gelebilecek olan ani darbe ve etkiler sonucunda janttaki gerilme ve deformasyon miktarının sonlu elemanlar ile belirlenmesi ve deneysel gerilme yöntemleri ile bu sonuçların

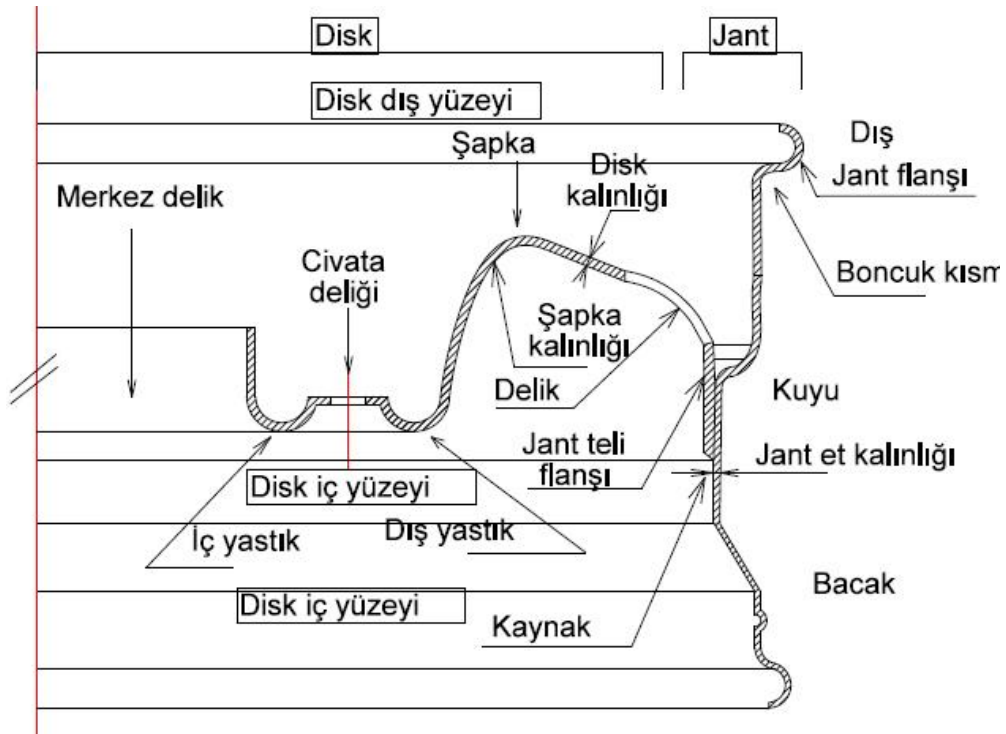
karşılaştırılması sonucunda daha üretime geçmeden doğabilecek sorunların önceden kestirilmesi ile yeni tasarımların oluşturulmasına yönelik çalışma anlatılacaktır. Bu çalışmada jant üzerindeki lastik etkileri dikkate alınmamıştır. Dünya standartlarında jant terminolojisi aşağıdaki şekilde gözükmektedir.



Şekil 2.1. Otomobil Janti

1970'lerin ortalarında özellikle Japon sanayinde alüminyum ve çeşitli metallere oluşan jantların darbe testi raporları yayımlanmaya başlanmıştır. Bu testlerin neticesinde özellikle darbe gerilmesi jant flanş kalınlığı ve jant teli flanş kalınlığı ile karakterize edilebilir. Bu bilgiler üzerine darbe testleri geliştirilmiş ve bu et kalınlıklarının darbe karşısındaki davranışları araştırılmıştır. Bu araştırmalar sonucunda jant duvar kalınlığının direk olarak eğme gerilmesine büyük oranda etkidiği görülmüştür [2]. Jant tasarımında üretici konumundaki birçok firma test ve analiz sonuçlarını karşılaştırırken farklı akma kriterlerini kullanmıştır. Özellikle ağırlık optimizasyonu söz konusu olduğundan ömür ile ilgili çalışmalar daha sonra gelmektedir. Bir lastik üretici firma üretmiş olduğu lastiklerin jantlarını incelerken Tresca akma fonksiyonunu kullanmıştır. Bunun yanında maksimum asal gerilme veya Von-Mises kriterleri de göz önünde bulundurulur. Jant testlerinde kullanılan yüklerin tayininde özellikle aracın gerçek çalışma koşulları dikkate alınır. Jant ömür

testlerinde daha çok müşteri anketlerine başvurulmaktadır. İstatiksel olarak yapılan bu anketler ile jant çalışma koşulları tayin edilir ve buna uygun test bankoları geliştirilir. Bu istatiksel bilgilere örnek olarak; Batı Almanya'daki otomobil kullanıcılarına göre otomobil jantı üzerinde oluşan hatalar yaklaşık olarak 186000mil (344472km) sonrasında oluşmaktadır. Kullanıcılar bu mesafenin %20 sini otoyollarda %48 sini anayollarda ve geri kalan %32 lik kısmını ise şehiriçi yollarda kat etmektedirler.



Şekil 2.2. Otomobil Jantı Terminolojisi

Sonuçta jant tasarımındaki dikkat edilmesi gereken özellikler olarak jant et kalınlığı başta gelmektedir. Hafif özellikte olmasının yanında radyal yöndeki kuvvetlerin etkisi göz önünde bulundurulursa disk kalınlığının da dikkate alınması gerekebilir.

BÖLÜM 3. DİNAMİK YÜKLERDEN OLUŞAN DEFORMASYON VE GERİLMELER

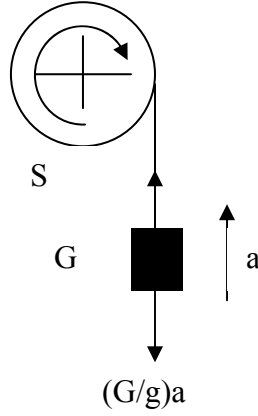
Bu bölümde jant darbe testinin modellenmesi için kullanılan dinamik kavramlarına değinilecektir. Darbe testi kısaca yatayla belirli bir açı yapan jant üzerine serbest bir kütlenin düşürülmesi ile oluşmaktadır. Serbest düşme prensipleri bu testte etkilidir. Jantın yüksekliğe ve kütesine bağlı olarak serbest düşme sonrasında sahip olduğu enerjiyi janta aktarmaktadır. Bu enerji ile de jant üzerinde gerilmeler oluşmaktadır. Çalışmanın amacında ise bu gerilme ve deformasyonun miktarı ve etkime bölgesi incelenerek tasarımın hangi noktalarda yoğunlaşması gerektiği incelenecektir. Dinamik kuvvet örnekleri, serbest ve zorlanmış hareketlerin oluşturacağı etkilere aşağıda kısaca değinilmiştir.

3.1. Eylemsizlik Kuvvetleri

Dinamik etkileri yaratan olayları ayrıntılı bir şekilde incelersek;

Aşağıda şeklini gördüğünüz cisim V hızıyla düşerken bir iple bağlı olduğu makaranın dönmesi engellenirse ipte bir S kuvveti doğar ve bu da aslında statik olarak ele alınırsa sadece cismin ağırlığına eşit olmalıdır. Ama cismin ilk halini koruma isteğinden kaynaklanan ataleti sebebiyle bu kuvvet " $G+(G/g)a$ " a eşittir [3].

Dinamik kuvvet ile statik kuvvet arasındaki ilişkide φ dinamik çarpan ile gösterilir.



Şekil 3.1. Eylemsizlik Kuvvetleri

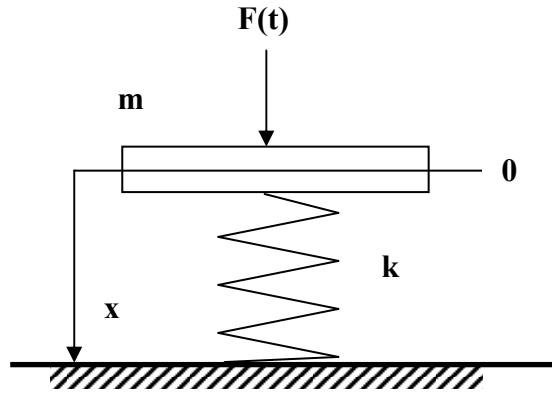
$$\varphi = \frac{G + \left(\frac{G}{g}\right)a}{G} \quad (3.1)$$

Yukarıdaki formülden de çıkarılabileceği gibi hız ne kadar hızlı düşürülürse ivme değeri o denli yükselir. Bu durumda cisme etkiyen dinamik kuvvette artar.

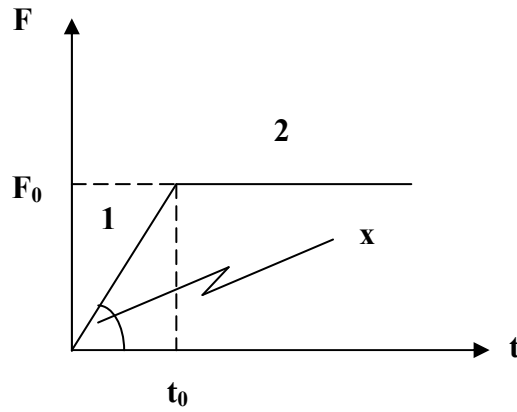
3.2. Dinamik Yüke Maruz Kalma Halleri

Şimdi bir sisteme statik ve dinamik olarak yükleyelim ve hangi sonuçların doğduğunu gözlemleyelim. Bunu göstermek için k yaylanma katsayısına sahip bir yay ile m kütleli bir cismi yaylandırarak basit bir elastik sistem elde edelim. D'Alembert ilkesine uygun olması için cismin ağırlığının ağırlık merkezine yoğunlaşmamış olduğunu varsayalım. Sistem $x=0$ konumunda dengededir.

Cismin Şekil 3.2.' teki gibi üzerine zamanla değişen bir F kuvveti etkisin.



Şekil 3.2. Elastik Bir Sistemin Dinamik Yükleme Durumu



Şekil 3.3. F Kuvvetinin Zamanla Değişimi

Bu kuvvetin etkisiyle sistemin yaptığı hareketin denklemi aşağıdaki gibidir.

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (3.2)$$

İlk anda konumun ve hızın sıfır olduğunu kabul edelim.

$$\dot{x}_1(0) = x_1(0) = 0 \quad (3.3)$$

Burada bizim sağlıklı bir analiz yapabilmemiz için kuvvetin karakteristiği hakkında da fikir sahibi olmamız gerekir. $F(t)$ kuvvetinin gösterdiği zamanla değişime göre;

1. $0 \leq t \leq t_0$ zaman aralığında

$$F(t) = \left(\frac{F_0}{t_0} \right) t$$

2. $t \geq t_0$ zaman aralığında

$$F(t) = F_0$$

Hareket denklemi başlangıç koşulları ve hareket karakteristiği dikkate alınarak çözüldüğünde ilk kısımda yolu veren denklem aşağıdaki şekildedir.

$$x_1 = \frac{F_0}{k} \left(\frac{t}{t_0} - \frac{\sin wt}{wt_0} \right) \quad (3.4)$$

$$w^2 = \frac{k}{m} \quad (3.5)$$

$\frac{F_0}{k}$ değeri cismin statik yer değişirmesidir.

Cisme etkiyen kuvvetin sabit olduğu ikinci kısımda yerdeğişirmeyi hesaplamak için başlangıç şartlarını verilen grafikten;

$$\begin{aligned} x_1(t_0) &= x_2(t_0) \\ \dot{x}_1(t_0) &= \dot{x}_2(t_0) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Bu başlangıç şartları ile hareket denklemi çözüldüğünde

$$x_2 = \delta_{statik} \left[1 - \left(\frac{1 - \cos wt_0}{wt_0} \right) \sin wt + \left(\frac{\sin wt_0}{wt_0} \right) \cos wt \right] \quad (3.7)$$

elde edilir. Yolu veren denklemden görüleceği üzere sistemin etkidiği cisim sinüs ve kosinüs trigonometrik fonksiyonlarının neden olduğu bir dalgalılık göstermektedir. Bu nedenle biz yol denkleminin türevini alarak en büyük x sapmasını bulmalıyız.

Çünkü bu tip dinamik problemlerinde dinamik çarpan, cismin üzerine etkiyen dinamik kuvvetin maksimum olduğu an için hesaplanır.

$$x_{2\max} = \delta_{statik} \sqrt{1 + \left[\left(1 - \frac{\cos wt_0}{wt_0} \right)^2 + \left(\frac{\sin wt_0}{wt_0} \right)^2 \right]} \quad (3.8)$$

buradan dinamik çarpan

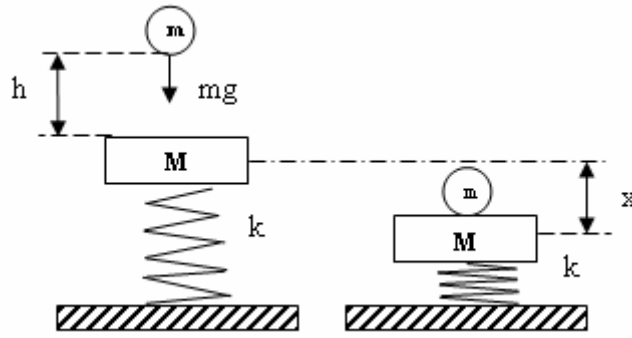
$$\varphi = \frac{x_{2\max}}{\delta_{statik}} = 1 + \sqrt{2 \left(\frac{1 - \cos wt_0}{wt_0} \right)^2} \quad (3.9)$$

olarak elde edilebilir [4].

Burada dikkat çekilmesi gereken başka bir hususta limit durumlarıdır. Yukarıdan görüldüğü gibi dinamik çarpan t_0 yükleme süresine bağlıdır. Yükleme süresi teorik olarak 0 olduğundan, yani ani yükleme durumunda $\varphi = 2$ 'e eşit olur. Bu da bir ani yükleme durumunda dinamik yüklemeye statik yüklemenin iki katına eşittir. Diğer limit durumunu incelersek yükleme süresinin çok uzun olduğu, teorik olarak sonsuz haldir. Buna statik yükleme adı verilir. Burada $\varphi = 1$ 'e eşittir. Sonuçta buradan çıkarılacak en önemli sonuç ani yükleme durumunda dinamik yük statik yükün iki katına eşit olacaktır.

3.3. Çarpışma – Dinamik Kuvvet

Elastik bir sisteme bir yabancı cismin belirli bir hızla gelip çarpması durumunda çarpan cisim sahip olduğu enerjinin bir kısmını elastik sisteme verir ve onu hareket ettirir. Çarpan cismin kütlesi m , ağırlığı mg , kinetik enerjisi $\frac{1}{2}mV_0^2 = mgh$ eşitliğinden $V_0 = \sqrt{2gh}$ olur. Cisimlerin çarpıştıkları anda temas ettikleri noktada plastik şekil değişimi olduğunu varsayarak çarpışmadan sonra m ve M kütlelerinin beraber bir V hızıyla hareket etmeleri gerekir. Bu çarpışma türüne plastik çarpışma denir. Momentumun korunum ilkesinden;



Şekil 3.4. m kütlesinin M Kütlesine Çarpmadan Önce ve Çarpışmadan Sonraki Sistemin Durumu

$$mV_0 + 0 = (m + M)V$$

$$V = \frac{mV_0}{M + m} \quad (3.10)$$

Burada $\mu = \frac{m}{M}$ kütle oranı olarak kabul edersek formül;

$$V = \frac{V_0}{1 + \mu}$$

olarak elde edilir. Yaydaki en büyük yer değiştirme x_{\max} olsun. Yay x_{\max} kadar sıkıştığında sistemin tüm kinetik enerjisi ve $mg\delta$ potansiyel enerji yaya geçmiş kabul edilir. (Ancak daha sonra da göreceğimiz gibi çarpışma sırasında bazı kayıplar mevcuttur.)

$$\frac{1}{2}(m + M)V^2 + mg\delta = \frac{1}{2}k\delta^2 + Mg\delta$$

$$\frac{1}{k}(m + M)V^2 + \frac{2mg\delta}{k} = \delta^2 + \frac{2Mg\delta}{k} \quad (3.11)$$

$Mg\delta$ çok küçük bir değer olduğu için hesaba katmaya gerek yoktur. Eğer m cismi sonsuz bir zaman aralığında M cisminde etkiseydi, yani statik olarak yüklenseydi yerdeğiştirme, $\delta_{\text{statik}} = mg/k$ olurdu.

$$\frac{1}{k}(m + M)V^2 + 2\delta_{\text{statik}}\delta_{\text{dinamik}} = \delta_{\text{dinamik}}^2 + \frac{2Mg\delta_{\text{dinamik}}}{k}$$

Bu durumda dinamik çarpan $\varphi = \frac{\delta}{\delta_{statik}}$ olur.

$$\varphi^2 + 2\varphi - \frac{\eta W_0}{U} = 0 \quad (3.12)$$

(3.12) denklemini çözülürse $\varphi = 1 + \sqrt{\eta \left[1 + \frac{W_0}{U} \right]}$ olarak bulunur.

m cisminin M cismine temas ettiği andaki kinetik enerjisi W_0 , bir çarpışma değil de statik yüklenme olsaydı m'nin M'e aktaracağı şekil değiştirme enerjisi U ile gösterilirse;

$$W_0 = \frac{1}{2} m V_0^2 = mgh \quad (3.13)$$

$$U = \frac{1}{2} k \delta_{statik}^2 = \frac{(mg)^2}{2k} \quad (3.14)$$

(3.13) ve (3.14) denklemleri beraber çözülüp;

$$\frac{W_0}{U} = \frac{kh}{\delta_{statik}} = \frac{V_0^2}{g \delta_{statik}} \quad (3.15)$$

değeri (3.12)'de yerine konulursa k gibi bir direngenliğe sahip olan sistemler için çarpışma sonrasında dinamik yükün oluşturacağı çarpan aşağıdaki formül yardımı ile bulunabilir.

$$\varphi = 1 + \sqrt{\left[1 + \eta \frac{V_0^2}{g \delta_{statik}} \right]} = 1 + \sqrt{\left[1 + \eta \frac{2h}{\delta_{statik}} \right]} \quad (3.16)$$

elde edilir. η çarpışmadaki enerji kaybını gösteren 1'den küçük bir katsayı olsun.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{M}{m}}$$

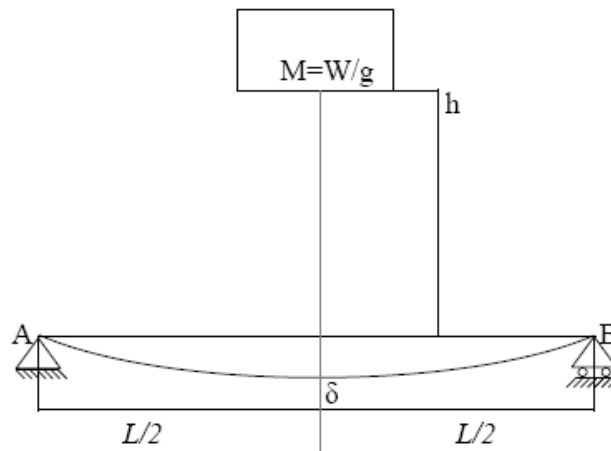
$\eta = 1$ olduğu takdirde M kütlesi m 'nin yanında ihmal edilecek kadar küçük ve çarpışma sırasında bir enerji kaybı yok demektir. φ oranı dinamik kuvvetle statik kuvvet arasındaki orana da eşittir.

$$\varphi = \frac{F_{dinamik}}{F_{statik}} \quad (3.16)$$

Darbe formülleri göstermektedir ki sisteme etkiyen ani darbe dinamik kuvveti statik kuvvet kadar olabilmektedir. Darbe yüklü sistemleri modellerken statik kuvvetin yanında dinamik kuvvetin tayini için kütle, yükseklik ve hız gibi büyüklükler de göz önünde bulundurulmalıdır.

3.4. Çarpışma, Yerdeğiştirme ve Gerilme

Çarpma yüküne maruz bırakılmış bir kirişin dinamik yerdeğiştirmesi, belli bazı basitleştirilmiş şartlar altında ve yüklerin de eşit sayılması durumunda kirişte depo edilmiş gerilme enerjisiyle belirlenebilir. Burada yapılan kabuller; düşen kütle kirişe yapışır ve onunla birlikte hareket eder, enerji kayıpları meydana gelmez, kiriş lineer elastiktir, kirişin yerdeğiştirmiş biçimi, dinamik yük altında statik yük altındakiyle aynıdır ve kirişin potansiyel enerjisinin neden olduğu pozisyondaki değişim ihmal edilebilir. Genel olarak bu kabuller, eğer düşen objenin kütlesi çok büyük ise ki bu kütle, kirişin kütlesi ile karşılaştırılır, o zaman makuldür [5]. Aksi takdirde bu basitleştirilmiş analizler geçerli değildir ve daha ilerlemiş analizlere ihtiyaç duyulur.



Şekil 3.5. Kirişin Dinamik Yer Değiştirmesi

Örnek olarak Şekil 3.5'teki AB kirişi göz önüne alınsın. Bu kirişin ortasına W ağırlığında bir obje düşüyor. Yapılan kabullere dayanarak tüm işin obje tarafından yapıldığını söyleyebiliriz. Bu iş objenin düşüşü boyunca olup, kirişin elastik gerilme enerjisine dönüştürülür. Bu işlem, objenin bir uçtan bir uca mesafe $(h+\delta)$ olana kadar sürer. Burada;

h : Kirişin üzerindeki başlangıç mesafesi.

δ : Kirişin maksimum dinamik yer değiştirmesidir.

Bu durumda yapılan iş;

$$W(h + \delta) \quad (3.17)$$

olur. Eğer P kuvvetini bırakırsak, kuvvetin kirişe, yerdeğiştirme maksimum olduğunda etki ettiği söylenir. Bu durumda P ile δ arasındaki ilişki;

$$\delta = \frac{PL^3}{48EI} \text{ veya } P = \frac{48EI\delta}{L^3} \text{ olur.} \quad (3.18)$$

Nedeni ise, dinamik yük altındaki yerdeğiştirme biçiminin statik yük altındaki yerdeğiştirme biçimi ile aynı olduğunun kabul edilmemesinden kaynaklanır. Bu yüzden kirişin gerilme enerjisiyle P kuvveti arasındaki ilişki;

$$U = \frac{P\delta}{2} = \frac{24EI\delta^2}{L^3} \text{ olur.}$$

Yapılan iş, düşen kütle ile (3.18)'deki gerilme enerjisi arasında eşitlenirse;

$$W(h + \delta) = \frac{24EI\delta^2}{L}$$

elde edilir. Bu eşitlik δ için 2.derecedendir ve bunun pozitif kökleri için çözülür;

$$\delta = \frac{WL^3}{48EI} + \left[\left(\frac{WL^3}{48EI} \right)^2 + 2h \left(\frac{WL^3}{48EI} \right) \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

Not edilmelidir ki, burada kirişin statik yerdeğiştirmesi W ağırlığında δ sı şeklinde atfedilebilir;

$$\delta_{st} = \frac{WL^3}{48EI} \quad (3.20)$$

Bu durumda dinamik yerdeğiştirme için geçerli olan (3.19) denklemi daha basit bir şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir: Dinamik çarpan;

$$\varphi = \delta_{st} + (\delta_{st}^2 + 2h\delta_{st})^{1/2} \quad \text{şeklinde de ifade edilebilir.} \quad (3.21)$$

Bu denklemden dinamik yerdeğiştirmenin her zaman statik yerdeğiştirmeden büyük olduğu anlaşılır. Eğer $h=0$ ise ki bu yükün ansızın ve serbest düşmesi olmadan tatbik edildiği anlamına gelir. Dinamik yerdeğiştirme statik yerdeğiştirmenin iki katıdır. Eğer h yüksekliği, δ yerdeğiştirme miktarı ile kıyaslandığında, çok büyük ise o zaman h terimi içeren (3.21) denklemi ağır basar ve bu denklem basitleştirilerek;

$$\delta = \sqrt{2h\delta_{st}} \quad (3.22)$$

durumunu alır. Denklem (3.22)'den hesaplanan δ yerdeğiştirme miktarı genellikle bir üst limiti gösterir. Çünkü çarpma boyunca bir enerji kaybının olmadığını kabul ettik. Daha doğru bir analiz, kinetik enerji kaybı faktörünün de hesaba katılmasıyla yapılabilir. Dinamik çarpan bilindiği takdirde, çarpışma etkisiyle yapıda oluşan maksimum gerilme de tayin edilebilir.

$$\sigma_{\max.} = \varphi.\delta_{st} \quad \text{olarak elde edilebilir [5].} \quad (3.23)$$

BÖLÜM 4. ISO OTOMOBİL JANTI DARBE TESTİ

ISO 7141 standardına göre alüminyum alaşımlı jantların darbe deney düzeneği aşağıda kısaca anlatılmaktadır. Bu bölümde uluslararası jant üreticilerinin uyması gereken hafif alaşımlı jant darbe testinin özelliklerine ait bilgiler verilecektir. Bu test standardı ile binek otomobillere ait jantların kalite kontrolü sağlanabilmektedir.

4.1. Test Ekipmanı

4.1.1. Yeni jantlar

Teste başlamak için yeni üretilmiş jantlar kullanılmalıdır. Jantlara lastik sıkıştırılmış olmalıdır. Test sonrasında jant ve lastik herhangi bir araçta kullanılmamalıdır.

4.1.2. Darbe test makinesi

Dikey yönde hareket kabiliyeti olan kütle ile darbe etkisi verilmektedir. Darbe kütlelerinin darbe yüzeyi 125mm ve 375mm lik bir alan oluşturmalıdır. Vurucu kütlelerinin keskin köşeleri yuvarlatılmalı veya pah kırılmalıdır. Vurucu kütlesi $\pm \%2$ tolerans ile aşağıda gösterilen şekilde hesaplanmalıdır.

$$m = 0,6W + 180 \quad (4.1)$$

Burada W maksimum statik tekerlek yüküdür. Bu değer üretici tarafından belirtilir.

4.1.3. Kütle

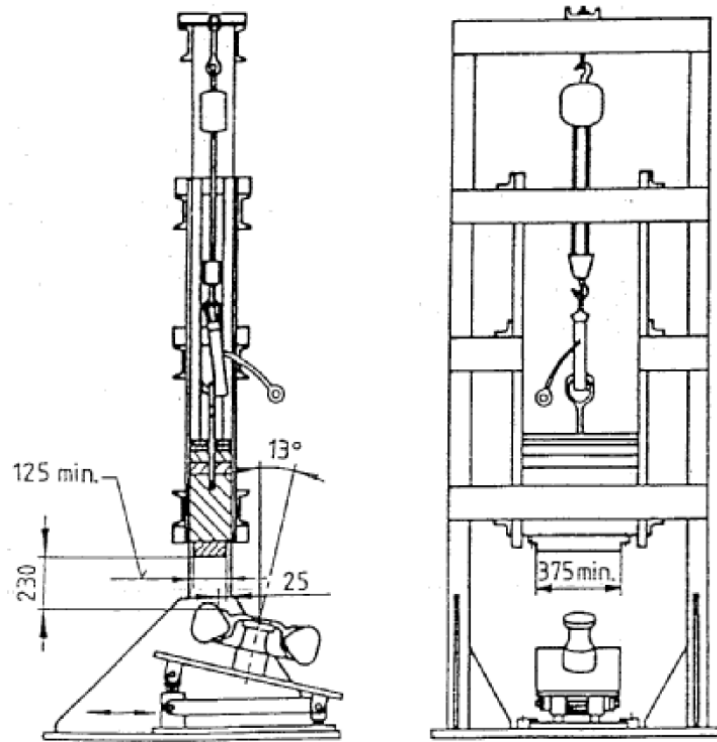
Jant üzerine 1000kg lık bir kütle düşürülmektedir.

4.1.4. Kalibrasyon

1000kg lık kütle tam değme yüzeyine bırakılır. Değme yüzeyi üzerinden 7.5mm mesafeden konulan bir plaka çarpma etkisiyle değme yüzeyine $\pm 0.75\text{mm}$ yaklaştığı anda kalibrasyon işlemi tamamlanmış olur.

4.2. Test Prosedürü

Jant ve üzerinde bulunan lastik test makinesine bağlanır. Yük, jantın flanşına etkimektedir. Jantın bijon düzlemi yataydaki düzleme göre 13° açı yapacak şekilde durmalıdır. Lastik içerisindeki basınç 200kPa olmalıdır. Ortam sıcaklığı 10°C - 30°C arasında tutulmalıdır. Jantın test makinesine bağlama ölçüleri aşağıdaki gibi olmalıdır.



Şekil 4.1. Test Prosedür Ölçüleri

Darbe testinde kullanılan test makinesinin resmi aşağıda görülmektedir.



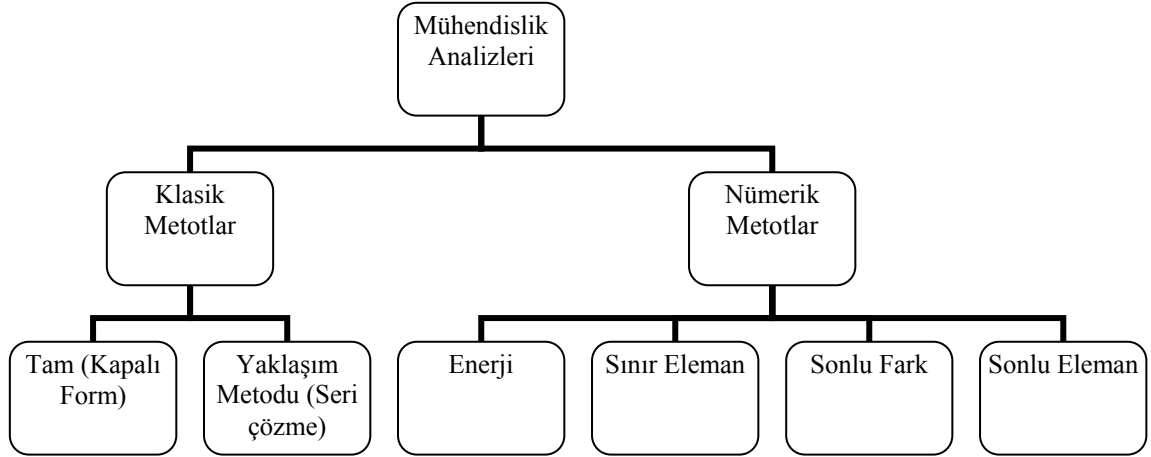
Şekil 4.2. Darbe Test Makinesi

Test sonrasında kalıcı deformasyon oluşması jantın testten geçememesi olarak değerlendirilmesine sebep olur.

BÖLÜM 5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Darbe test düzeneğinin mühendislik hesaplamalarında kabul gören bir yöntem olan sonlu elemanlar yöntemi uygulanacaktır. Kısaca bu yönetime değinilirse;

Mühendislik problemlerinin çözümünde birçok mühendislik yöntemi uygulanır.



Şekil 5.1. Mühendislik Metotları

5.1. Klasik (Analitik) Metotlar

Yüksek serbestlik dereceli problemler için kullanılabilir. Ancak oluşan denklemlerin çözümü çok basit sistemler için bile oldukça zordur.

5.2. Nümerik Metotlar

Enerji: Tüm alanlarda potansiyel enerjinin azalmasından yararlanır. Bu yaklaşım sadece basit sistemler üzerine uygulanabilir.

Sınır Eleman: Sınır şartsız diferansiyel denklemlerden yararlanır. Problemin büyüklüğü sadece sınır elemanlar olduğu için indirgenmiş metot olarak tanımlanmaktadır. Bu metot basit çözümleri yönetebilmektedir.

Sonlu Fark: Sonlu fark denklemleri olarak belirtilen sınır koşullarını diferansiyel denklemlerle yöneten bir metottur. Bozuk şekilli yapılarda uygun sonuçlar vermemektedir.

Sonlu Eleman: Tüm bozuk yapılarda iyi sonuçlar veren bir yöntemdir. Tüm yapının davranışı bu yapıyı oluşturan elemanların davranışları incelenerek öğrenilmektedir.

5.3. Yapısal Analizlerde Matris Teorisi

Sonlu elemanlar metodunda iki farklı yaklaşım bulunmaktadır. Bunlar kuvvet metodu ve yer değiştirme metodu olarak bilinmektedir. Her iki metotta da yapının davranışını belirlemek için kullanılan denklemlerde denge uyumu ve gerinim-gerilme ilişkisi söz konusudur [6].

Kuvvet Metodu: Temel olarak sisteme ait kuvvetler bilinmemektedir.

Yer Değiştirme Metodu: Temel olarak sisteme ait düğümlerin yer değiştirmeleri bilinmemektedir.

Her iki metot ta yapısal problemlerin çözülmesinde kullanılmaktadır. Yer değiştirme metodunun elektronik hesaplamalarda kolay olması bu metodun daha yaygın bir şekilde kullanılma sebebidir.

5.4. Temel Yapısal Analiz Gereksinimleri

Tüm mühendislik problemleri aşağıda değinilen 3 yöntem ile tanımlanabilmektedir.

5.4.1. Kuvvet ve moment dengesi

Sisteme etkiyen tüm kuvvet ve momentlerin toplamı sıfırdır.

$$\sum F = 0, \quad \sum M = 0$$

5.4.2. Zorlanma - Yerdeğiştirme ilişkisi

Geçersiz ve süreksizlikten uzak, deforme olmuş sürekli yapı içindeki deplasman alanını sağlamaktadır.

5.4.3. Gerilme - Zorlanma ilişkisi:

Lineer malzemeler için Hook yasasını öngörmektedir. Bu yasaya göre;

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\}$$

Burada,

$$\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx}\}$$

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{zx}\}$$

$[E]$ = 6x6 matristen oluşmuş elastiklik sabiti.

Homojen olan $[E]$ sabiti izotropik malzemenin iki bağımsız değişkeni olan elastisite (E) ve poisson (ν) oranına bağlıdır. Örneğin aksenal olmayan bir yükleme için;

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \text{ dur.}$$

Bu üç yöntem ile sistemi tanımlayan matematiksel model oluşturularak yer değiştirme ilişkisine dayalı metod uygulanabilir.

5.5. Yerdeğiştirme Metodunda Basit Hesaplamalar

Yer değiştirme metodundaki denklemler aşağıdaki eşitlikler kullanılarak türetilmiştir.

Bunlar;

1. Dügüm noktalarındaki kuvvetlerin eşitliliği.
2. Yer değiştirmelerin dügüm noktaları ile uyumluluğu.
3. Kuvvet – yer değiştirme ilişkisi.

Tüm yapıdaki düğümlerin birbirleri ile olan ilişkisinden yapının davranışı hakkında bilgi edinilebilir. Sisteme etkiyen bozucu kuvvetler etkisi altında sistemde oluşan yerdeğiştirme arasında bir ilişki vardır. Bu ilişki rijitlik matrisi $[K]$ olarak tanımlanır.

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad (5.1)$$

F: Sistem üzerine etkiyen kuvvet,

u: Kuvvet etkisiyle sistemde oluşan yerdeğiştirme,

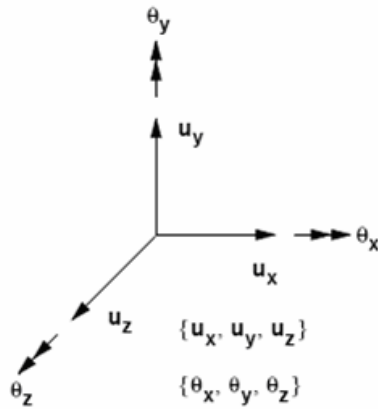
K: Rijitlik matrisi,

Sınır koşullar kullanılarak sistemin rijit gövde hareketi yapması engellenir ve bilinenlerden bilinmeyenler elde edilir.

Fiziksel olarak $[K]$, sistem üzerine ne kadar kuvvet etki ettirildiğini açıklamaktadır. Elastik problemler için Maxwell Yasası simetrik rijitlik matrisi gerektirmektedir. Simetrik matris, kare matrisin elemanları ile ilişkilidir [6].

$$a_{ij} = a_{ji} \quad (5.2)$$

Rijitlik matrisi tıpkı yay üzerine kuvvet etki ettiğinde yerdeğiştirmesini belirleyen katsayı gibi kuvvet/yerdeğiştirme uzantısına sahiptir. Sürekli yapılar üzerindeki dügüm noktaları ile ayrıklık ortadan kaldırılır. Dügüm noktalarının her birinde 6 serbestlik derecesi vardır. Bu serbestlik derecesi hareket şartını belirler.



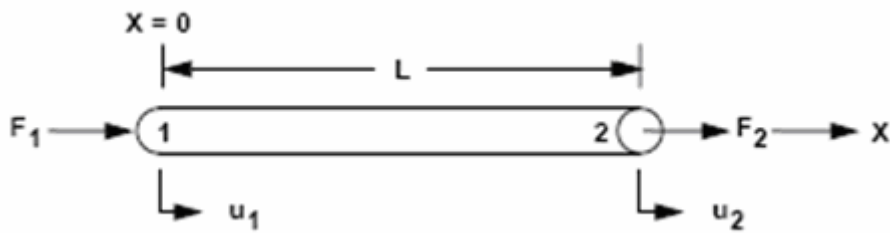
Şekil 5.2. Düğüm Noktalarının Serbestliği

Şekil (5.2)'de görüldüğü gibi 3 öteleme ve 3 dönme serbestliği olan düğüm noktasına ait yerdeğiştirme şöyle tanımlanır.

$$\{u\} = \{u_x, u_y, u_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}$$
 yer değiştirme vektörü.

Bu parametreler ışında basit bir problemin bu yöntem ile nasıl çözülebileceğine aşağıda kısaca değinilmiştir.

Örnekte aksenal yönde yükleme altındaki çubuğun denklemleri çıkartılmaktadır.



Şekil 5.3. Aksenal Yükleme Altındaki Çubuk

Kesit alanı A olan boyu L olan aksenal yönde F_1 ve F_2 kuvvetleri etkisi altındaki çubuk yukarıdaki şekilde gözükmektedir. Çubuk 2 de düğüm noktasından oluşmaktadır. Bu düğüm noktaları 1 ve 2 olarak belirtilmiştir. Sadece kuvvet

yönünde hareket edebilme kabiliyeti vardır. Buna göre 2 adet düğüm noktası için çubuğun 2 serbestlik derecesi vardır. Sistem üzerindeki eşitlikler yazılacak olursa;

Adım 1: Statik denge;

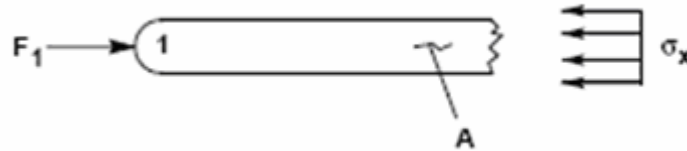
$$\sum F_x = F_1 + F_2 = 0 \quad (5.3)$$

Adım 2: Zorlanma ve yer değiştirme arasındaki ilişki;

$$\varepsilon_x = \frac{\Delta L}{L} = \frac{u_2 - u_1}{L} \quad (5.4)$$

Adım 3: Zorlanma ve Gerilme arasındaki ilişki (Homojen izotropik malzeme için);

$$\sigma_x = \varepsilon_x \cdot E \quad (5.5)$$



Şekil 5.4. Kuvvet İlişkisi

Kuvvet etkisi altında bilinen kesite göre oluşan gerilme aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma_{x_1} = -\frac{F_1}{A} \text{ ve } \sigma_{x_2} = \frac{F_2}{A} \quad (5.6)$$

Kuvvet ile yer değiştirme arasındaki ilişki ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$-F_1 = \sigma_x A = E \varepsilon_x A = \frac{EA}{L} (u_2 - u_{11}) \text{ veya } -F_1 = \frac{EA}{2} u_2 - \frac{EA}{L} u_1 \quad (5.7)$$

Benzer şekilde F_2 içinde aynı denklemi yazarsak;

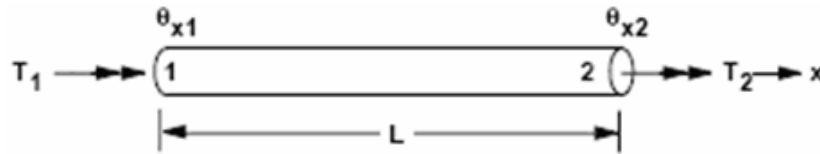
$$F_2 = \frac{EA}{2}u_2 - \frac{EA}{L}u_1 \quad (5.8)$$

Bu iki lineer denklemi alt alta yazarsak;

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \underbrace{\frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}}_{[K]} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (5.9)$$

veya $F=[K] \cdot \{u\}$ formunu elde ederiz.

Benzer şekilde aşağıdaki bazı problemlere ait yapıların örnek rijitlik matrisi yer almaktadır. Burulma altında çalışan bir çubuk için;



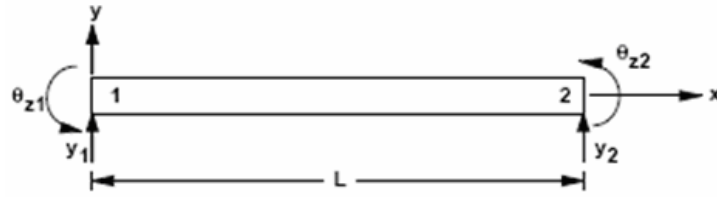
Şekil 5.5. Burulma Çubuğu

$$\begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{Bmatrix} = \underbrace{\frac{GJ}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}}_{[K]} \begin{Bmatrix} \theta_{x1} \\ \theta_{x2} \end{Bmatrix} \quad (5.10)$$

G: Malzeme kayma modülü (N/m^2)

P: Kutupsal atalet momenti (m^4)

T: Burulma kuvveti (N-m)



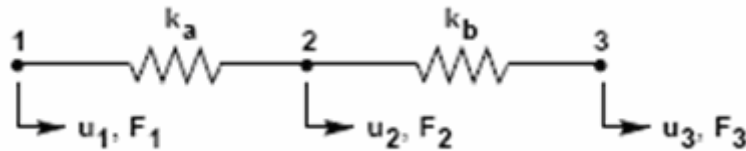
Şekil 5.6. Eğilme Çubuğu

x-y düzlemine göre eğilmeye çalışan bir çubuk için ise rijitlik matrisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\underbrace{\begin{Bmatrix} P_{y1} \\ M_{z1} \\ P_{y2} \\ M_{z2} \end{Bmatrix}}_{\{P\}} = \frac{2EI}{L^3} \underbrace{\begin{bmatrix} 6 & 3L & -6 & 3L \\ 3L & 2L^2 & -3L & L^2 \\ -6 & -3L & 6 & -3L \\ 3L & L^2 & -3L & 2L^2 \end{bmatrix}}_{[K]} \underbrace{\begin{Bmatrix} y_1 \\ \theta_{z1} \\ y_2 \\ \theta_{z2} \end{Bmatrix}}_{\{u\}} \quad (5.11)$$

5.6. Genel Rijitlik Matrisi

Verilen örneklerde tek bir yapı üzerinde 2 adet ayrı düğüm noktası vardı. Oysa yapılar karmaşık parçalardan oluşmaktadır. Bu parçaları birbirine düğüm noktaları ile bağlamaktayız. Her bir yapının rijitlik matrisi ile tüm yapının rijitlik matrisi elde edilebilir. Rijitlik matrisi yay şeklinde de gösterilmektedir. Bu gösterime göre iki parçalı bir yapının ortak düğüm noktası dikkate alınacak olursa yapının genel rijitlik matrisi ;



Şekil 5.7. Genel Rijitlik Matrisi

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \text{ ve } \begin{Bmatrix} F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_b & -k_b \\ -k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (5.12)$$

Bu iki denkleme dikkatle bakılırsa 2 nolu düğüm noktasının ortak olduğu görülür. Bu koşuldan yararlanılarak bu iki denklem süperpoze edilir;

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & \\ -k_a & k_a + k_b & -k_b \\ & -k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (5.13)$$

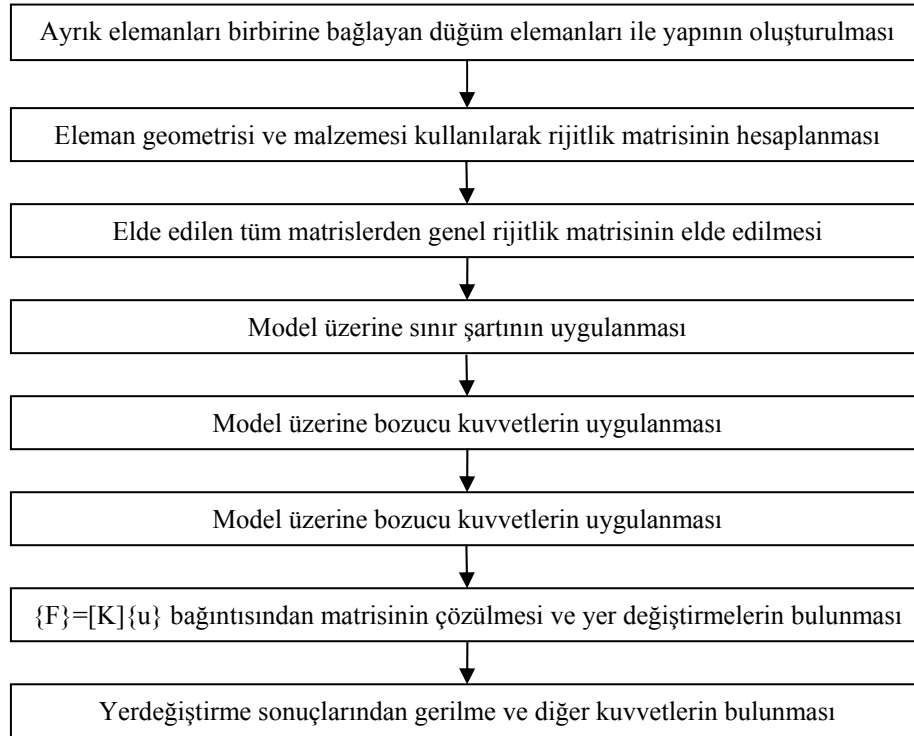
1 2 3

elde edilir. Rijitlik matrisinden sonra bu matrisin tersini çözerek yapılara ait problemler çözülebilir.

$\{F\}=[K]\{u\}$ idi. Buradan;

$$\{u\}=[K]^{-1}\{F\} \quad (5.14)$$

Özet olarak sonlu elemanlarda izlenen prosedür aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.8. Sonlu Elemanlar Hesaplama Prosedürü

BÖLÜM 6. AKMA TEORİLERİ VE EKPLSİT YÖNTEM

Jant darbe testinde jant üzerinde kalıcı deformasyon olacağı için akma kavramını tanımlamak gereklidir. Zira kalıcı deformasyon bölgesi için farklı akma metotları kullanılmaktadır. Burada kullanılan akma yöntemi ise Von-Mises tir. Ayrıca akma yüzeyi olarak da izotropik malzeme kullanılmıştır. İzotropik malzemenin her yüzeyi eşit miktarda aktığı kabul edilmektedir [1].

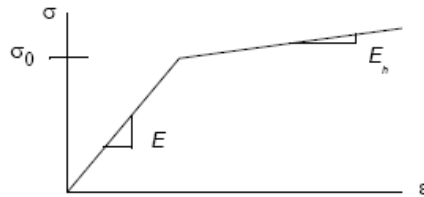
Elastik model üzerine tamamen plastik davranış, çift doğrusal elastoplastik davranış, parça parça doğrusal davranış veya hidrodinamik davranış akma modeli olarak kullanılmalıdır. Bu çalışmada Von-Mises Akma metodu kullanılmıştır.

6.1. Von-Mises Akma Modeli

Bu modelde çift doğrusal veya parça parça olarak verilen zorlanma-gerilme grafiği ile akma gerilmesi, sertleşme modülü tanımlanmaktadır. Lagrange ve Euler tipli katı elemanlar sadece elastik ve tamamen plastik akma modeline göre çalışır. Sertleşme modülü kullanılmaz.

6.1.1. Çift doğrusal gösterim (Bilinear)

Aşağıda Von-Mises için çift doğrusal gösterim yer almaktadır.



Şekil 6.1. Von-Mises Akma Modeli için Çift Doğrusal Gösterim

Burada akma gerilmesi σ_y aşağıdaki şekilde uygulanabilir.

$$\sigma_y = \sigma_0 + \frac{E \cdot E_h}{E - E_h} \cdot \varepsilon_p \quad (6.1)$$

Burada;

σ_0 : Akma gerilmesi

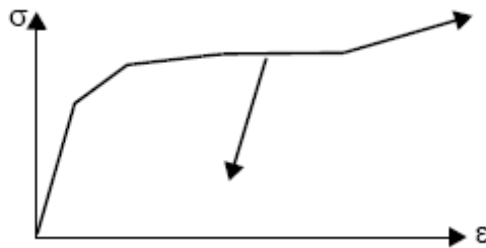
E : Elastisite modülü

E_h : Sertleşme modülü

ε_p : Eşdeğer plastik zorlanma

Olarak ifade edilmektedir.

6.1.2. Parça parça doğrusal gösterim (Piecewise Linear)



Şekil 6.2. Von-Mises Akma Modeli için Parça Parça Gösterim

Her iterasyon esnasında, gerilme gerilme-zorlanma tablosundan yararlanılarak iterasyon anındaki geçerli eş zorlanmaya göre tayin edilir.

$$\sigma = [(\sigma_i - \sigma_{i-1})(\varepsilon - \varepsilon_{i-1}) / (\varepsilon_i - \varepsilon_{i-1})] + \sigma_{i-1} \quad (6.2)$$

Burada σ_i ve ε_i tablodaki noktalardır. Gerilme – zorlanma karakteristiği sonlu elemanlar yazılımında gerçek gerilme ve eşdeğer plastik zorlanmanın bir terimi olarak kullanılır. Böylece gerilme-zorlanma uygunluğunun seçimi için aşağıdaki yöntemler uygulanabilir.

1. Gerçek gerilme / Gerçek zorlanma
2. Mühendislik gerilmesi / Mühendislik zorlanması
3. Gerçek gerilme / Plastik zorlanma
4. Gerçek gerilme / Plastisite modülü

Gerçek gerilme aşağıdaki ifade ile tanımlanabilir;

$$\sigma_{gerçek} = \frac{F}{A} \quad (6.3)$$

Burada F=O anki kuvvet,

A=O anki alan,

Plastik zorlanma ε_{pl} ise;

$$\varepsilon_{pl} = \varepsilon_{gerçek} - \varepsilon_{el} \quad (6.4)$$

Olarak ifade edilebilir. Burada $\varepsilon_{gerçek}$ =gerçek zorlanma, ε_{el} =elastik zorlanmadır.

Gerçek zorlanma ise;

$$\varepsilon_{gerçek} = \int \frac{dl}{l} \quad (6.5)$$

Buradaki dl boydaki artımsal değişim l ise mevcut boy olarak düşünülebilir. Mühendislik gerilmesi ve zorlanmasının kıyaslanması için ise aşağıdaki ifade dikkate alınmalıdır.

$$\sigma_{müh} = \frac{F}{A_0} \quad (6.6)$$

Buradaki A_0 gerçek alandır. Zorlanma ise;

$$\varepsilon_{müh} = \frac{(l-l_0)}{l_0} \quad (6.7)$$

Olarak ifade edilebilir. Buradaki l_0 gerçek boydur.

Bütün bu ifadelerden yararlanılarak gerçek gerilme ve mühendislik gerilmesi arasında bağıntı aşağıdaki gibi kurulabilir.

$$\sigma_{gerçek} = \sigma_{müh} (1 + \varepsilon_{müh}) \text{ ve } \varepsilon_{gerçek} = \ln(1 + \varepsilon_{müh}) \quad (6.8)$$

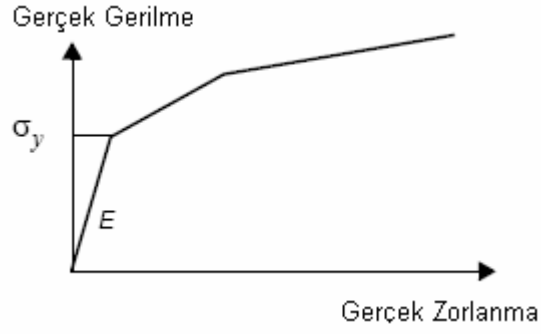
Küçük zorlanmalarda, gerçek gerilme ile mühendislik gerilmesi arasındaki fark oldukça azdır. Fakat büyük zorlanmalarda, bu değişim oldukça fazla olacaktır. Bu bakımdan doğru giriş karakteristiğinin girilmesi oldukça önemli olacaktır.

Malzemeyi elastisite modülü, akma gerilmesi ve sertleşme modülü kullanarak tanımlarken, sertleşme modülü malzemenin gerçek gerilme-zorlanma eğrisinden alınmalıdır. Böylece doğru sonuçlar elde etmek mümkün olacaktır.

Aşağıda gösterim ile ilgili bazı örnekler yer almaktadır;

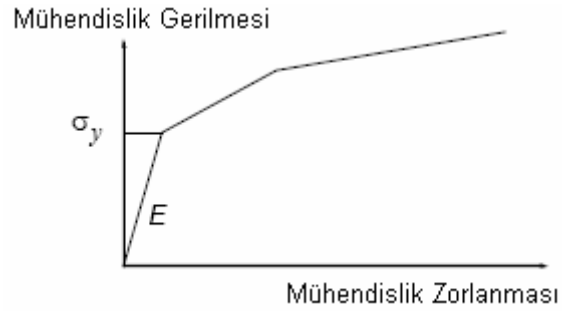
Gerçek Gerilme ve Gerçek Zorlanma Örneği;

Aşağıdaki grafikte ilk doğrunun eğimi malzeme için elastisite modülünü verecektir. Burada sıfır olmayan ilk gerilme değeri ise akma gerilmesini verecektir. Bu nokta orijinalden çıkarılarak bulunabilir.



Şekil 6.3. Gerçek Gerilme Zorlanma Gösterimi

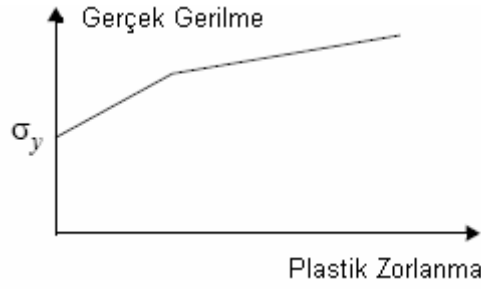
Mühendislik Gerilmesi ve Mühendislik Zorlanma Örneği;



Şekil 6.4. Mühendislik Gerilmesi ve Mühendislik Zorlanması Gösterimi

Gerçek Gerilme ve Plastik Zorlanma Örneği;

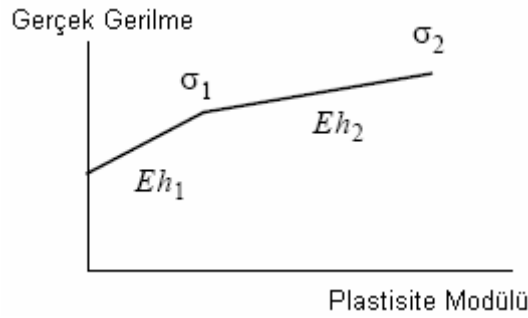
Bu şekilde bir kullanımda malzemenin elastiklik bölgesi gösterilmez. İlk nokta mutlaka malzemenin sıfır noktasındaki mutlaka akma gerilmesi olarak tanımlanmalıdır. Elastiklik modülü ayrı olarak tanımlanır.



Şekil 6.5. Gerçek Gerilme ve Plastik Zorlanma Gösterimi

Gerçek Gerilme ve Plastisite Modülü Örneği;

Bu seçenek sertleşme modülü ile birlikte tanımlanan gerilme eğrisinden çok az farklıdır. Elastisite modülü ve akma gerilmesi eksplisit olarak tanımlanır.



Şekil 6.6. Gerçek Gerilme ve Plastik Zorlanma Gösterimi

Akma Von-Mises gerilmesinde oluşur [1]. Buna göre;

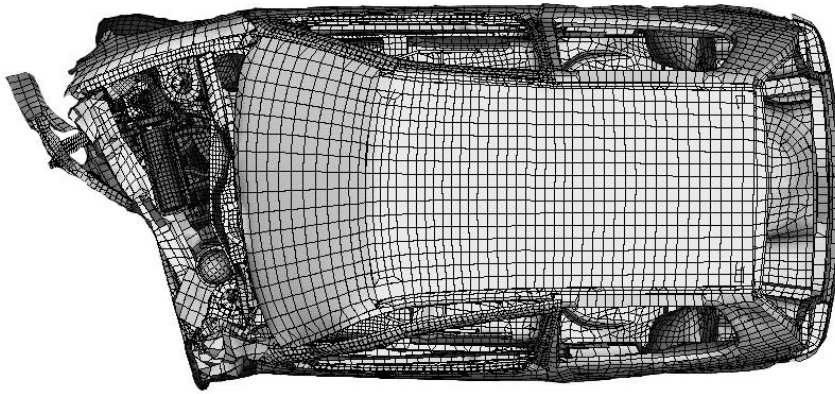
$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] / 2} \quad (6.9)$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ asal gerilmelerdir.

İzotropik sertleşme, akma yüzeylerindeki çapsal artışı akma gerçekleştirmiş gibi varsaymaktadır. Fakat merkez değişmemektedir. Bu tip akma modeli, kiriş, kabuk ve katı elemanlarda kullanılmaktadır. Kabuk veya katı eleman kullanıldığında zorlanma-oranı hassasiyeti ve bozukluk oluşabilir.

6.2. Eksplicit Yöntem

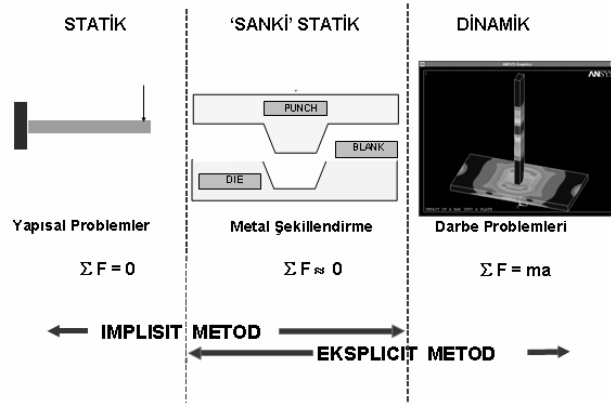
Darbe gibi kuvvetlerin çok kısa zaman aralıklarda büyüklüklerinin ve yönlerin değiştiği durumlarda statik problemlerinin çözümünde kullanılan implisit metot yerine statik kuvvetlerin yanında dinamik kuvvetleri de dikkate alan eksplicit kodlu yazılımlar kullanılmaktadır. Eksplicit metodunda sistem üzerine etkiyen kuvvetlerin zamanla değişimi söz konusudur. Jant darbe testi dinamik bir problem olduğu için eksplicit metot tercih edilmiştir.



Şekil 6.7. Eksplicit Analiz Gösterimi

6.2.1. Eksplicit yöntem ve hareket denklemi

Eksplicit yöntem ve diğer klasik yöntemleri karşılaştırmak için aşağıdaki grafikten yararlanabiliriz.



Şekil 6.8. Eksplicit Yöntem

Eksplisit yönteminin referans aldığı merkez fark metodundaki hareket denklemine kısaca değinirsek;

$$Ma_n + Cv_n + Kd_n = F_n^{ext} \quad (6.10)$$

Bu formül aşağıdaki gibi de yazılabilir;

$$Ma_n = F_n^{ext} - F_n^{int} \quad (6.11)$$

$$a_n = M^{-1} F_n^{residual} \quad (6.12)$$

Burada;

F_n^{ext} = Dışardan etki eden kuvvetlerin vektörü

F_n^{int} = İç yüklerin vektörü (örnek olarak eleman kuvvetleri ve hourglass etkisi)

M = Matrisin kütlesi; olarak ifade edilmektedir.

İvme bu matrisin tersinin alınması ve arta kalan yük vektörü ile çarpılması sonucu bulunabilmektedir [7].

Eğer M çapraz ise, tersi önemsizdir ve böylece matris denklemini her bir serbestlik derecesi için bağımsız denklemlerin bir parçasıdır [8]. Buna göre;

$$a_{ni} = F_{ni}^{Residual} / M_i \quad (6.13)$$

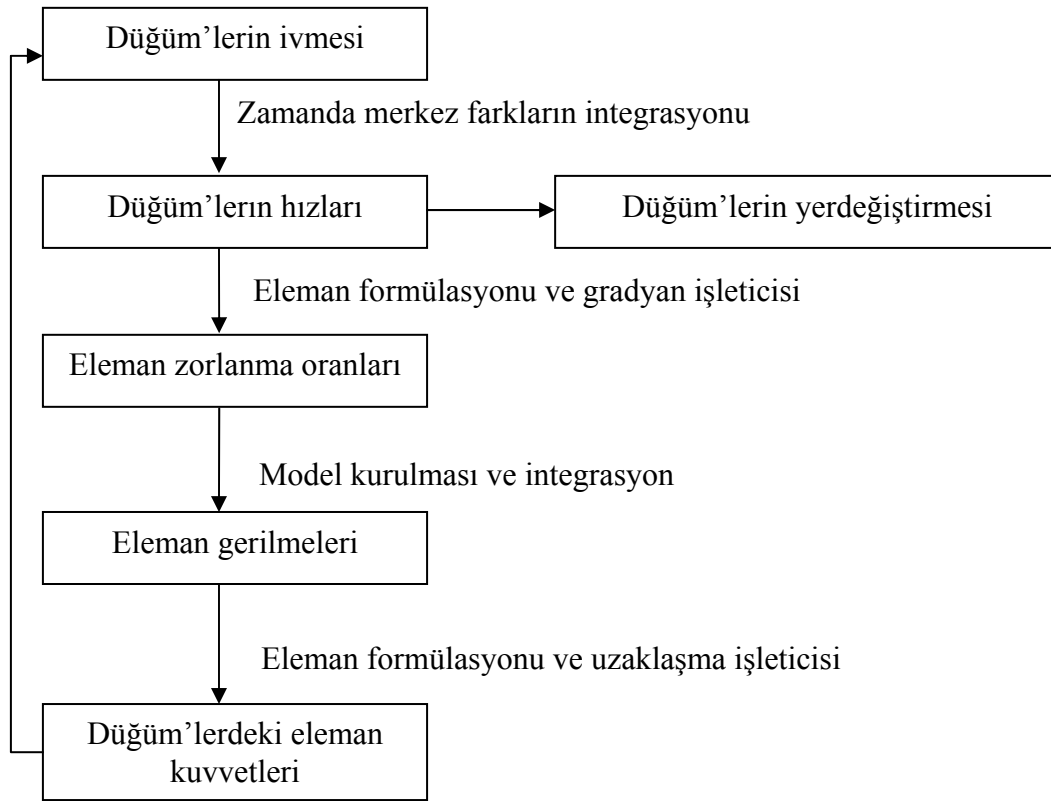
Avantaj zaman için kullanılan merkez fark gösterimi ise;

$$v_{n+1/2} = v_{n-1/2} + a_n (\Delta t_{n+1/2} - \Delta t_{n-1/2}) / 2 \quad (6.14)$$

$$d_{n+1} = d_n + v_{n+1/2} \Delta t_{n+1/2} \quad (6.15)$$

Bu şekilde her bir zaman adımında ivme sabitmiş gibi varsayılmaktadır.

Eksplisit metotlar matris çözümleri veya ayrıştırma gerektirmez. Bunun yerine döngü aşağıdaki gibi her bir zaman adımında gerçekleştirilir.



Şekil 6.9. Eksplisit Yöntem Çözüm Prosedürü

Sonuç olarak implisit metotlar zaman adımında şartsız mutlaka kararlı yapılıdır. Ancak eksplisit kodlar için, ağ yapısının doğal bölümlerinin de çok küçük zaman adımı bölüntülerini kullanmak zorundadır. Bunun anlamı zaman adımı ağ örgüsündeki en küçük eleman için öngörülen gerilme dalgasından daha küçük alınmalıdır. Tipik olarak eksplisit adımları, implisit kodlara göre 100 veya 1000 kez daha küçük alınmaktadır. Eksplisit kodlardaki matris üzerinde herhangi bir işlem gerçekleştirilmeme implisite oranla rekabet oluşturmaktadır.

6.3. Kritik Zaman ve Zaman Adımının Hesaplanması

Eksplisit yöntemde en önemli faktörlerden birisi zaman ve de zaman adımlarının hesaplanmasıdır. Zira hareket denklemi çözülürken bu referans olarak alınmaktadır. Buna göre darbe testinde kullanılan katı elemanlar için zaman adımları aşağıdaki gibi hesaplanabilir [9]. Kritik zaman adımılaması;

$$\Delta t_e = \left\{ \frac{L_e}{[Q + (Q^2 + c^2)]^{1/2}} \right\} \quad (6.16)$$

Burada Q yığın viskozitesindeki C_0 ve C_1 katsayılarının bir fonksiyonudur;

$$Q = \begin{cases} C_1 c + C_0 L_e |\dot{\epsilon}_{kk}| & \text{için } \dot{\epsilon}_{kk} < 0 \\ 0 & \text{için } \dot{\epsilon}_{kk} \geq 0 \end{cases} \quad (6.17)$$

Buradaki L_e karakteristik uzunluktur.

$$8 \text{ node'lu katılar için } L_e = \frac{V_e}{A_{emaks}}$$

4 node'lu katılar için ise $L_e = \text{Minimum eleman yüksekliği}$ olarak alınabilir.

V_e , eleman hacmi A_{emaks} ise en büyük yüzeyin alanı ve c ise adyabatik ses hızı olarak alınır. Genel olarak c ;

$$c = \left[\left(\frac{4G}{3\rho_0} + \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \right]^{1/2} \quad (6.18)$$

Burada ρ özgül kütle yoğunluğudur. Elastik malzemeler için ise c ;

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \quad (6.19)$$

Formülü ile kolayca bulunabilir. Burada E Elastisite modülü, ν poisson oranıdır. Kritik zamanının hesaplanmasında ise aşağıdaki formül geçerli olmaktadır.

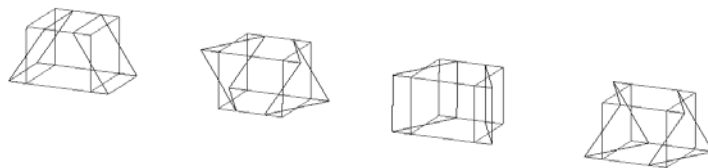
$$\Delta t \leq \Delta t_{kr} = \frac{2}{w_{maks}} \quad (6.20)$$

Buradaki w_{maks} en büyük dairesel doğal frekanstır.

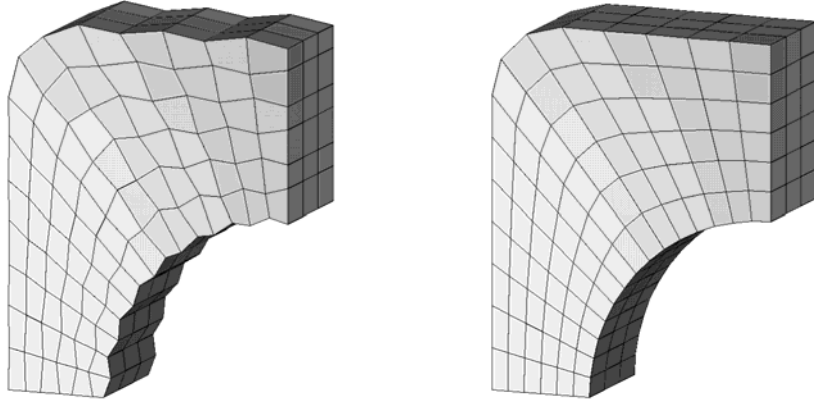
$$w_{maks} = 2 \frac{c}{L_e} \quad (6.21)$$

6.4. Hourglass Etkisi

Hourglass yapının genel cevabından daha yüksek frekanslarda salının sıfır-enerji modudur [1]. Hourglass etkisi matematiksel olarak mümkün olsa bile fiziksel olarak mümkün değildir. Bu tip durumlarda direngenliğe rastlanmaz ve yapı zigzaglı yapıya dönüşür. Hourglass etkisinin önemi ise eksplisit yöntemlerin tek-nokta integrasyonu tabanlı çalışması ve bu integrasyonun hourglass eğilimli olmasıdır. Hourglass oluşan yapılarda sonuçların doğruluğu azalmaktadır. Hourglass enerjisi toplam enerjinin %10'u kadardır. Bu yüzden hatalardan uzaklaşmak için sıfır enerji modunun kontrol altında tutulması gereklidir.



Şekil 6.10. Tek Noktadan İntegrasyonlu Sıfır Enerji Şekilleri



Şekil 6.11. Sıfır Enerji Modunun Kontrol Edilmesi

Sıfır enerji modunun getireceği bu hata yazılımlardaki kontrol mekanizmaları sayesinde giderilmektedir.

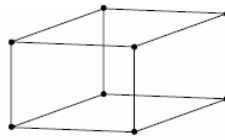
BÖLÜM 7. DARBE TESTİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ

Önceki bölümlerde değinilen hareket denklemleri, sonlu elemanlarda ekplisit yöntemler ve akma teorileri göz önünde bulundurularak darbe testinin mühendislik benzetimi gerçekleştirilmiştir.

7.1. Jant ve Lastiğin Sonlu Elemanlar Modeli Yaklaşımları

7.1.1. Eleman seçimi

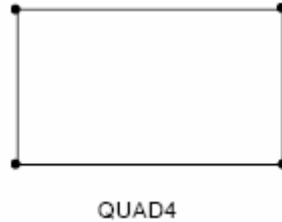
Eksplisit yöntemlerde akışkan haricindeki elemanlar Lagrange elemanı olarak modellenmektedir. Sonuçların daha hassas olması için elemanların şekil ve biçimlerin düzgünlüğü önem arz etmektedir. Jant'ın sonlu elemanlar modeli oluşturulurken elemanların düzenliliğine ve üzerindeki lastiğin homojen eleman yapısına sahip olmasına dikkat edilmiştir. Çözüm zamanının azaltılması ve kesitteki gerilme değişimlerinin izlenebilmesi için model yarım olarak düşünülmüştür. Jant darbe testinde jant ve lastik CHEXA (Dytran) katı eleman olarak seçilmiştir. Jant ve lastik sonlu elemanlar yarım modelindeki toplam eleman sayısı 18325 düğüm sayısı 23874 olarak elde edilmiştir. Kabuk olarak modellenen vurucu ise CQUAD (Dytran) kabuk eleman olarak seçilmiştir. Vurucudaki toplam eleman sayısı 800, düğüm sayısı ise 861 olarak elde edilmiştir. Adı geçen eleman şekilleri aşağıda görülmektedir.



CHEXA

Şekil 7.1. Jant ve Lastik için Seçilen Eleman Şekli

Lagrange katısı olan bu eleman 8 düğüm noktasına sahiptir ve çiftdoğrusal akma modeli için uygundur. Vurucu da kullanılan 4 düğüm noktalı elemanın şekli Şekil 7.2’de görülmektedir.



Şekil 7.2 Vurucu için Seçilen Eleman Şekli

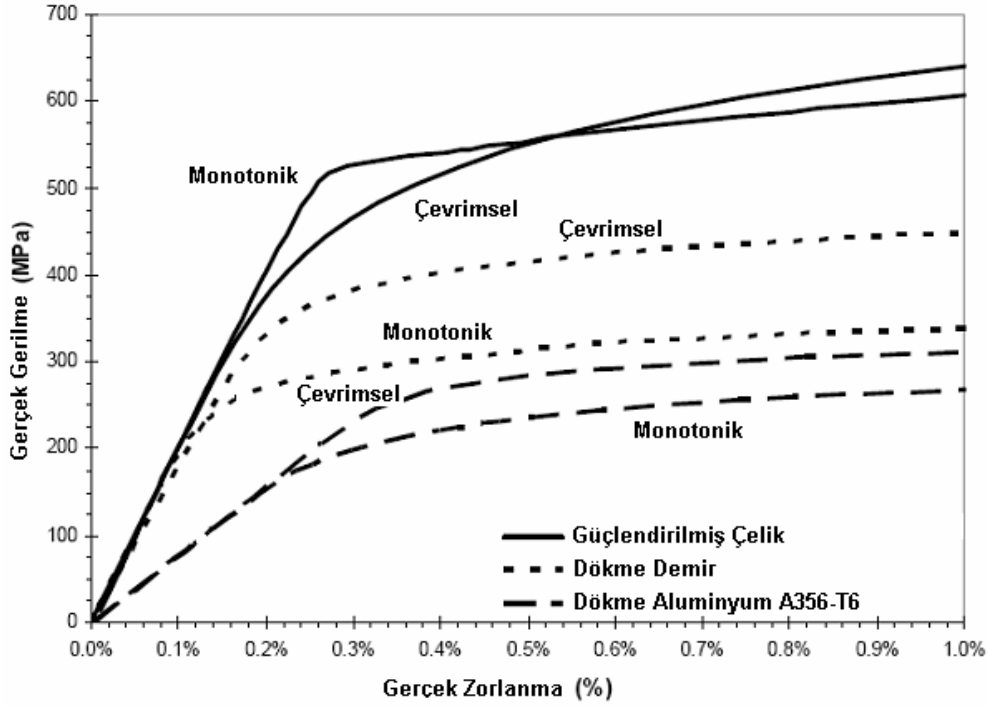
7.1.2. Malzeme seçimi

Jant darbe testi sonrasında hasarların oluşması beklenilmektedir. Bu hasar etkilerinin gözlemlenebilmesi için malzemenin plastik şekil değiştirme bölgesi de tanımlanmalıdır. Akma teorileri kısmında adı geçen Von-Mises-Bilinear (çiftdoğrusal) malzeme modeli sonlu elemanlar modeli için seçilmiştir. Çünkü bu malzeme modelinde plastik karakteristiklerde tanımlanmaktadır. Jant malzemesi için öngörülen alüminyumun mekanik özellikleri Tablo 7.1’de listelenmiştir [10].

Tablo 7.1. Jant Malzemesi

| | |
|--------------------------|------------------------|
| Elastisite Modülü | 70 GPa |
| Poisson Oranı | 0.30 |
| Akma Gerilmesi | 165 MPa |
| Maksimum Çekme Gerilmesi | 235 MPa |
| Yoğunluğu | 2700 kg/m ³ |

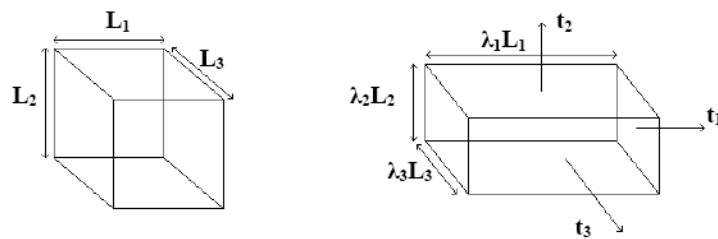
Jant malzemesini için çiftdoğrusal yerine gerçek gerilme – zorlanma değerleri kullanılmıştır. Bu değerlere ait grafik aşağıda Şekil 7.3'te yer almaktadır.



Şekil 7.3 Jant Malzemesi Gerilme – Zorlanma Grafiği

Lastik modellenmesi ise oldukça karmaşık yapıdadır. Özellikle doğrusal olmayan kauçuk malzemeler için Mooney-Rivlin malzeme modeli kullanılmaktadır. Hyperelastic (çok yüksek elastikiyete sahip sıkıştırılmaz kauçuk malzeme) malzeme modeli için Mooney- Rivlin enerji yoğunluğu modelini kullanılmaktadır. Buna göre elastomer malzeme modelinin matematiksel modeli ise aşağıda tanımlanmıştır. Gerilme oranları aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\lambda_i = \left(\frac{L_i + \Delta L_i}{L_i} \right) = 1 + \varepsilon_i; \quad i = 1, 2, 3$$



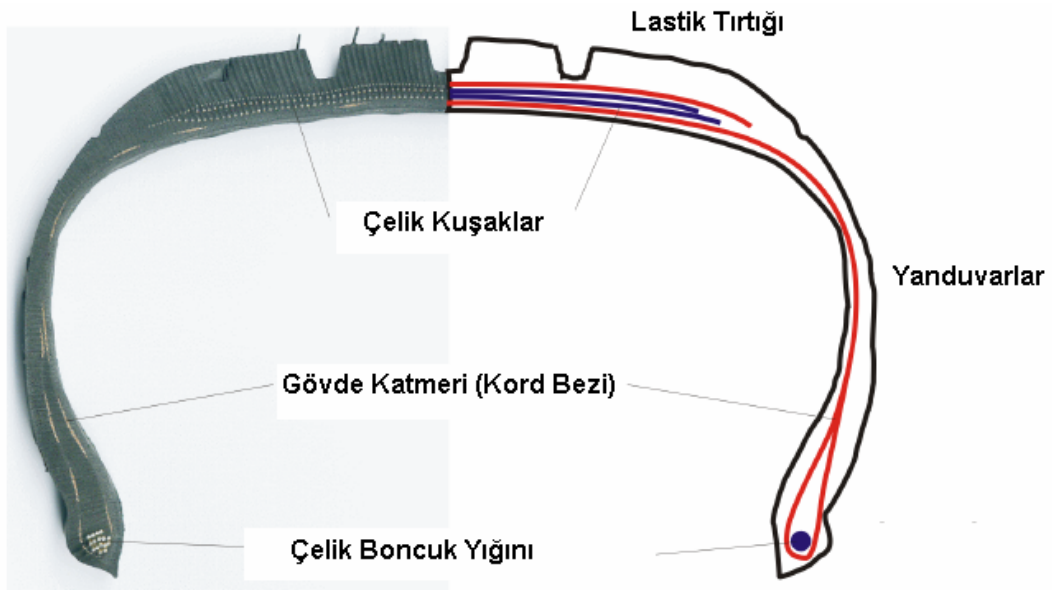
Şekil 7.4 Elastomerlerin Gerilme Yönleri

$$B = 4.A \text{ olmak üzere,} \quad (7.1)$$

$$W = A(I_1 - 3) + B(I_2 - 3) + W(I_3) \quad (7.2)$$

Burada;

I_1, I_2, I_3 Cauchy-Green deformasyon tensörü değişmezidir. Sonlu elemanlar modelinde genellikle A:C10 ve B:C01 olarak alınmaktadır. Lastik malzemesinin mekanik özellikleri aşağıda verilmiştir [11].



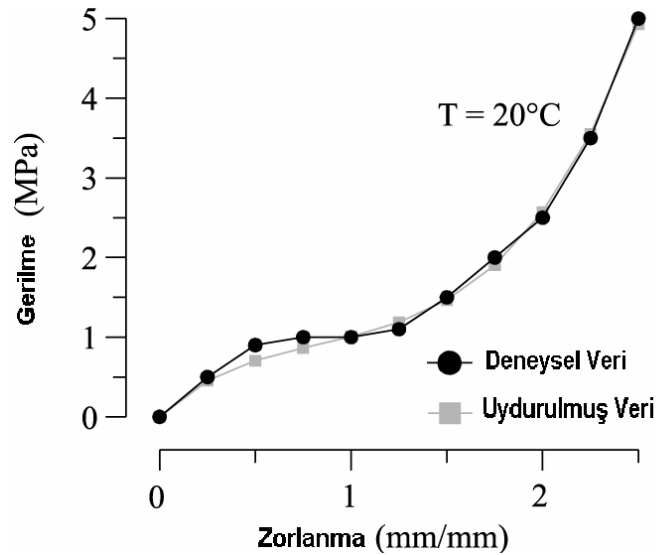
Şekil 7.5. Lastiğin Mekanik İnceleme Bölgeleri

Lastik malzemesi bilindiği gibi birçok malzemenin birleşiminden oluşan kompozit malzeme özelliğindedir. Lastik malzemesinin Şekil 7.5'te verilen adlandırılmasına göre elastomer katsayıları Tablo 7.2'de sunulmuştur [11].

Tablo 7.2. Lastik Malzemesi

| Mooney - Rivlin | C10 | C01 |
|---------------------|-----------------------|-----------|
| Çelik Boncuk Yığıcı | 14.14MPa | 21.26MPa |
| Yan Duvar | 171.8 kPa | 830.3 kPa |
| Tırtıkların Altı | 140.4 kPa | 427 kPa |
| Tırtık Bölgesi | 806.1 kPa | 1.805MPa |
| Yoğunluk | 2000kg/m ³ | |
| Poission Oranı | 0.45 | |

Lastik modellenirken tek bir katman olarak düşünülmüştür. Bunun için aşağıdaki test verisi grafiğinden yararlanarak katsayılar seçilmiştir [12].



Şekil 7.6. Lastik Malzemesi Numune Çekme Numunesi Grafiği

Rijit yapıya sahip olan vurucunun mekanik özellikleri ise çelik olarak seçilmiştir. Modelde kullanılan çeliğin standart mekanik özellikleri ise Tablo 7.3'te verilmiştir.

Tablo 7.3. Vurucu Malzemesi

| | |
|--------------------------------|-----------------------|
| Elastisite Modülü | 200 GPa |
| Yoğunluk | 7850kg/m ³ |
| Poission Oranı | 0.3 |
| Boyutları (En, Boy, Yükseklik) | 250mmx400mmx636mm |
| Kütle | 500kg |

Modelleme yapılırken vurucu 2D eleman olarak modellenmiştir. Özellik atama metodu ile kanlığı 636mm verilerek uygun kütleyle gelmesi sağlanmıştır. Toplam darbe yükü 1000kg dır. Fakat daha sonra da değinileceği gibi yarım olarak modellenen jant için darbe yükü yarıya bölünerek 500kg olarak alınmıştır.

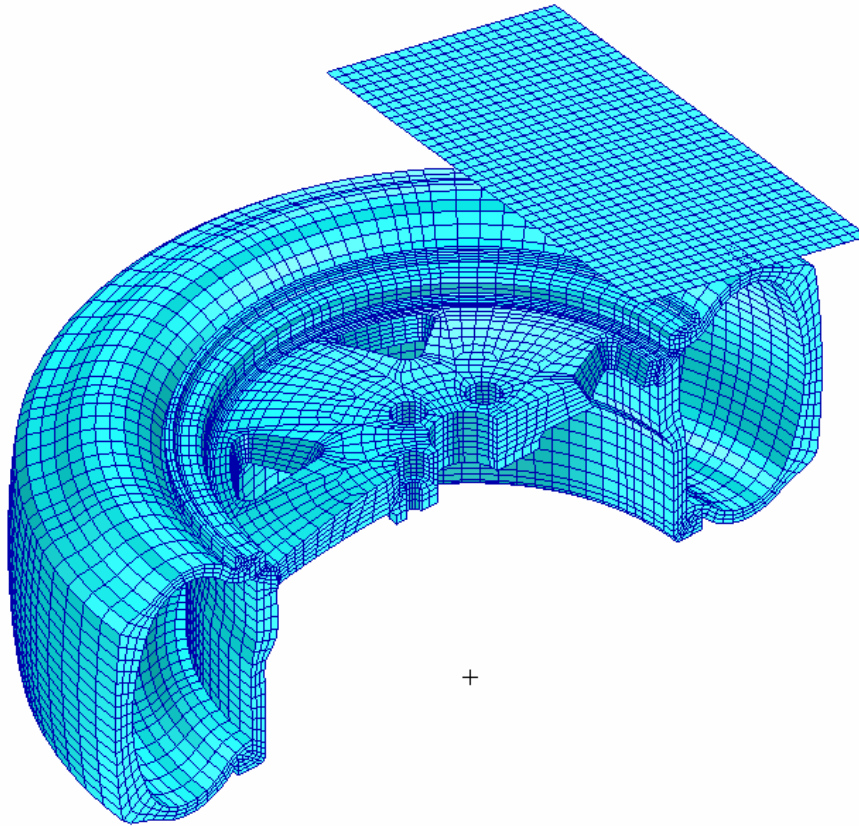
7.1.3. Sonlu elemanlar modeli ve sınır koşulları

Jant darbe testi modellenirken test koşullarındaki sabitleme bölgeleri ve montaj ölçüleri dikkate alınmıştır. Buna göre jant yatayla 13⁰ açı yapmaktadır. 1000kg lık kütle ise 230mm yükseklikten jant üzerine düşürülmektedir. Jant üzerinde lastik de bulunmaktadır. Kütlede başka jant üzerinde zorlanmış bir kuvvet etkisi yoktur. Bu koşullara göre öncelikle jant ve üzerindeki kütle modellenmiştir. Jant ve lastik elemanlar CHEXA elemanı olarak seçilmiştir. Modelleme MSC. PATRAN ortamında gerçekleştirilmiştir. Modelleme yapılırken öncelikle jantın kesit alanı sonlu elemanlar ağı ile örülmüş daha sonra bu kesit jant merkezi etrafında süpürülerek katı elemanlar oluşturulmuştur. Darbe etkisi oluşturan kütle ise belirtilen en boy ölçüsüne sadık kalınarak yüzey olarak tanımlanmış ve rijit kabul edilmiştir. PATRAN’ da seçilen birim sistemi aşağıdaki tabloda yer almaktadır.

Tablo 7.4. Birim Sistemi

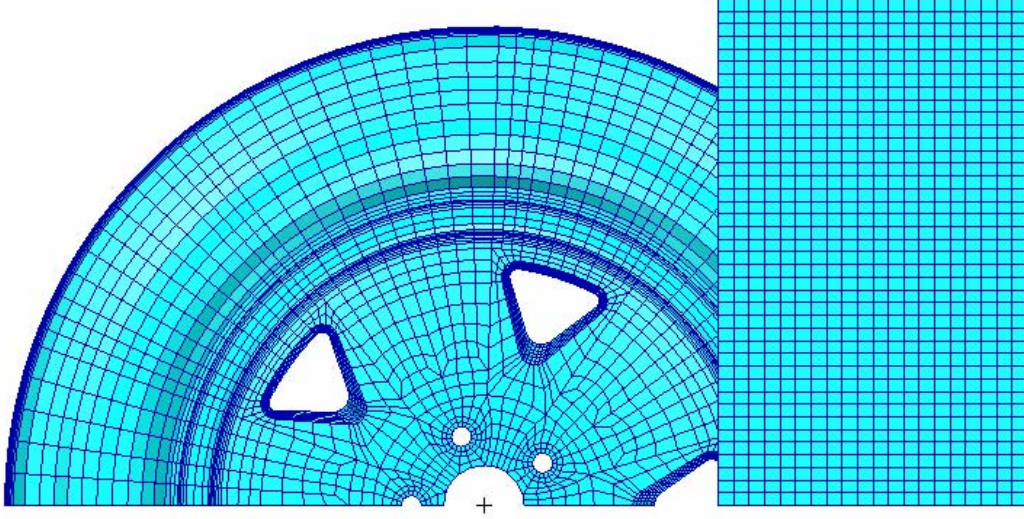
| | |
|------------------|---------------------|
| Gerilme | MPa |
| Kütle | Ton |
| Yer değiştirme | mm |
| Yerçekimi İvmesi | mm/s ² |
| Yoğunluk | ton/mm ³ |
| Zaman | sn |
| Hız | m/s |

Jant lastik ve üzerindeki darbe etkisini oluşturan kütlein sonlu elemanla görünümü aşağıda yer almaktadır.

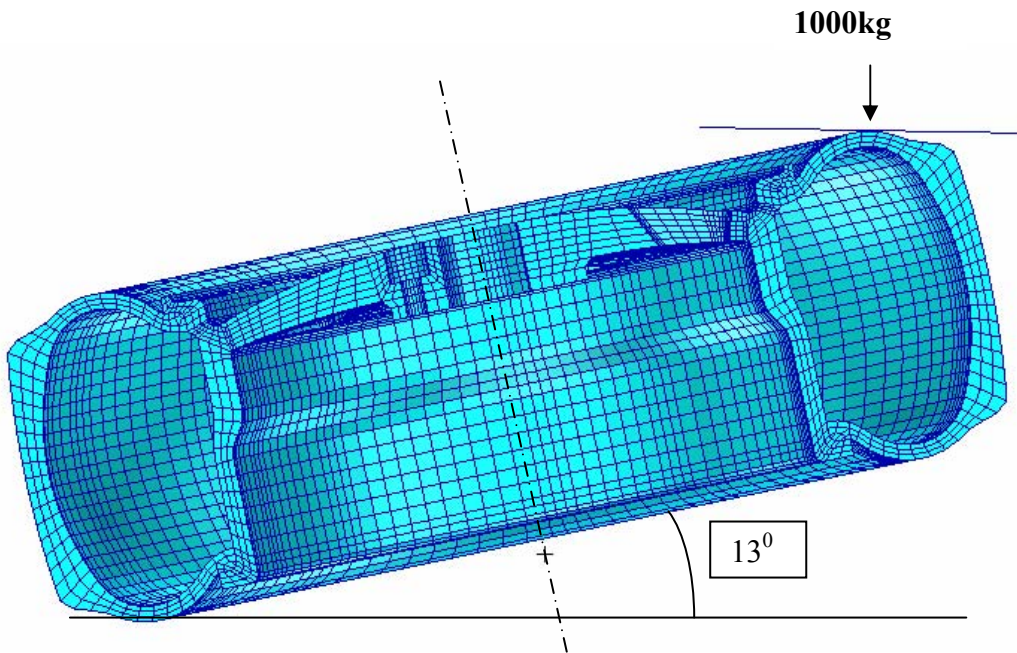


şekil 7.7. Darbe Testi Sonlu Elemanlar Modeli Görünümü

Çözüm zamanının azalması ve kesitteki gerilme değişimlerini daha detaylı görülebilmesi açısından darbe testi tam orta ekseninden kesilmiş gibi düşünülerek simetrik yarım model olarak alınmıştır.



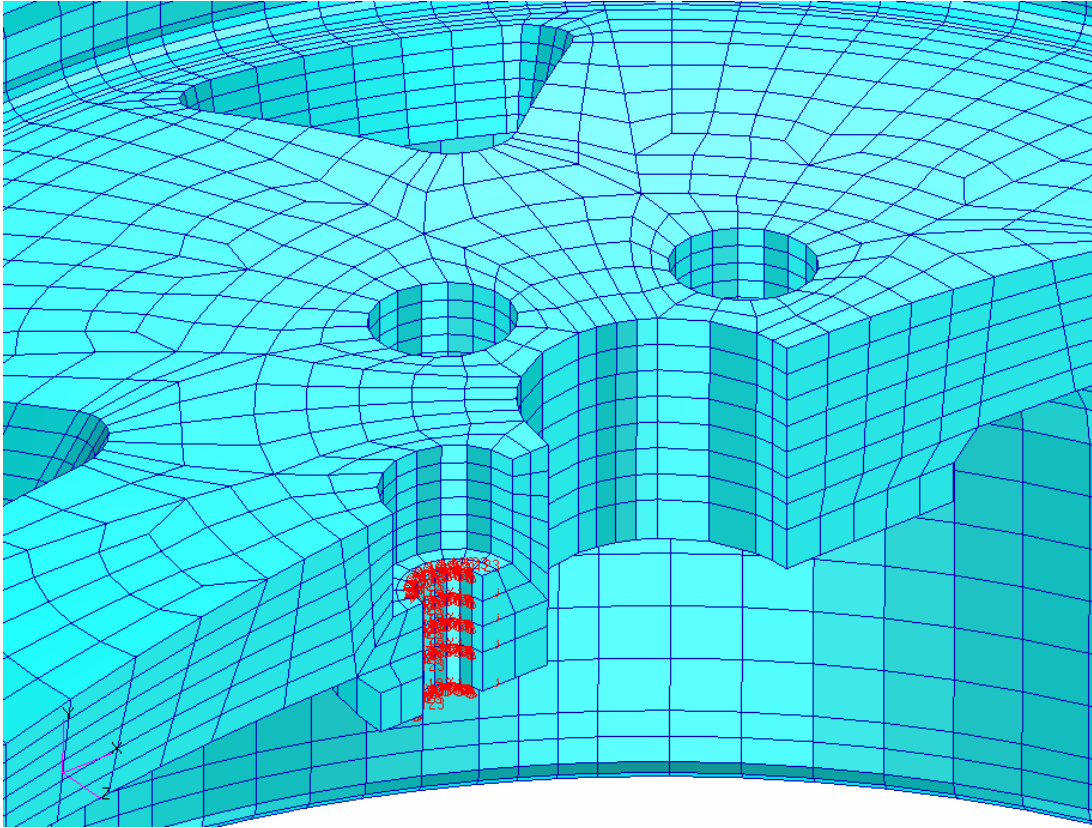
Şekil 7.8. Darbe Testi Sonlu Elemanlar Modeli Üstten Görünümü



Şekil 7.9. Darbe Testi Sonlu Elemanlar Modeli Kesit Görünümü Şematik Gösterimi

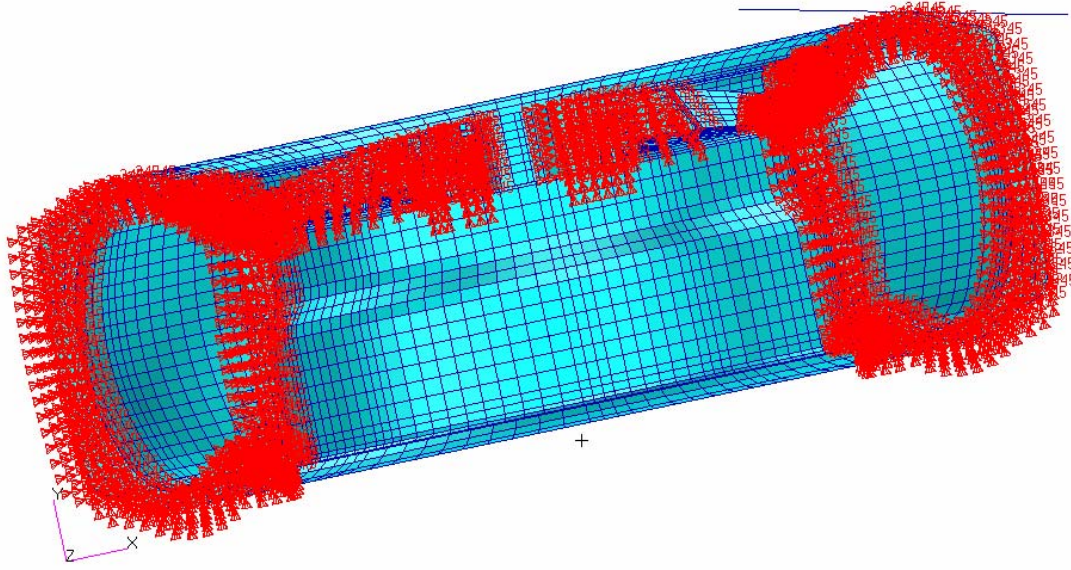
Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken jant ile lastik arasındaki ortak kesişim eşit sayıda elemana böldürülerek birleştirme yapılmıştır.

Jant bijonlarının iç yüzeylerinden öteleme serbestliği sınırlandırılmıştır. Bijon kendi ekseninde dönebilmektedir.



Şekil 7.10. Jant'ın Sabitlenmesi

Simetriklik özelliği de $T3=R4=R5=0$ seçilerek verilmiştir.

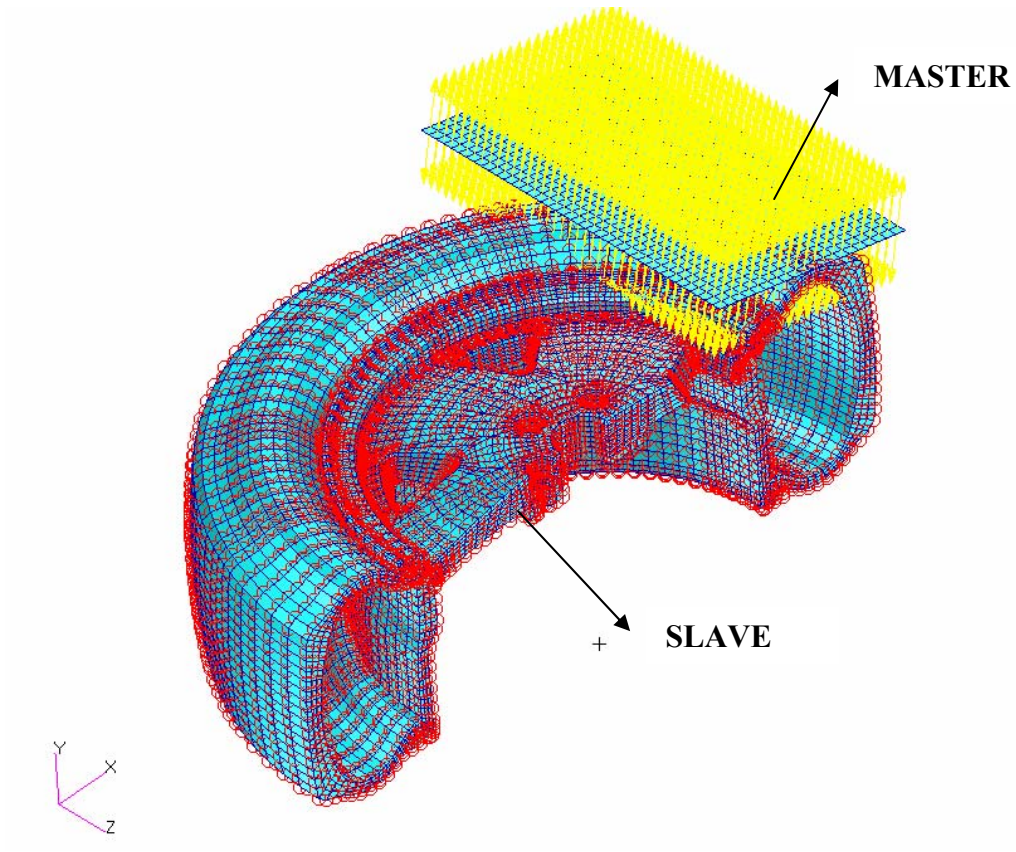


Şekil 7.11. Modele Simetriklik Özelliğinin Verilmesi

Modelde kullanılan elemanların sayısı 18325 ve düğüm noktalarının sayısı ise 23874 dir.

7.1.4. Kontak tanımlamaları

Ekplisit yöntemlerde parçaların birbiri ile etkileşimlerini belirlemek için sonlu elemanlar programlarında MASTER ve SLAVE olarak adlandırılan, “genelde hareket eden parça MASTER, durağan parça ise SLAVE olarak seçilmektedir” elemanlar seçilerek kontak tanımı yapılmıştır. Kontak tanımında önemli olan diğer parametre ise sürtünme katsayısıdır. Bu model de kullanılan dinamik sürtünme katsayısı 0.3 tür.

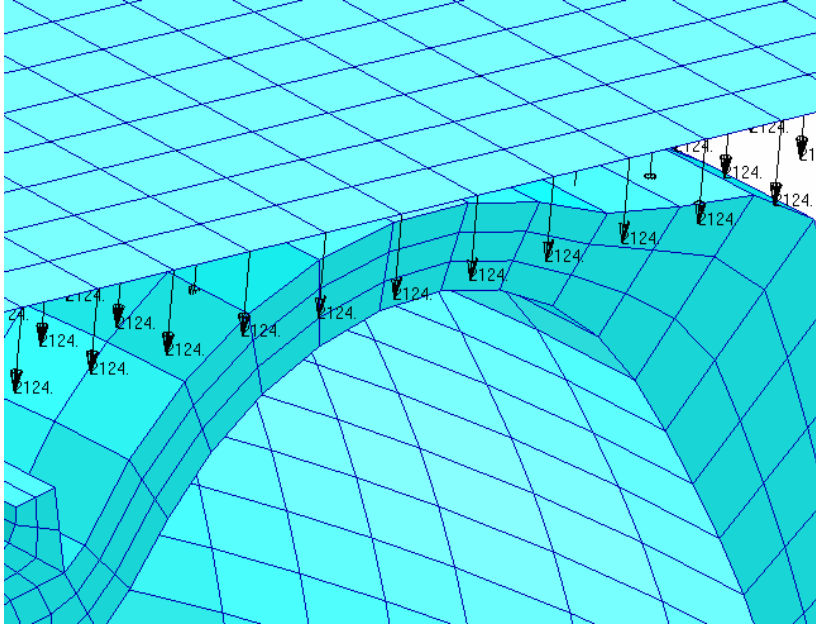


Şekil 7.12. Kontak Parçalarının Tanımlanması I

7.1.5. İç kuvvetler

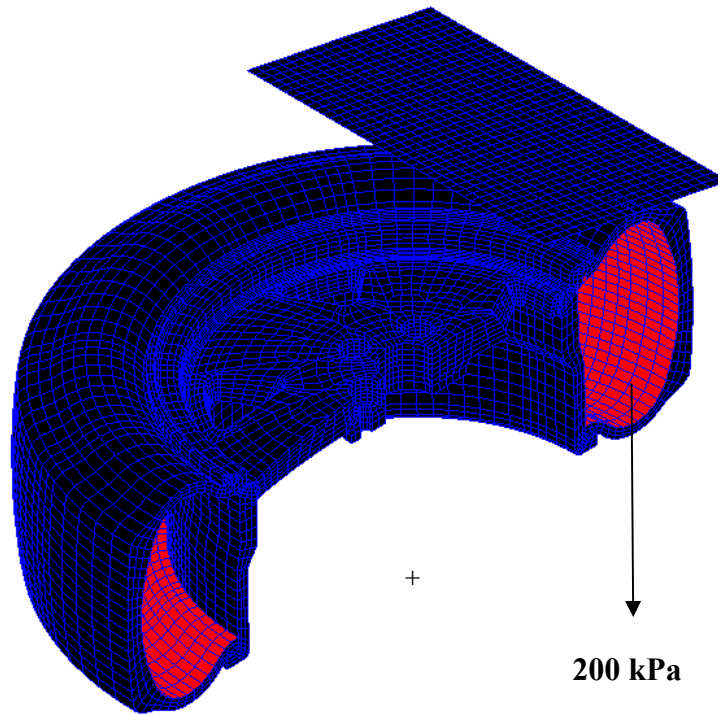
Vurucu 230mm yükseklikten janta temas edene kadar geçen sürede serbest düşme yaptığı kabul edilerek temas anına kadar ki hız ilk hız olarak verilmiştir.

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot g \cdot h \Rightarrow v^2 = 2 \cdot 9,81 \cdot 0,230 = 4,512600 \Rightarrow V = \sqrt{4,512600} = 2,124,28 \text{ mm/s}$$



Şekil 7.13. Kontak Parçalarının Tanımlanması II

Ayrıca ISO darbe testinde 200 kPa'lık lastik basıncı modelin içi yüzeylerine etki ettirilmiştir.



Şekil 7.14. Lastik Basıncı Gösterimi

Darbe testinde sisteme düşey yönde -9810mm/s^2 lık yerçekimi ivmesi etki ettirilmiştir.

7.1.6. Analiz süresi tayini

Darbe eden cisimler arası mesafe çok aza indirilerek temas analiz başlangıcında sağlanmıştır. Böylece çözüm süreleri daha kısa tutulması hedeflenmiştir. Bu analizde darbe testi için öngörülen test süresi 40ms dir. Bunun nedeni ise daha önce yapılan ardışık analizlerde yüksek gerilmelerin ve deformasyonların 30ms sonra oluştuğu görülmüştür. Böylelikle en kısa zamanlama süresi tayin edilmiştir.

7.1.7. Hourglass etkisinin kontrolü

Modelde yer alan katı elemanları sıfır enerji modundaki düzensizliklerini gidermek için vurucu-jant-lastik aynı eleman büyüklüğünde oluşturulmaya çalışılmış ve yazılım sayesinde hourglass etkisinin kontrolü FLANAGAN-BELYTSCHKO STIFFNESS yöntemi ile sağlanmıştır [1].

7.1.8 Dytran input dosyası

Tüm sınır koşulları tanımlandıktan sonra Pre-Processor (ön işlemci) yazılımı olan PATRAN yazılımı DYTRAN yazılımına INPUT (giriş) göndermektedir. Bu giriş dosyasında tanımlanan tüm sınır koşulları yer almaktadır. Giriş dosyasının bir kısmı EkA'da yer almaktadır.

BÖLÜM 8. ANALİZ SONUÇLARI

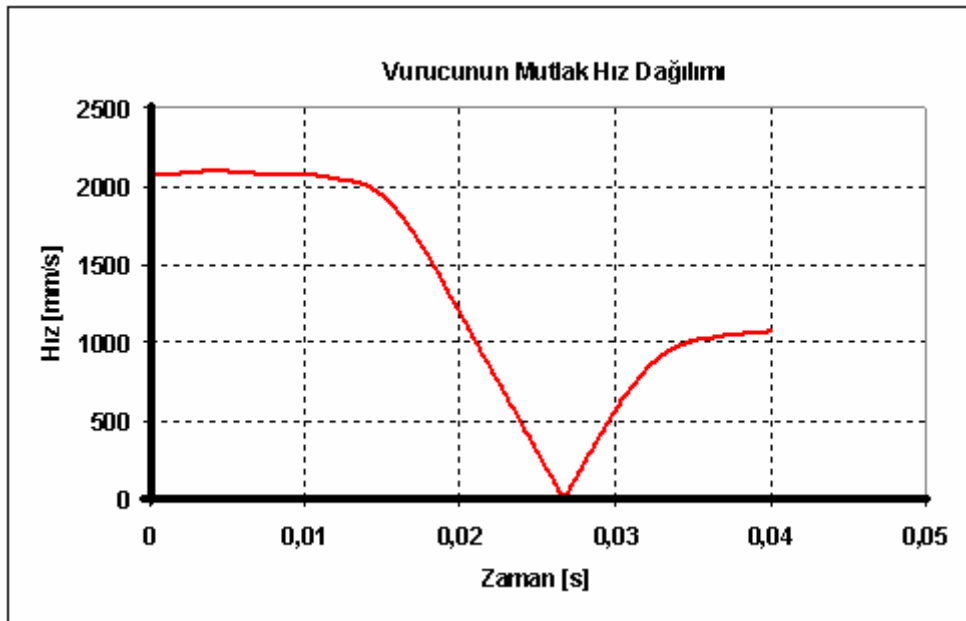
8.1. Çözüm Koşulları

Darbe testinin modeli hazırlandıktan sonra giriş dosyası eksplisit sonlu elemanlar çözücüsü olan DYTRAN yazılımında çözdürülmüştür. Dytran'daki modelin çözümü için P4-2.8Ghz-2GBRAM-128MBVGA özelliğinde kişisel bilgisayar kullanılmıştır. Problemi çözmek için 7.37 saat gerekmiştir. Ardışık analizler sonucunda analiz süresi 40ms olarak belirlenmiştir. Öncelikle 30ms için analiz yapılmış ve maksimum gerilmenin son adımda olduğu görülmüştür. 30ms sonunda vurucu kütlenin hızı sıfıra yaklaşmıştır. Bu da vurucunun hareketsiz halinde olduğunu göstermektedir. Analiz süresi olarak ise 40ms (0.040s) seçilmiştir ki bunun nedeni darbe sonrasındaki değişikliklerin de izlenebilmesi içindir. Bu durum Şekil 8.1'de görülmektedir.

Analiz sonrasında elde edilen çözüm dosyaları *.ARC ve *.THS uzantılı olmaktadır. ARC dosyası, "Archives" adının kısaltılması ile oluşmaktadır. ARC dosyası bünyesinde elemanların gerilme ve zorlanma ve deplasman değerlerini barındırmaktadır. THS dosyası ise "time history" adından gelmektedir. Bu dosya düğümlerin fiziksel özelliklerine ait sonuçları barındırmaktadır. İvmelenme gibi. Gerilme değerlerinin yer aldığı ARC dosyası PATRAN yazılımında açılarak gerilme değerleri incelenmiştir. 40ms'lik analiz toplam 268 adımda çözülmüştür. Bu süre zarfında gerçekleştirilen çevrim sayısı 158648 dir. 268 adımın her bir adımı için elde edilen sonuçlar yerine kritik durumlar bu çalışmada gösterilecektir. Grafiklerde Von-Misses akma kriteri dikkate alınmıştır. Kalıcı deformasyon oluşumunu nitelendirebilmek için plastik deformasyon oluşma bölgeleri ve zamanı üzerinde durulacaktır.

8.2. Vurucu Hızı Değişimi

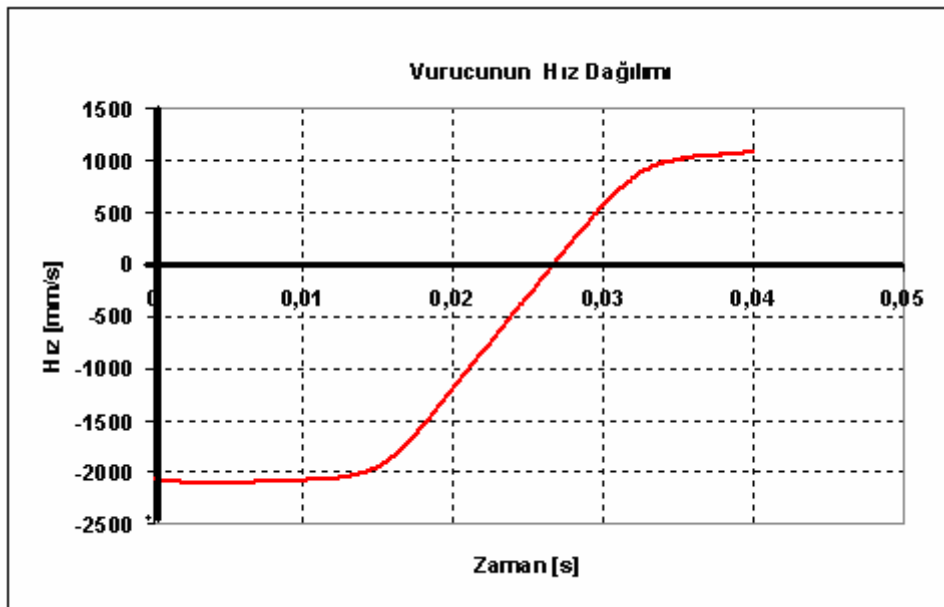
Sonuçların güvenilirliği ve yorumlanması bakımından bu dinamik problemde vurucunun hızı ile ilgili elde edilen sonuçlar aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Vurucudaki hız değişimi ile başlangıç koşullarının doğruluğu irdelenmiştir. Darbe sonrasında vurucunun mutlak hız değişimi aşağıdaki gibidir.



Şekil 8.1. Test Boyunca Vurucudaki Mutlak Hız Değişimi

Şekil 8.1 de gösterildiği gibi vurucunun hızı 0,0267 sn sonra yön değiştirmiştir. Başlangıç hızı ise daha önce başlangıç koşulu olan hızdır. Bu hız 230mm den serbest düşmeye maruz kalan parçanın kazanacağı hıza eşittir ve $V^2 = \sqrt{2.g.h}$ ile elde edilmiş hızdır. Bu hızın değeri ise daha önceki bölümde hesaplandığı gibi 2124,3mm/s dir. Hareket başlangıcında elde edilen sonuçlarda ise hızın 2096mm/s den başladığını göstermektedir. Bu da verilen koşula göre $2097/2124,3 = \%98,7$ 'lik bu doğrulukta hareketin yapıldığını göstermektedir.

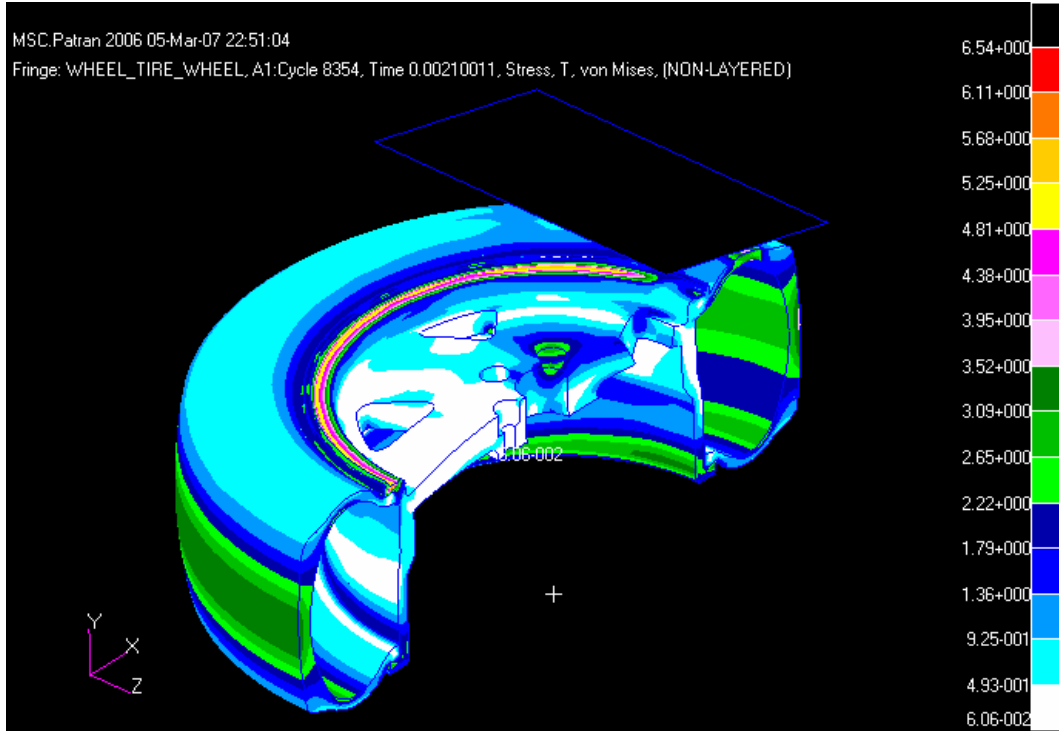
Grafik detaylı bir şekilde incelendiğinde vurucunun hızının 0.0267s sonra sıfır olduğu görülmektedir. Bu zamanda vurucunun hızı 2.05mm/s'e (yüksek başlangıç hızı düşünülduğünde bu hız sıfır olarak kabul edilebilir) kadar düşmüştür. Bu zamandan sonra vurucu yön değiştirmiş ve ters yöndeki ivmelenme hareketine devam etmiştir. Vurucunun ulaştığı hız ise 40ms sonra 1073mm/s dir. Şekil 8.2'de vurucunun hızının yön değişimi görülmektedir. Burada ters yöndeki başlangıç hızı ile başlamış daha sonra 0.013s sonra hızı giderek azalmıştır. Dolayısı ile 0.013s ile hızının sıfır olduğu 0.0267s arasında var olan kinetik enerjisini jant'a aktarmıştır.



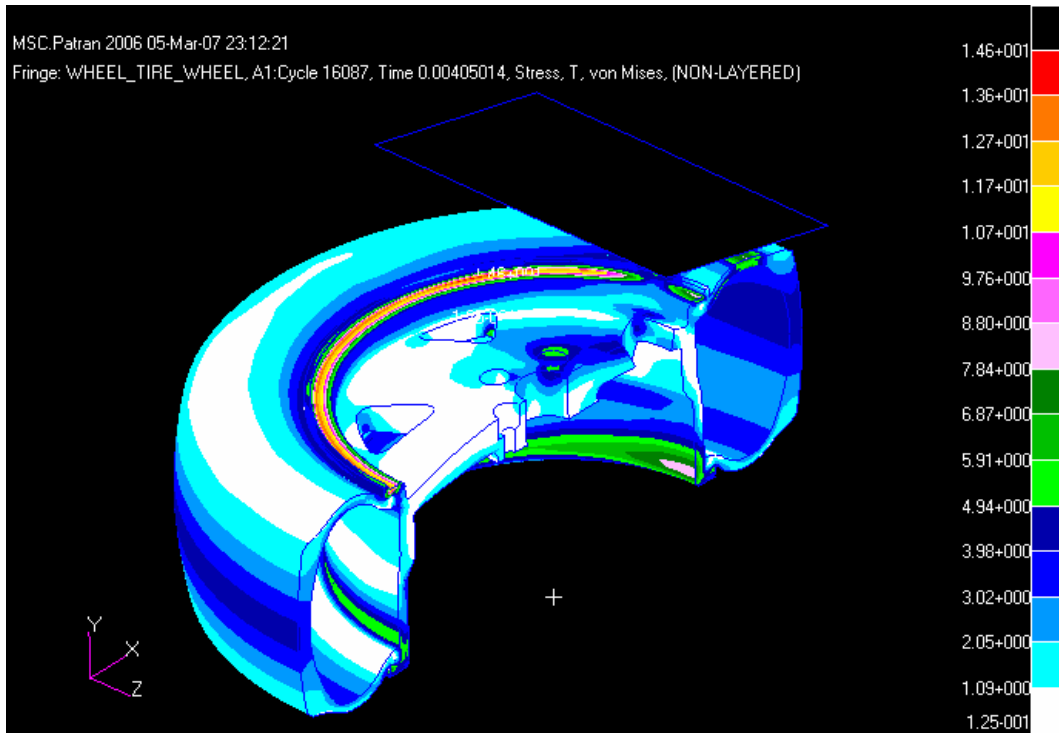
Şekil 8.2. Test Boyunca Vurucudaki Hız Değişimi

8.3. Analiz Boyunca Gerilme Değişimi

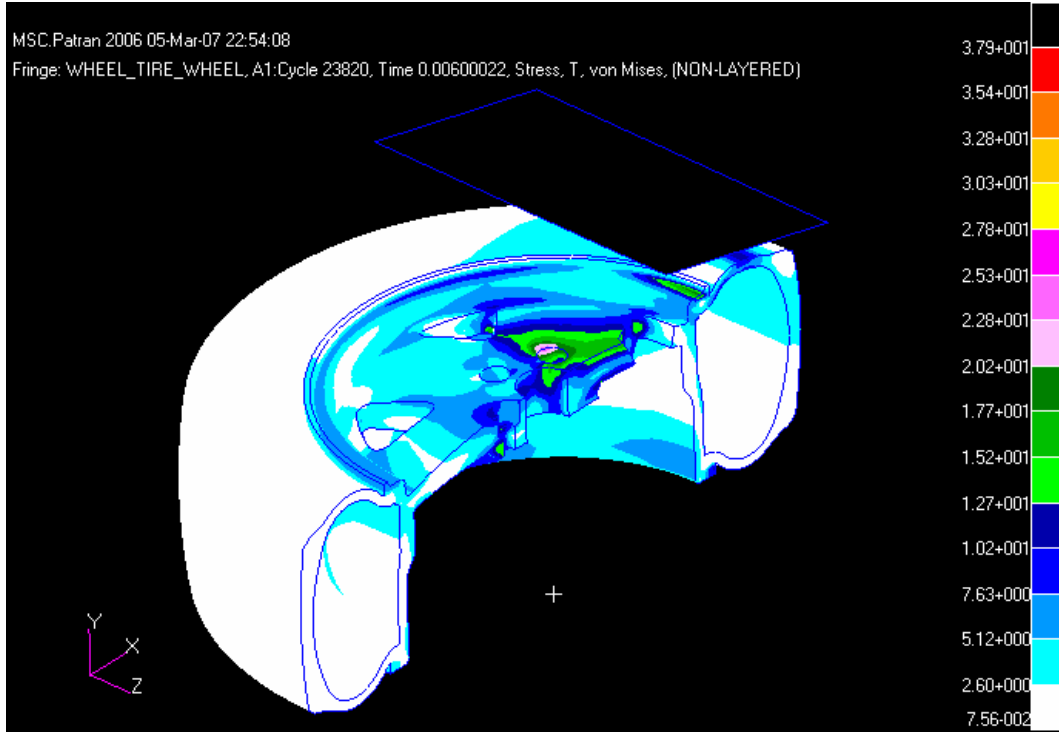
Vurucudaki hız değişimlerinden sonra jant üzerinde oluşan gerilme – zorlanma dağılımları incelenmiştir. Darbe sonrasında oluşan kritik gerilmeler ve bu gerilmelerin oluştuğu zaman dilimi aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir. Jant malzemesinin akma gerilmesi daha önceki bölümde verildiği gibi 165 MPa'dır.



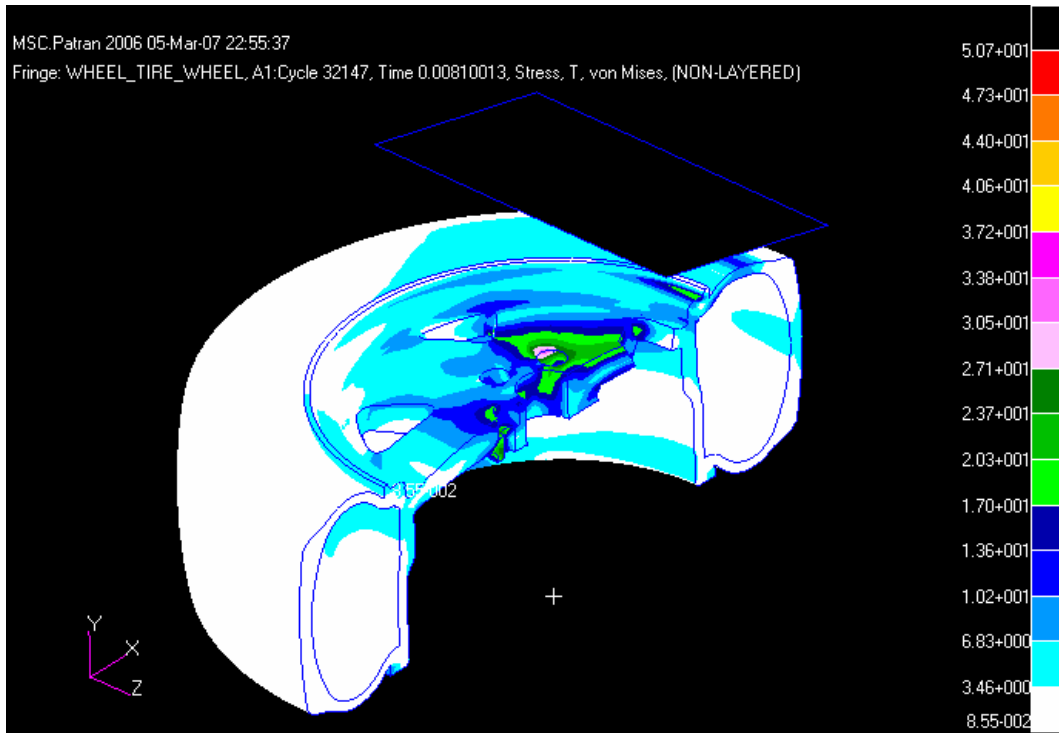
Şekil 8.3. 2ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 6.54MPa



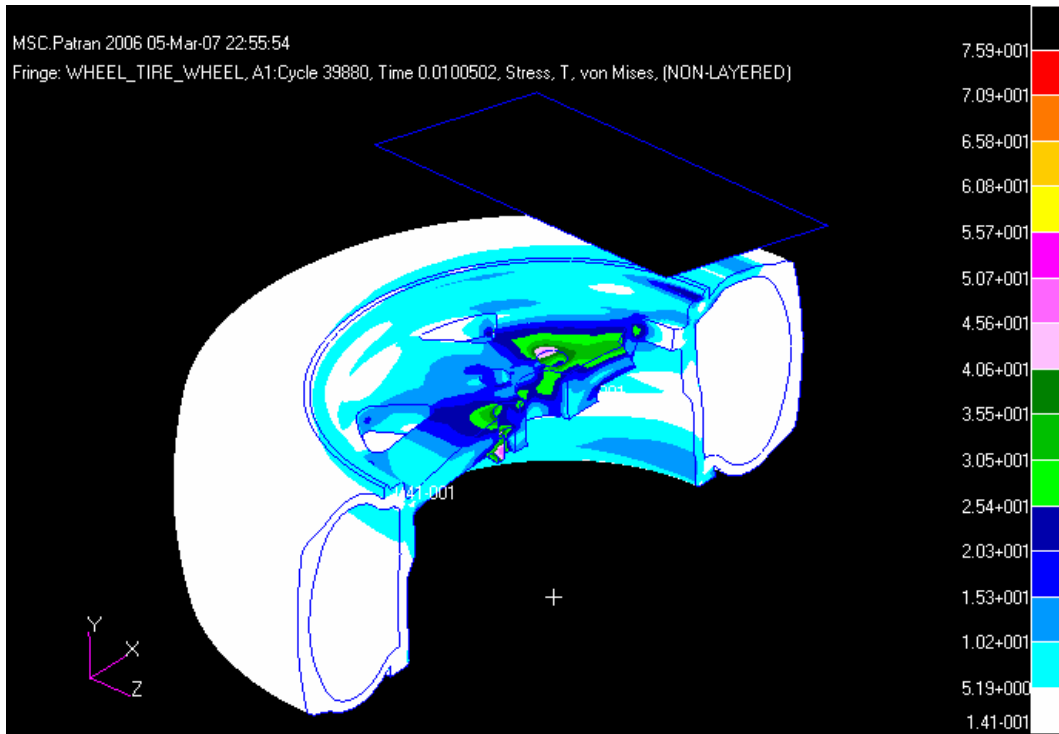
Şekil 8.4. 4ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 14.6MPa



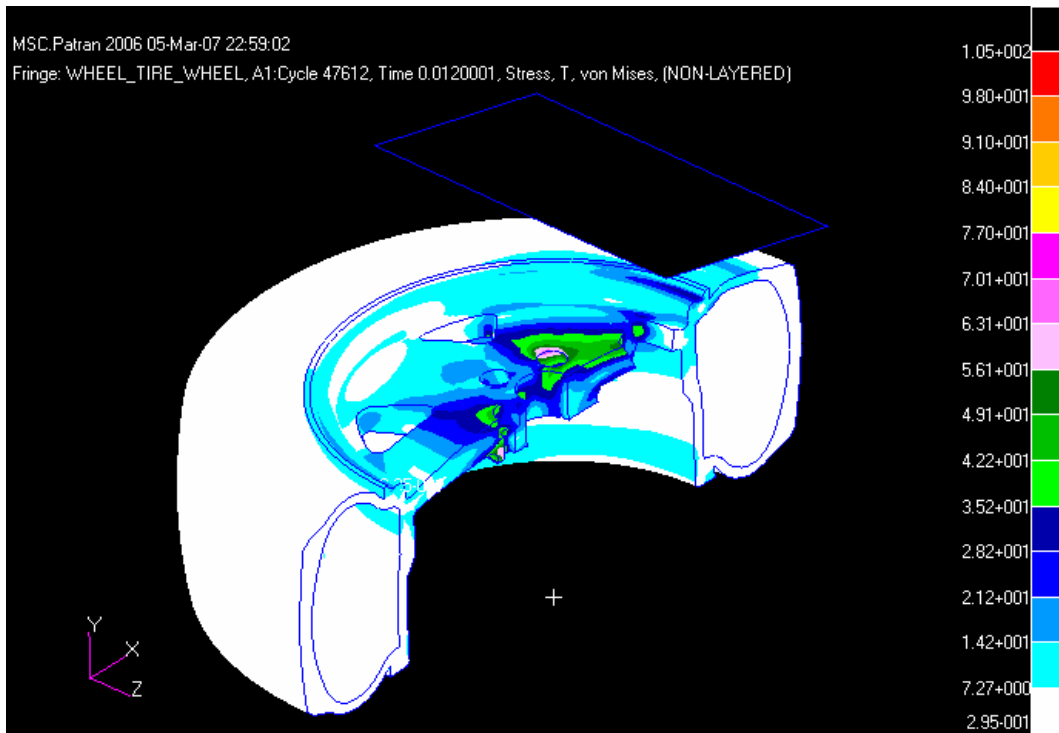
Şekil 8.5. 6ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 37.9MPa



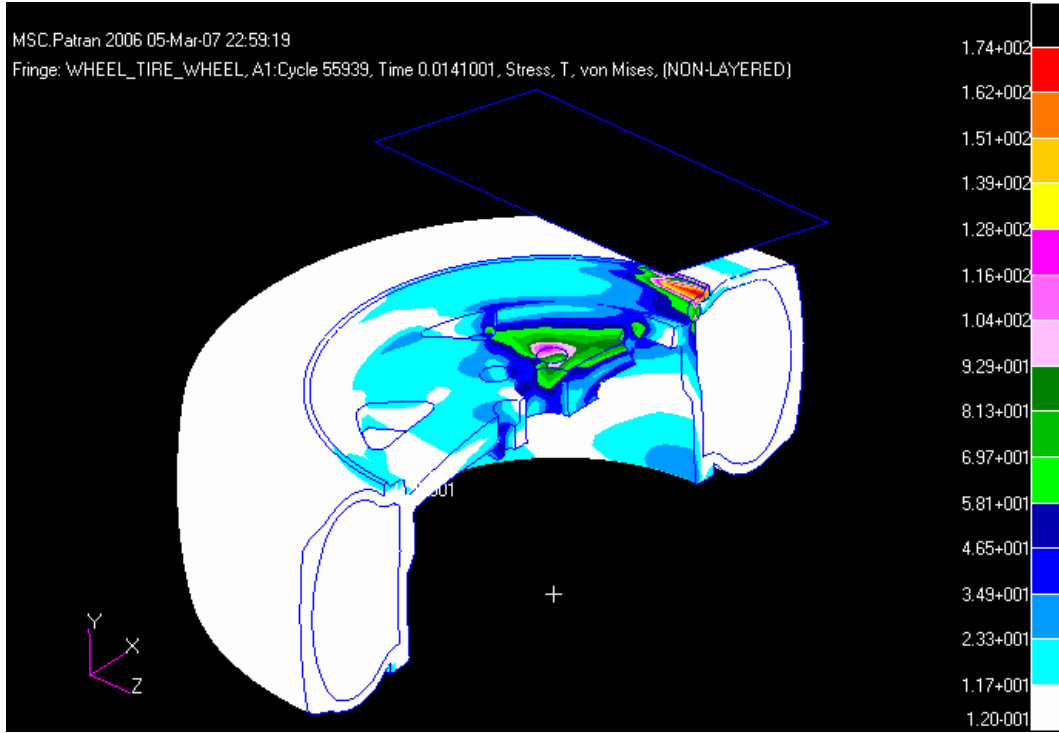
Şekil 8.6. 8ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 50.7MPa



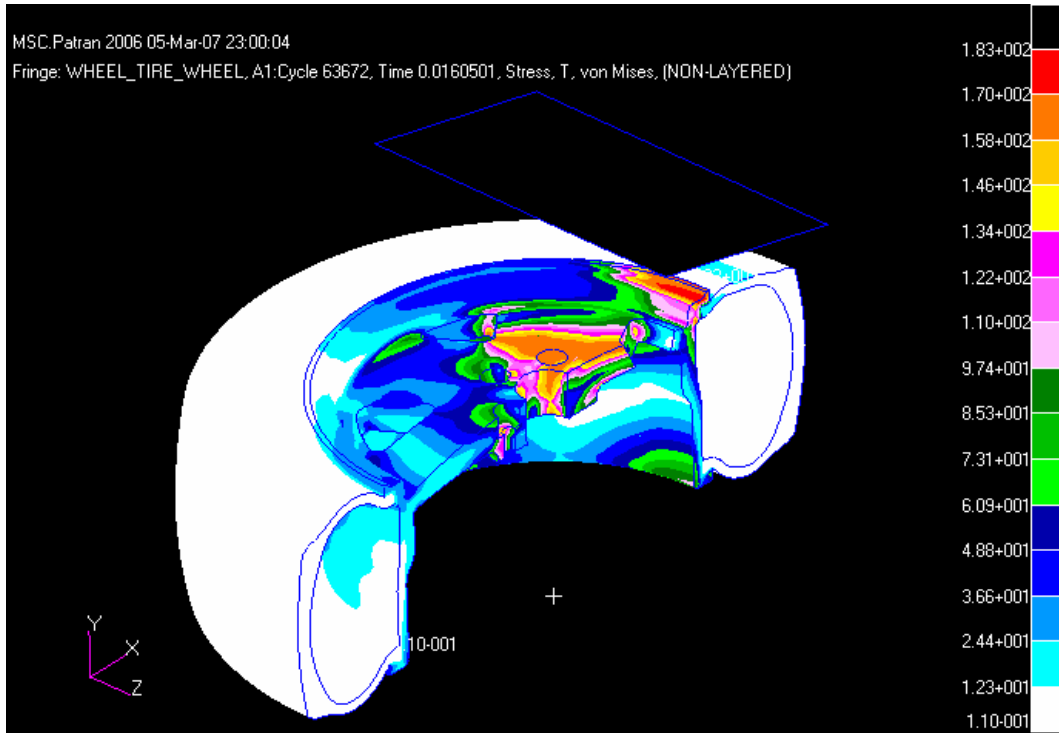
Şekil 8.7. 10ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 75.9MPa



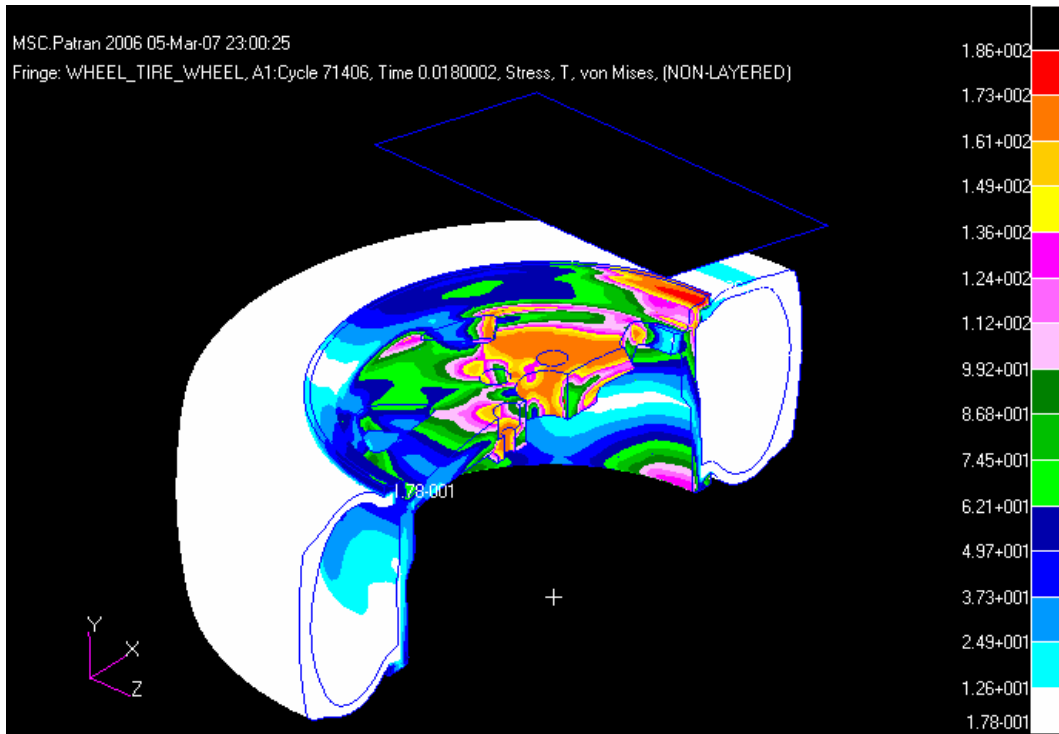
Şekil 8.8. 12ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 105MPa



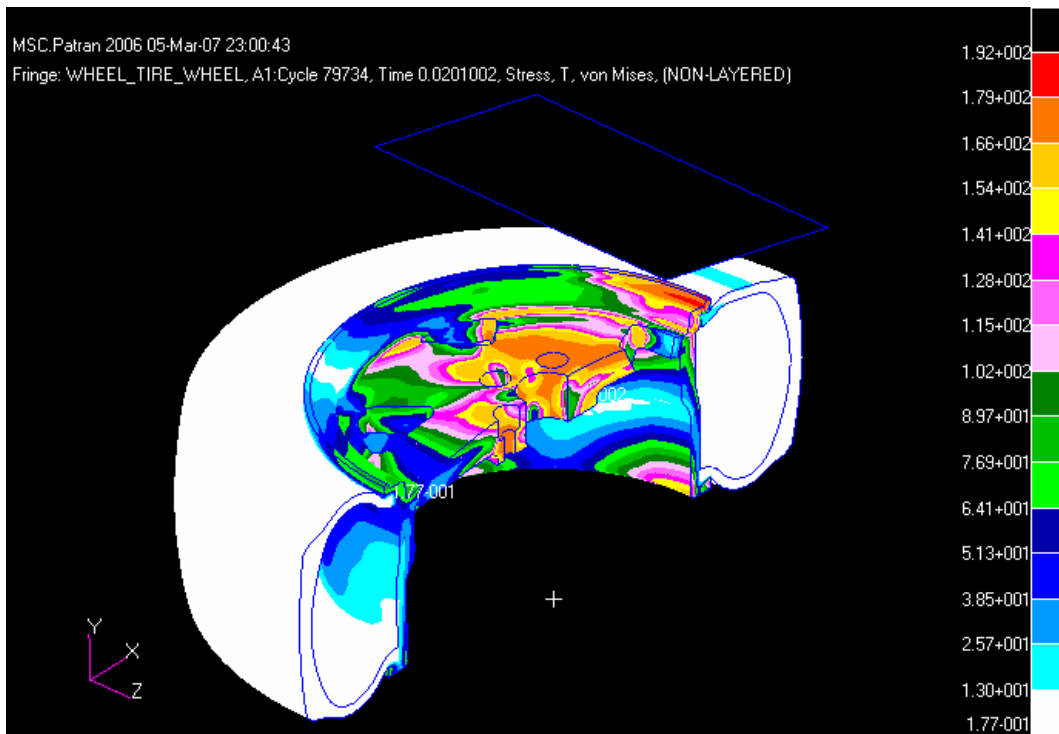
Şekil 8.9. 14ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 174MPa



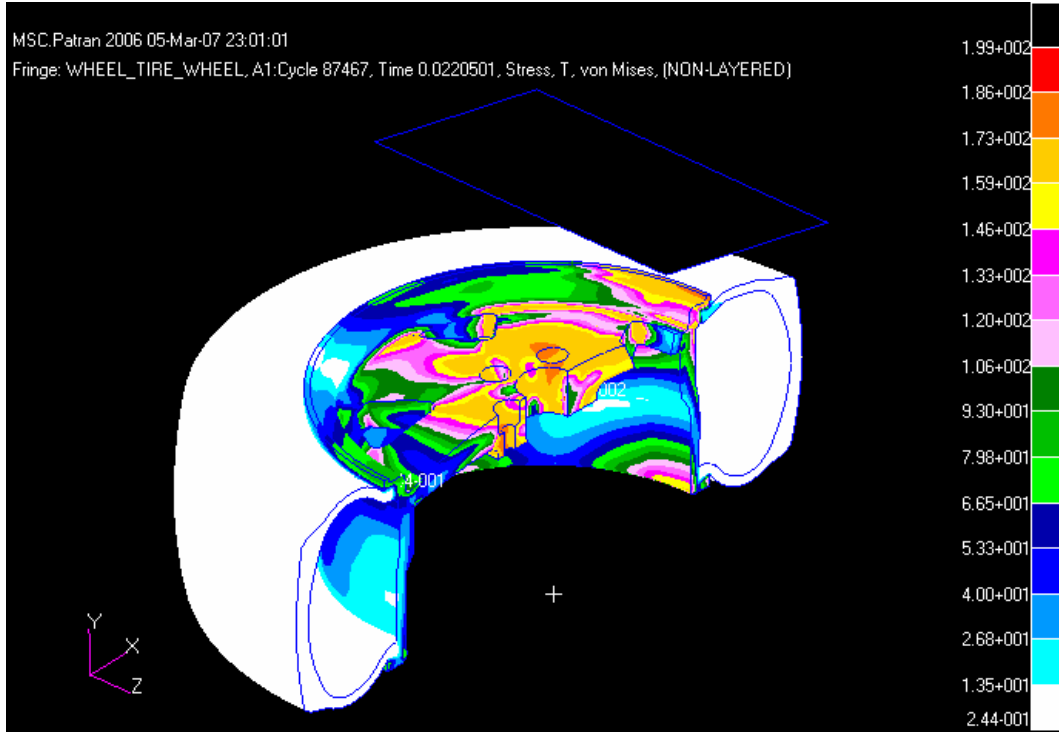
Şekil 8.10. 16ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 183MPa



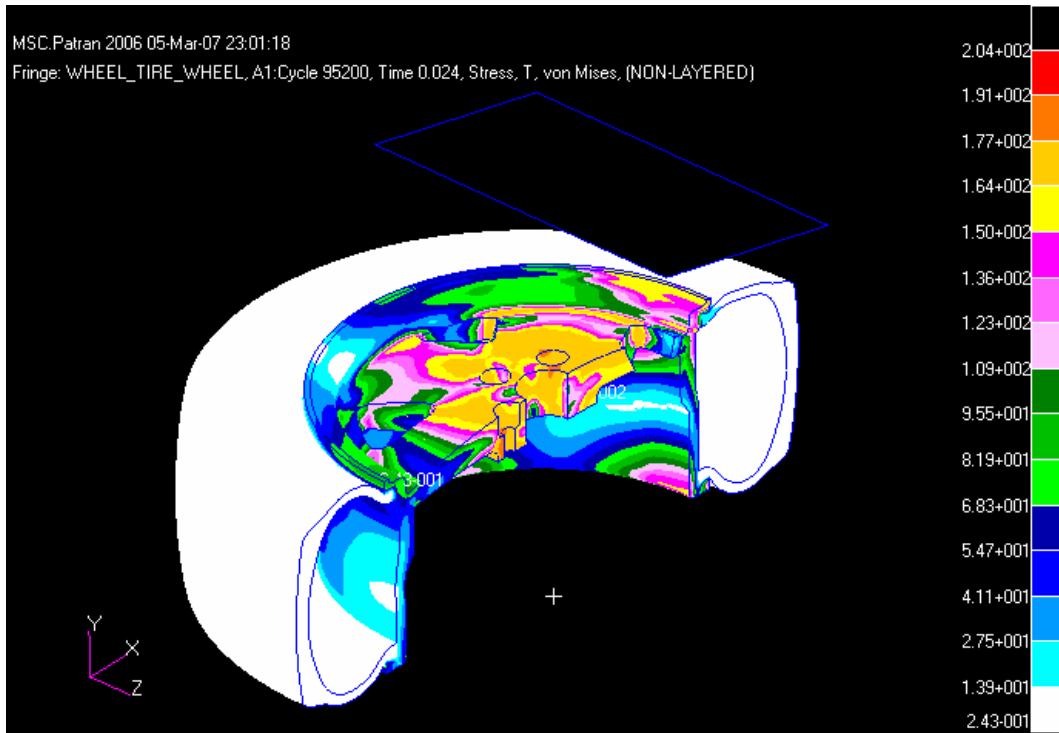
Şekil 8.11. 18ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 186MPa



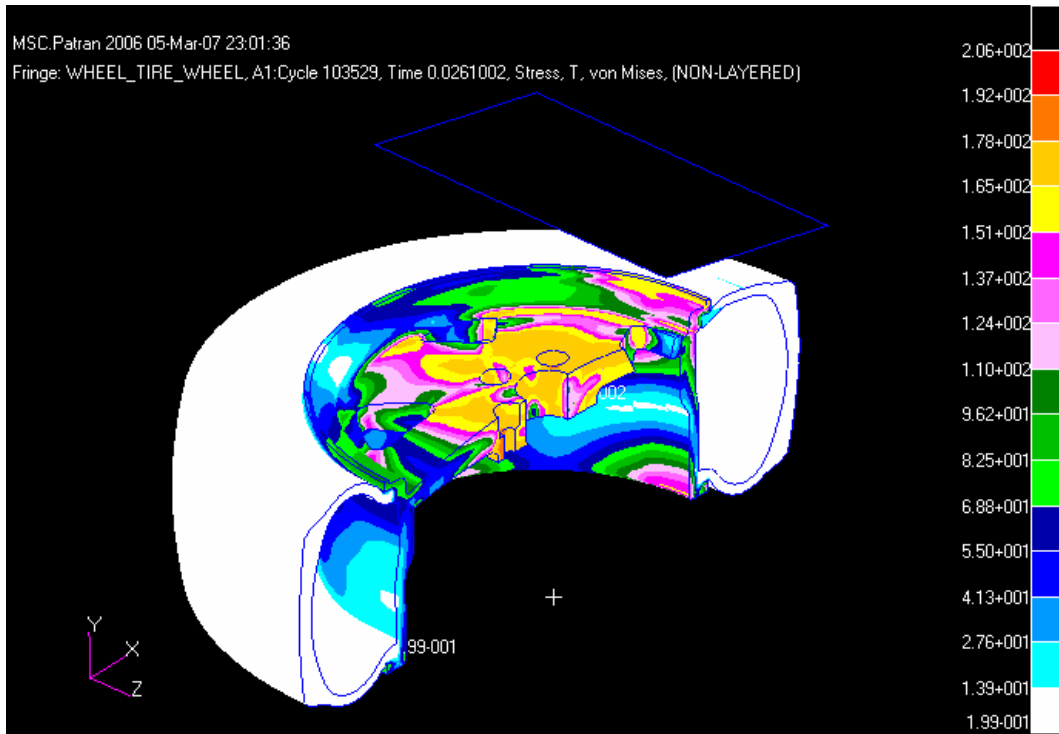
Şekil 8.12. 20ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 192MPa



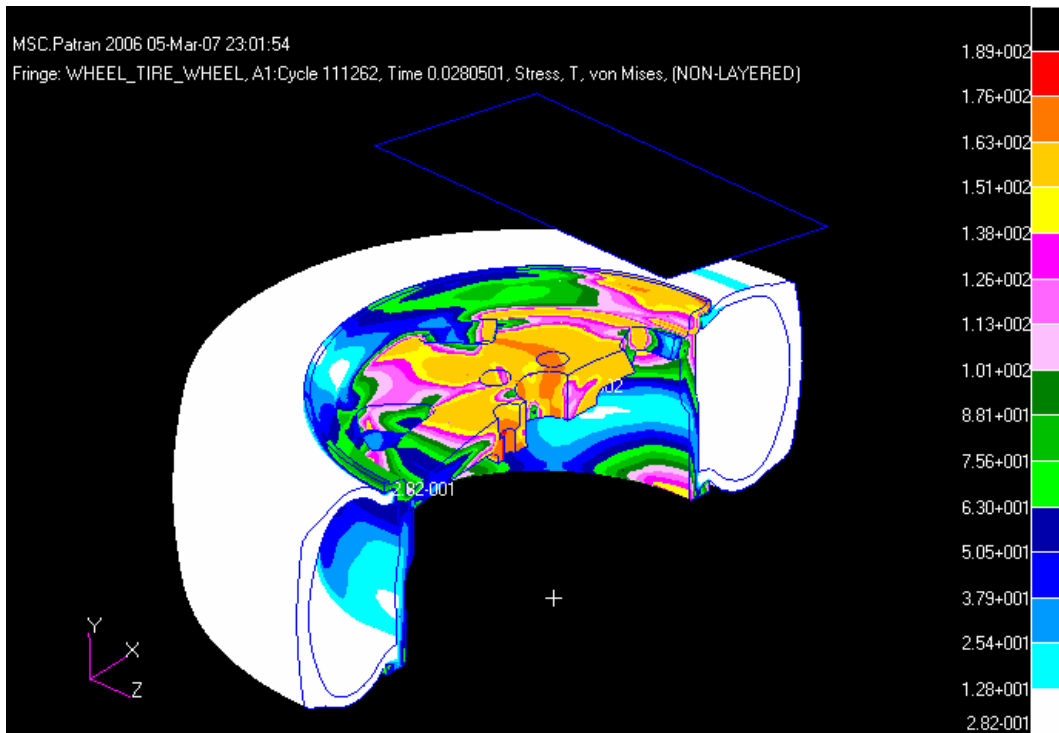
Şekil 8.13. 22ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 199MPa



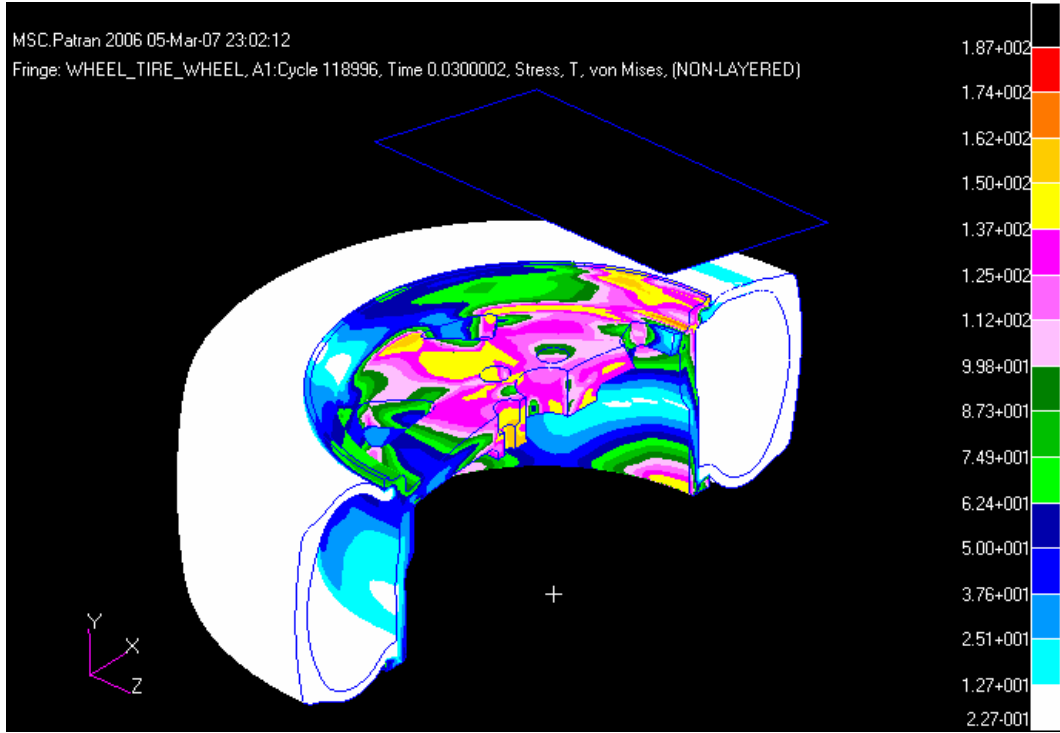
Şekil 8.14. 24ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 204MPa



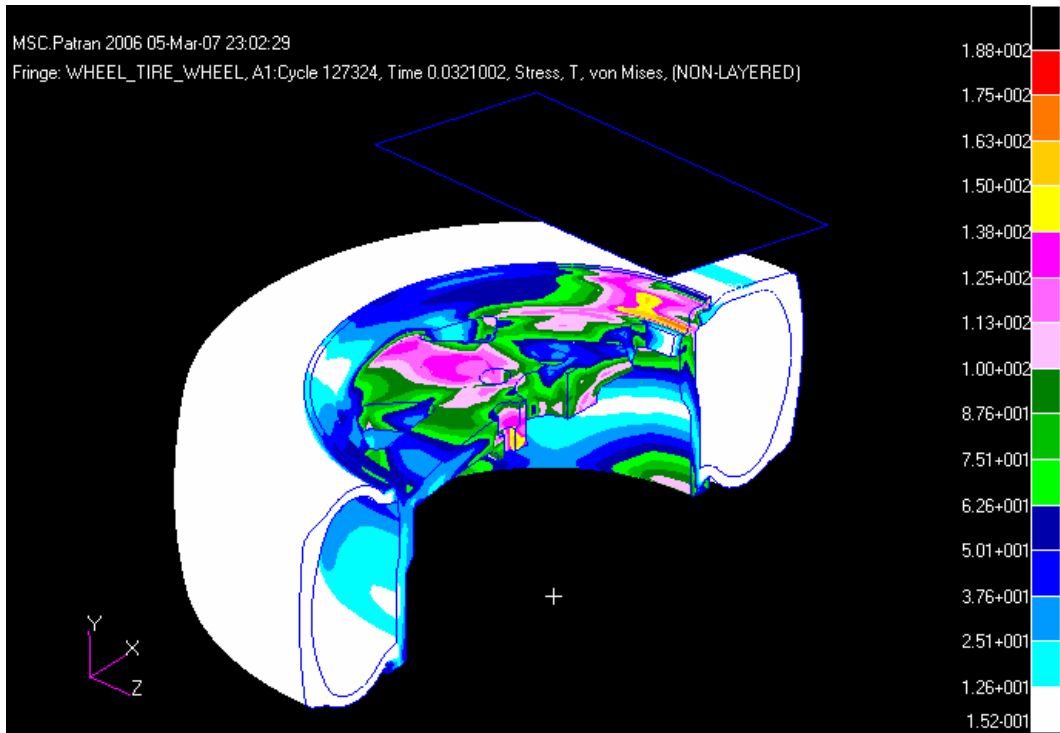
Şekil 8.15. 26ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 206MPa



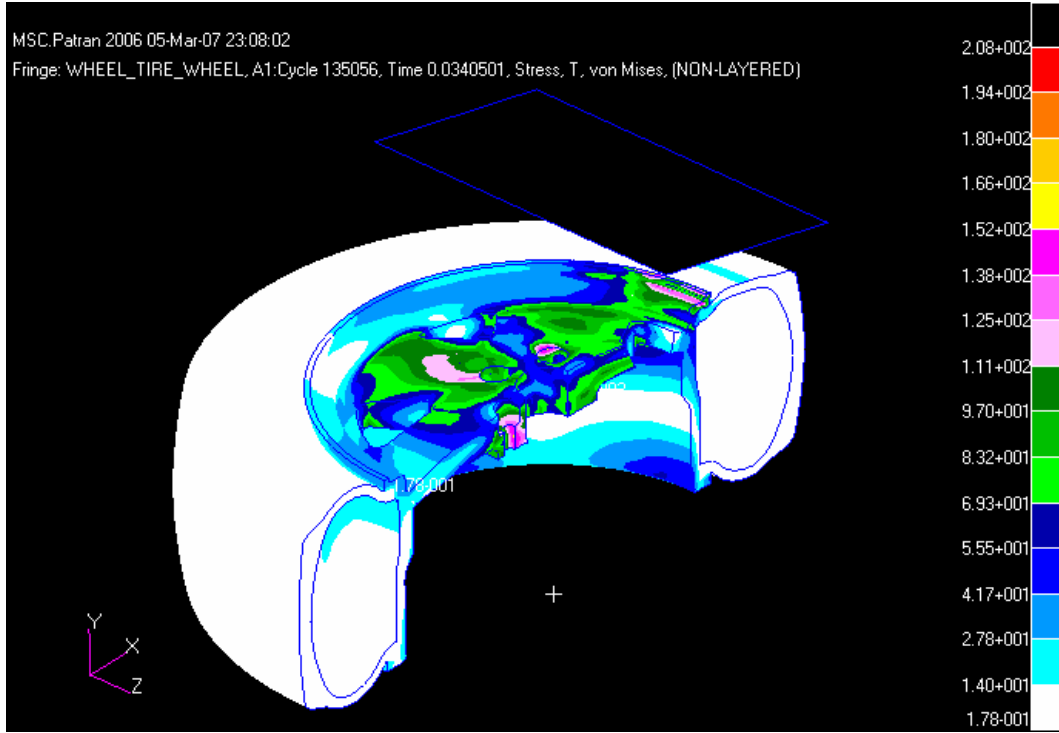
Şekil 8.16. 28ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 189MPa



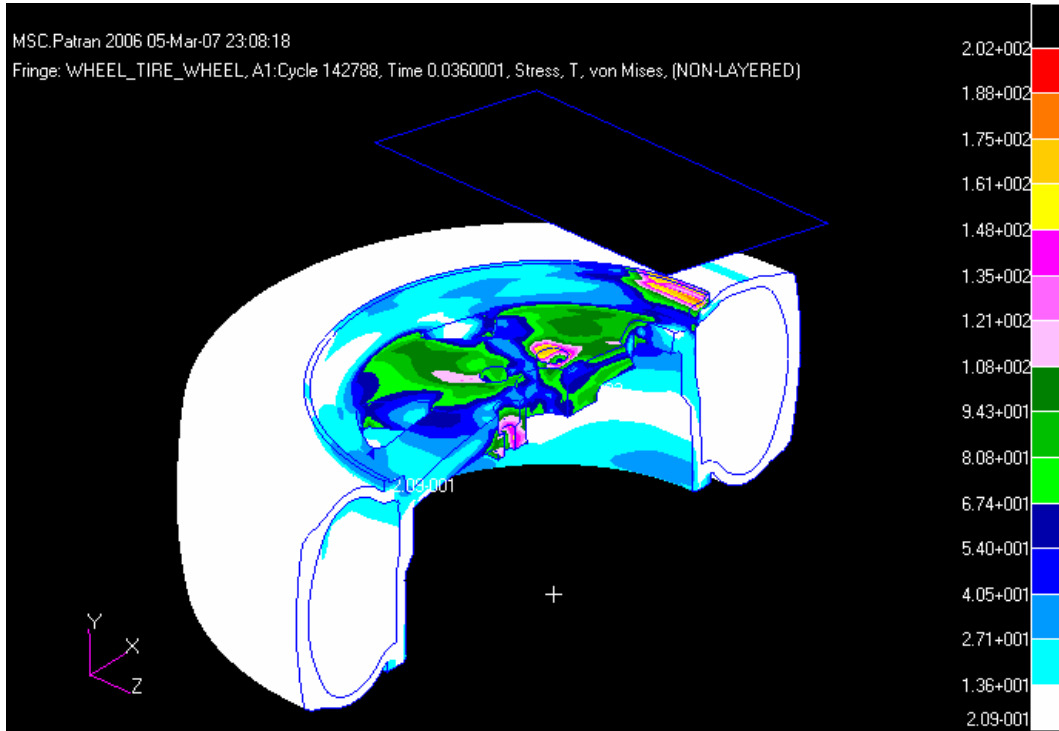
Şekil 8.17. 30ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 187MPa



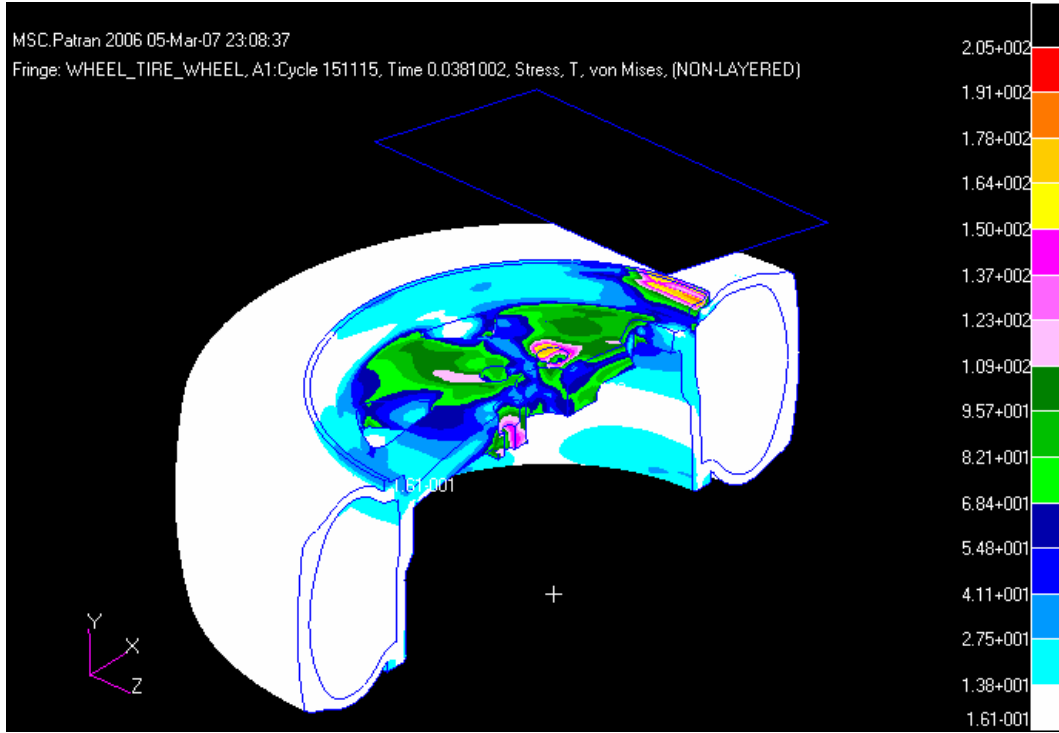
Şekil 8.18. 32ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 188MPa



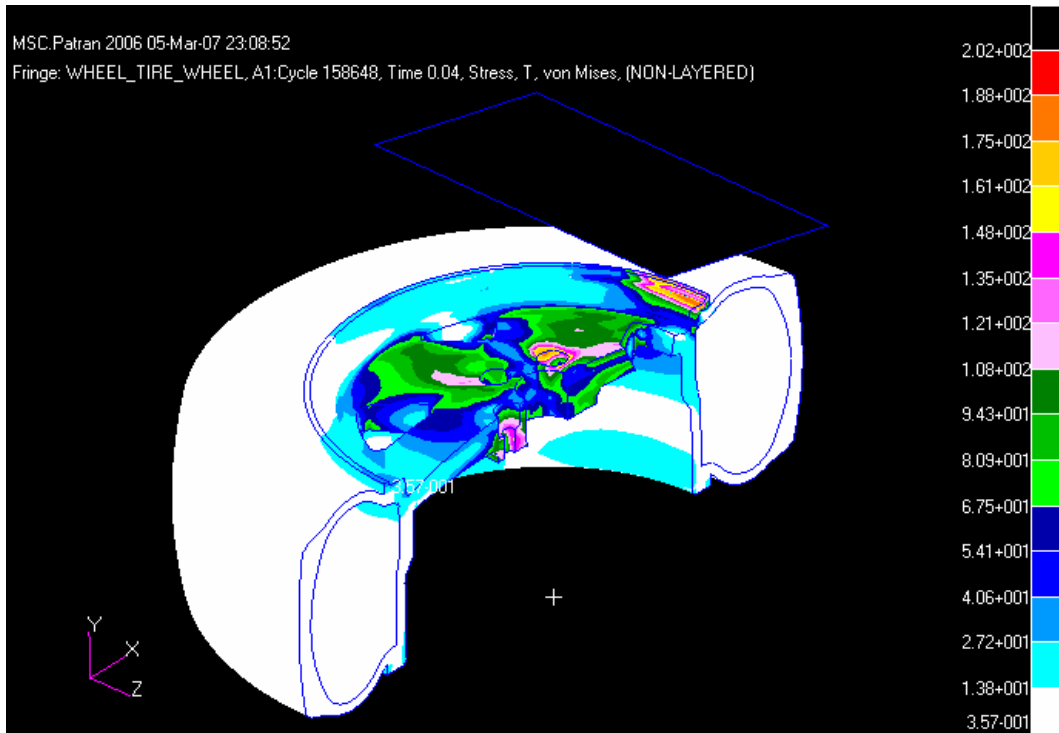
Şekil 8.19. 34ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 208MPa



Şekil 8.20. 36ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 202MPa



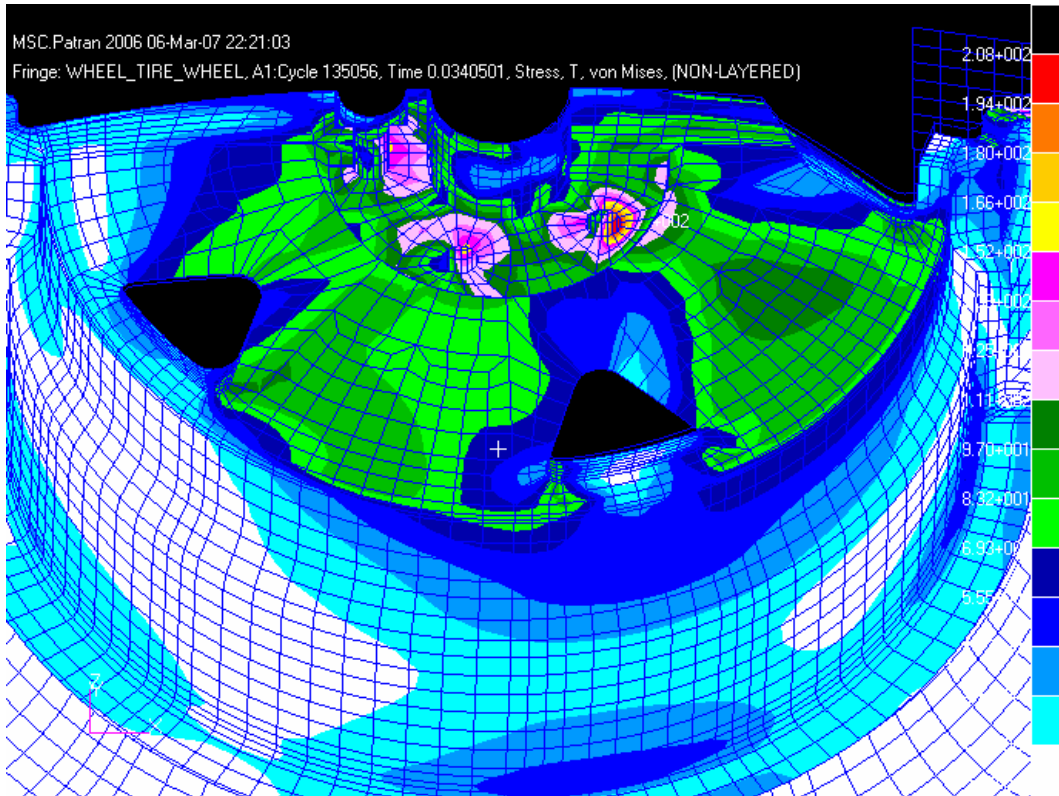
Şekil 8.21. 38ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 205MPa



Şekil 8.22. 40ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 202MPa

8.4. Maksimum Gerilme Değeri

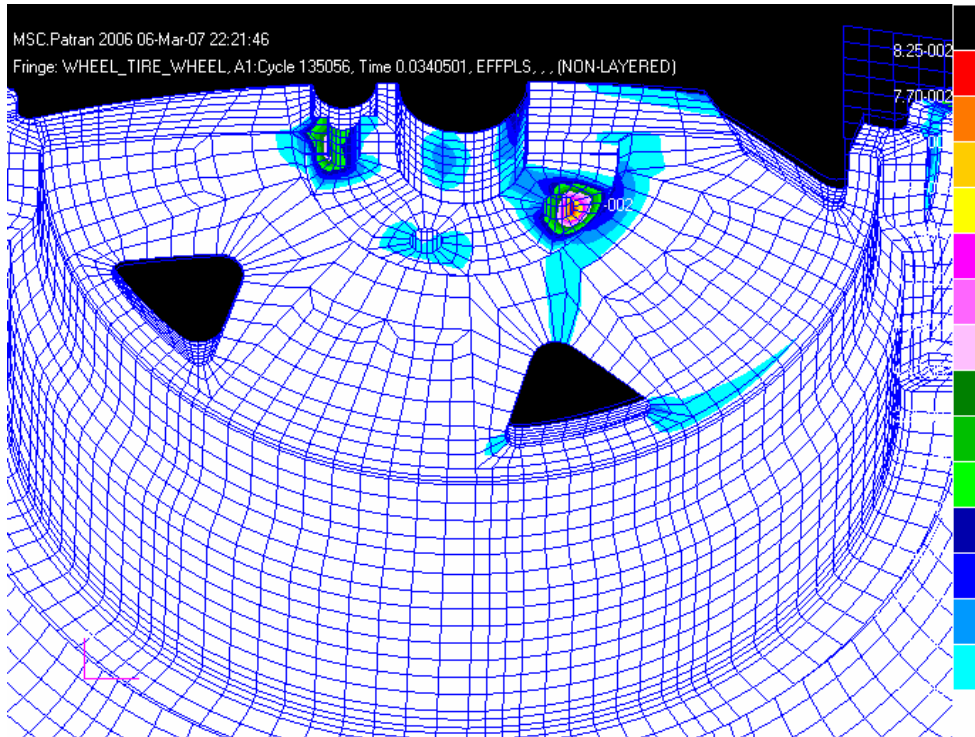
Yukarıdaki gerilme değerleri incelendiğinde 14ms sonra gerilme değerlerinin akma değerini geğtiği görülmüştür. Bu durum jant üzerinde kalıcı Şekil deęiŐtirmenin olduğu anlamına gelmektedir. Akmayı geçen ilk zaman diliminde maksimum gerilme bölgesi öncelikle jantın lastiği kavradığı bölge olan jant flanŐında başlamaktadır (Şekil 8.9). Daha sonra maksimum gerilme jant flanŐından bijona doğru hareket etmektedir (Şekil 8.10). Zaman ilerledikçe maksimum gerilme bijonların olduğu bölgelere doğru kaymaktadır. Maksimum gerilme daha çok kendini eğilme gerilmesi olarak göstermektedir. Vurucunun yavaŐlayıp ters yönde hareket etmeye başladığı anda, testin 34ms zamanında maksimum gerilme meydana gelmektedir. Bu gerilme değeri ise 208MPa'dır. Maksimum gerilmelerin oluştuğu bölgelere daha yakından incelenecek olursa;



Şekil 8.23. 34ms Sonra Sistemde Oluşan Von – Mises Gerilme Dağılımı Maksimum Gerilme 208MPa

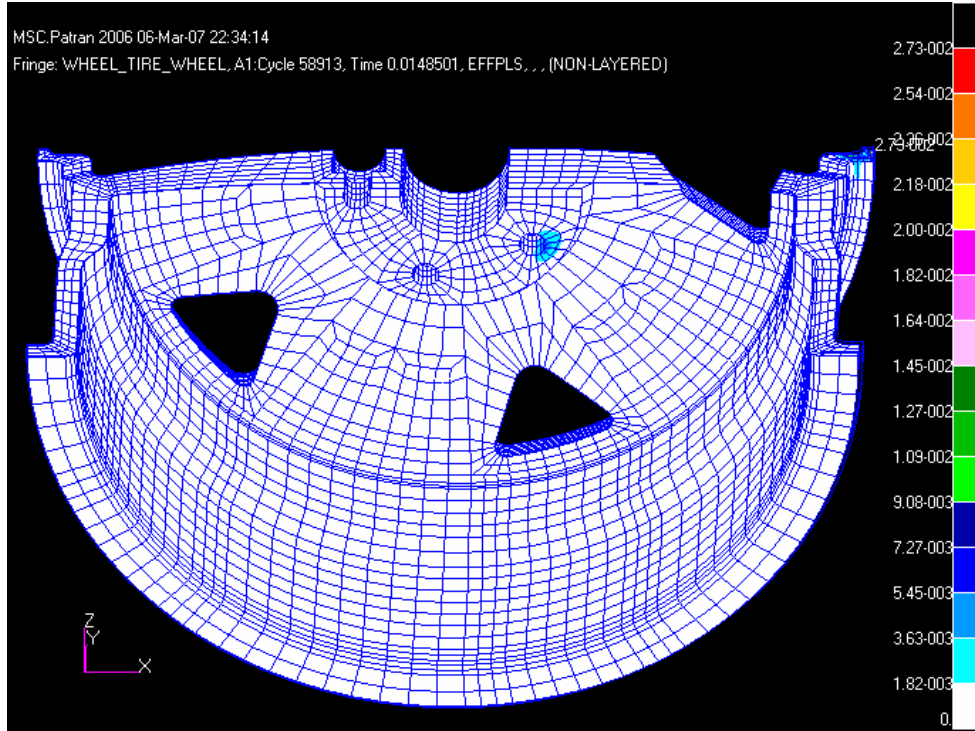
8.5. Maksimum Plastik Zorlanma Değişimi

Şekil 8.23 te görüldüğü gibi özellikle bijon bölgelerinde maksimum gerilmelerin yoğunlaştığı görülmektedir. Bu bölgelerde oluşan plastik zorlanmalar ise aşağıdaki şekilde görülmektedir.

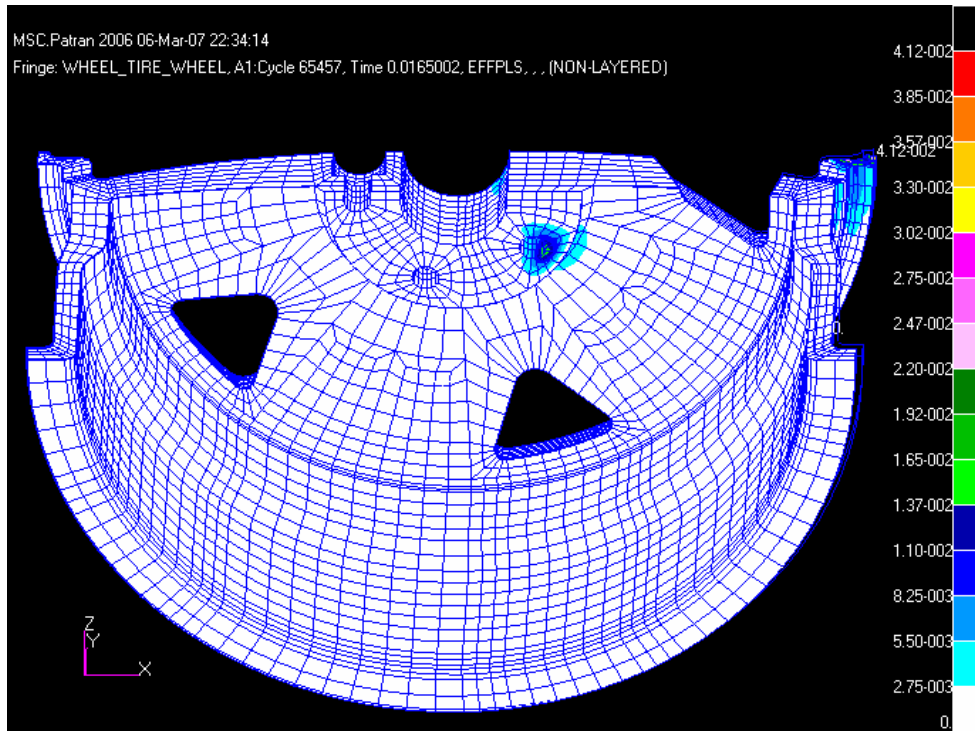


Şekil 8.24. Maksimum Gerilme Anında Modelde Oluşan Plastik Zorlanmalar

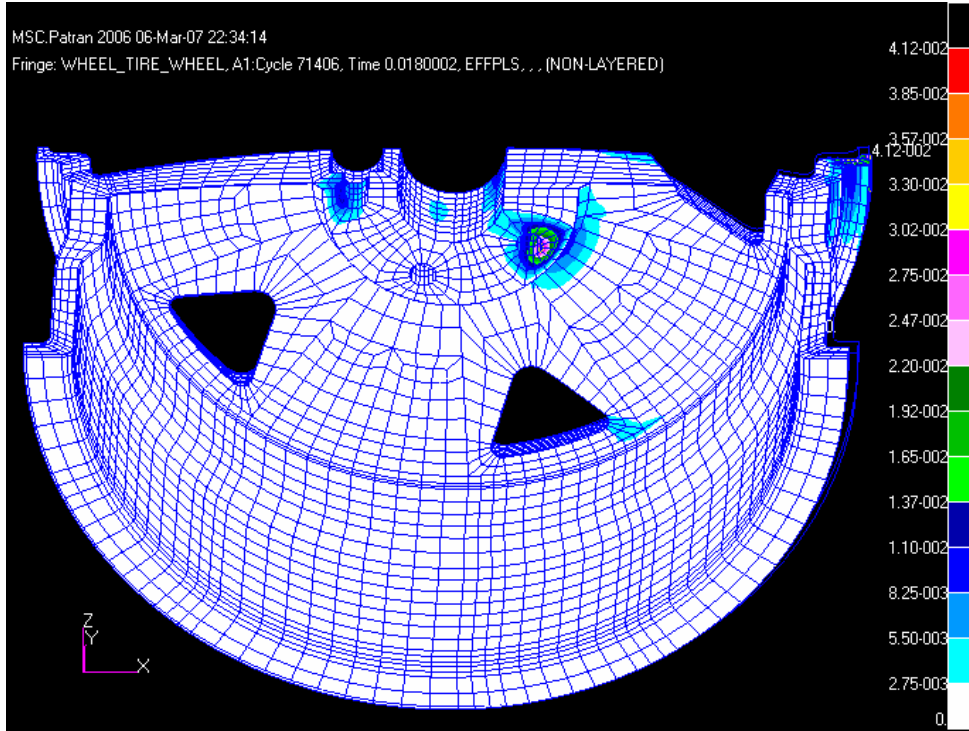
Jantın bijon bölgesinde maksimum plastik zorlanma olduğu görülmektedir. Ayrıca darbe kütesinin temas ettiği bölge olan lastik flanş bölgesinde ve ayrıca jantın ayakları ile flanşının bağlandığı bölgelerde plastik zorlanma olduğu görülmektedir. Plastik yorulma mühendislik biliminde kalıcı deformasyon oluşma bölgeleri olarak adlandırılabilir. Zamanla sistem üzerinde oluşan plastik zorlanma ve bölgeleri ise aşağıdaki şekillerde gözükmemektedir.



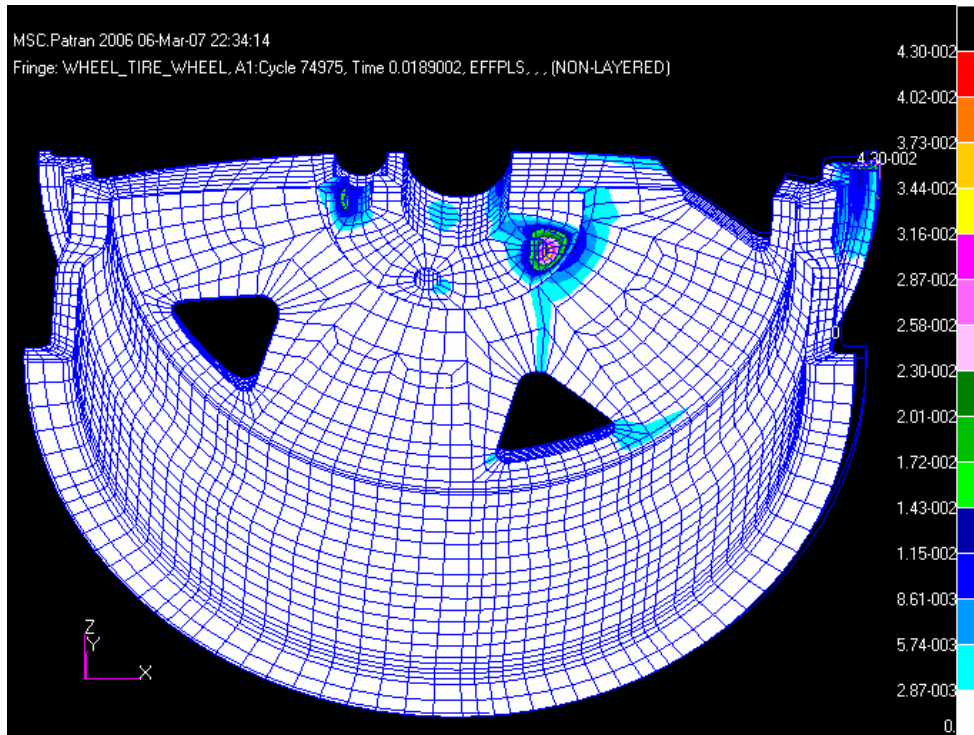
Şekil 8.25. 14ms Sonra Plastik Zorlanma



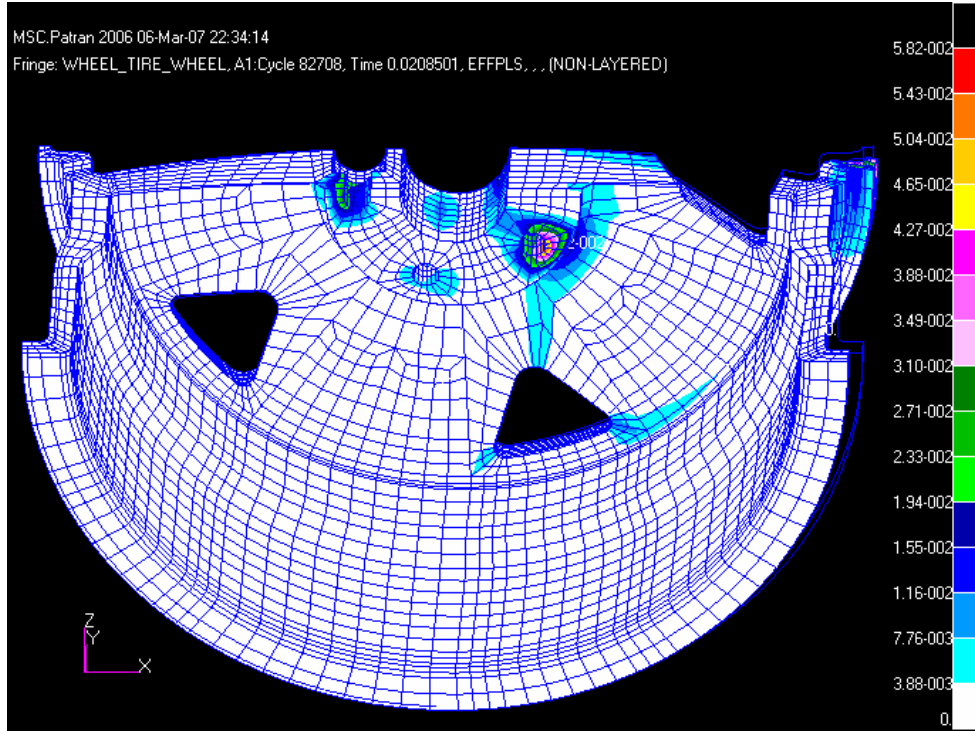
Şekil 8.26. 16ms Sonra Plastik Zorlanma



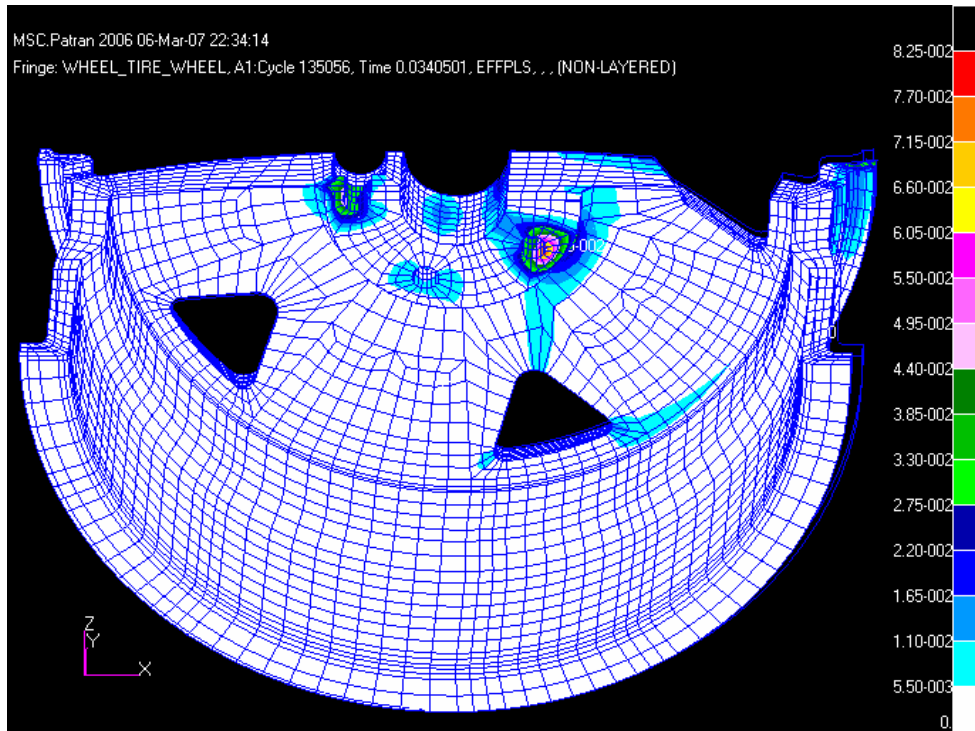
Şekil 8.27. 18ms Sonra Plastik Zorlanma



Şekil 8.28. 19ms Sonra Plastik Zorlanma



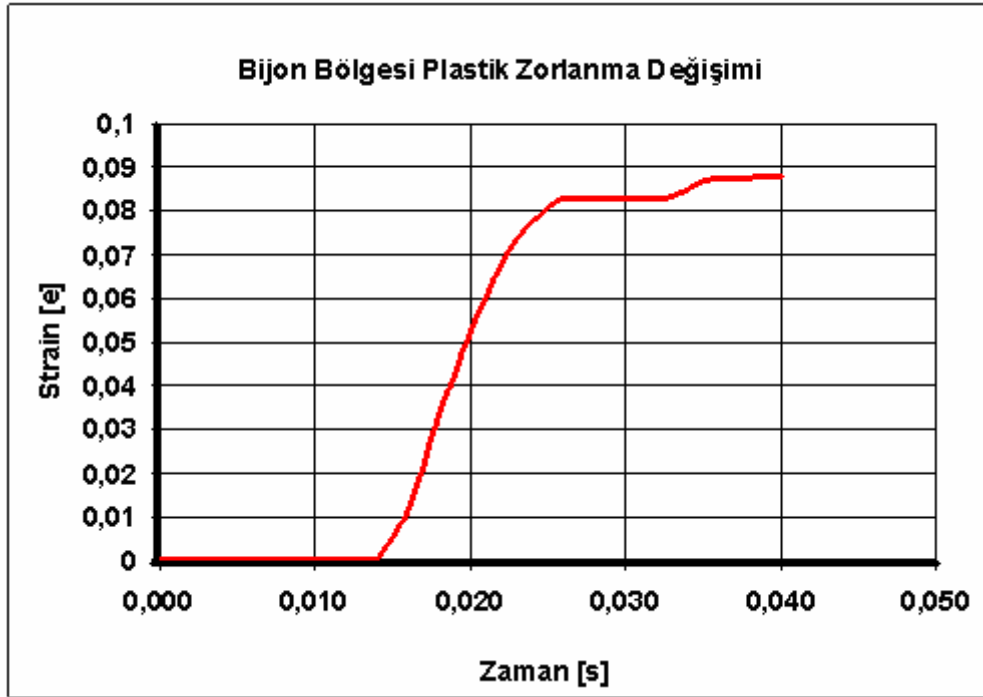
Şekil 8.29. 20ms Sonra Plastik Zorlanma



Şekil 8.30. 34ms Sonra Plastik Zorlanma

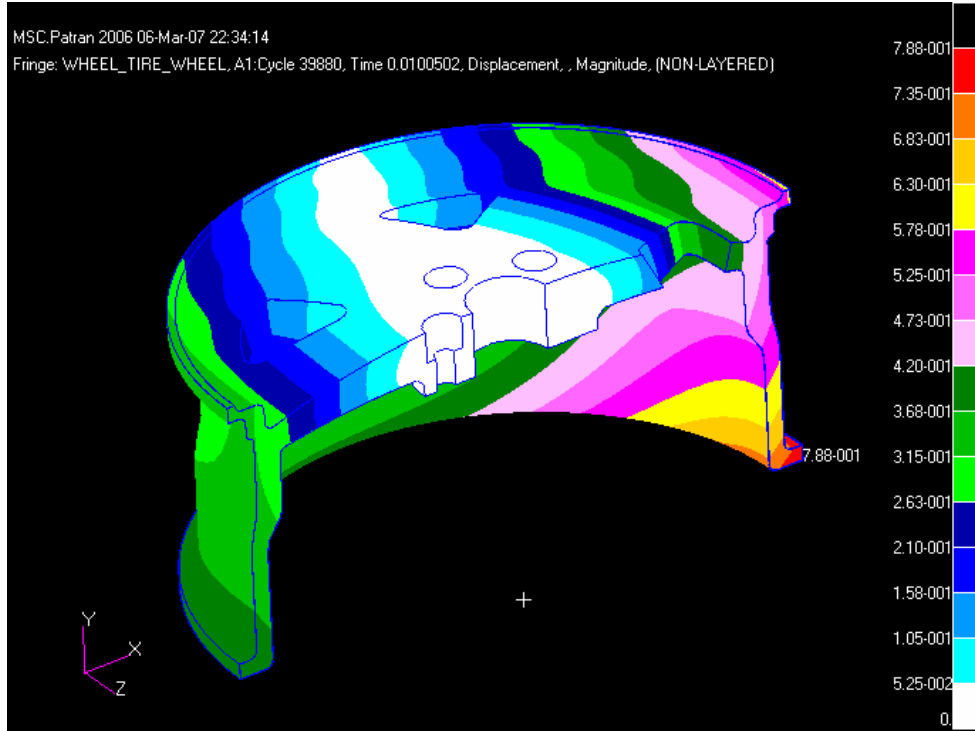
8.6. Analiz Boyunca Plastik Zorlanma Değişimi

Adım adım plastik zorlanma oluşumu incelendiğinde öncelikle plastik şekil değişimi vurucunun etki ettiği bölgeden başlamaktadır. Daha sonra plastik değişim bölgesi kendini bijonlarda göstermeye başlamıştır. Bijonlardan sonra ise kollara doğru bir hareketin olduğu görülmüştür. Daha sonra flanşın iç bölgeleri plastik şekil değişimi gerçekleştirmiştir. Bijon bölgesinde zamanla oluşan plastik zorlanma değişimi ise aşağıdaki grafikte görülmektedir.

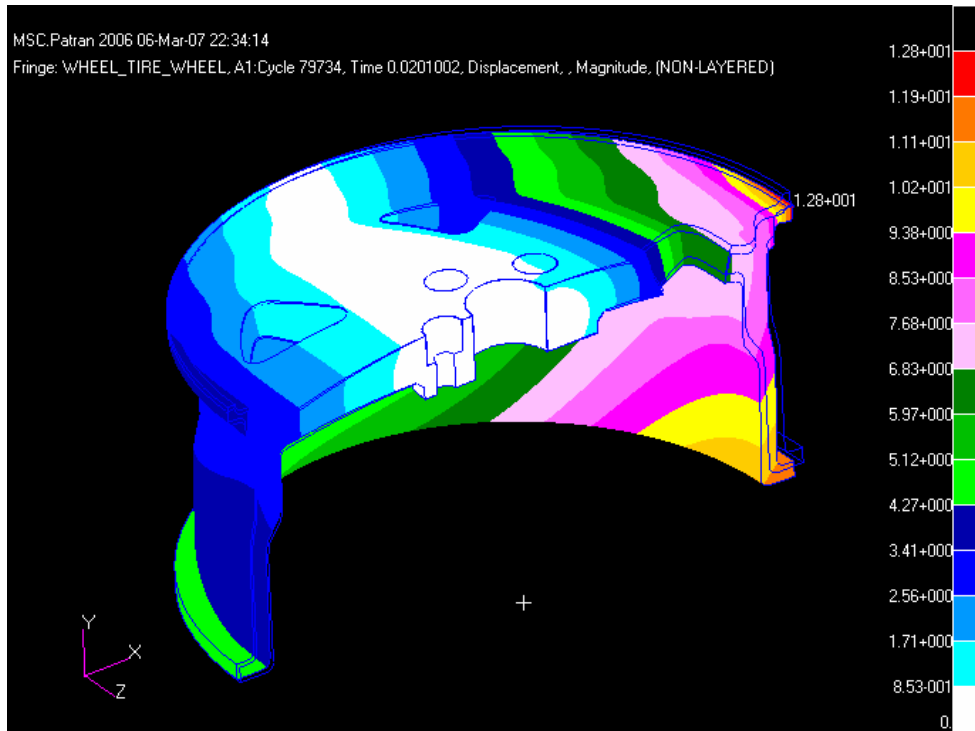


Şekil 8.31. Bijon Bölgesi Plastik Zorlanma Değişimi

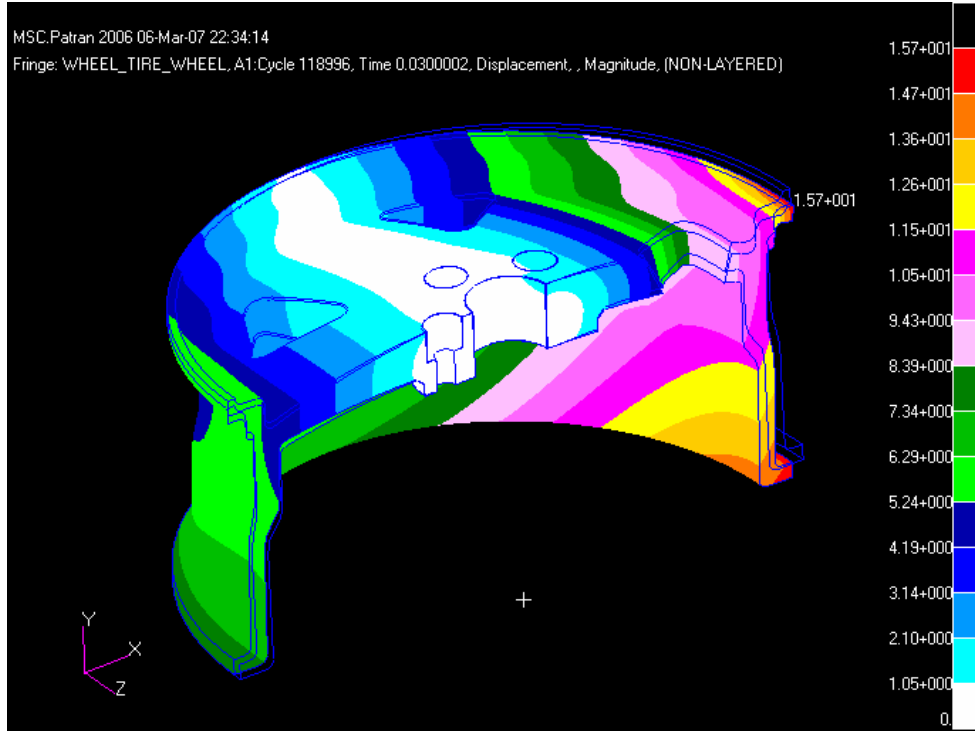
Şekil 8.31 detaylı bir şekilde incelendiğinde bijon bölgesindeki plastik zorlanmanın 14ms sonra başladığı ve daha sonra artarak devam ettiği görülmüştür. Analiz sonucunda ise maksimum değere ulaşmış ve azalmaya başlamıştır. Analiz süresince jantta oluşan çökme miktarı ise görsel olarak aşağıdaki şekillerde görülebilir.



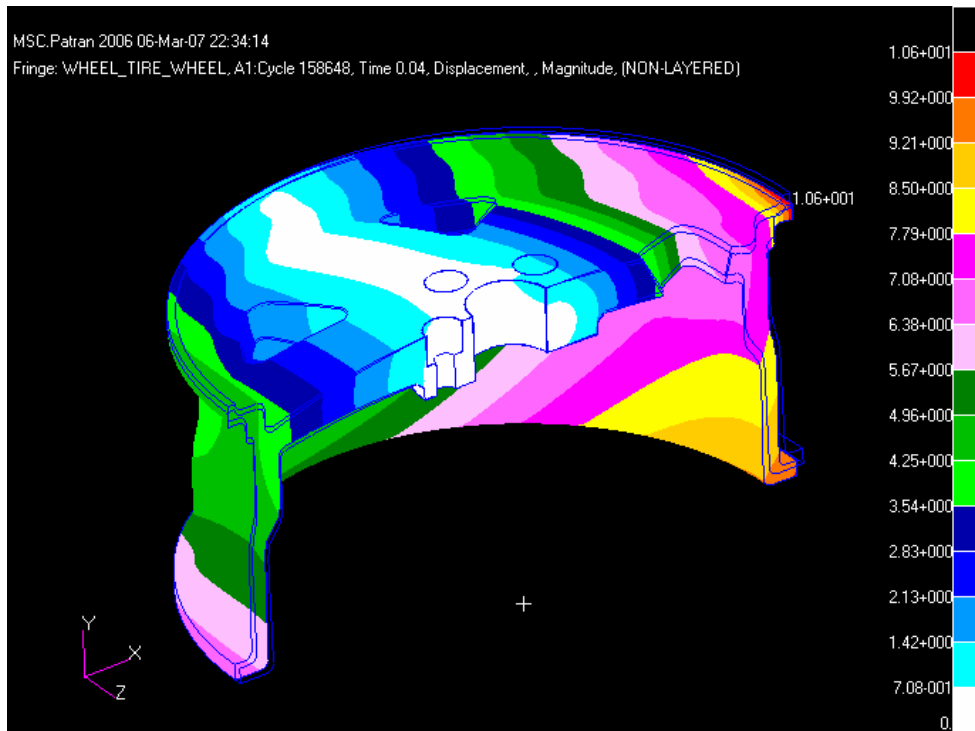
Şekil 8.32. 10ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 0.788mm



Şekil 8.33. 20ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 12.8mm



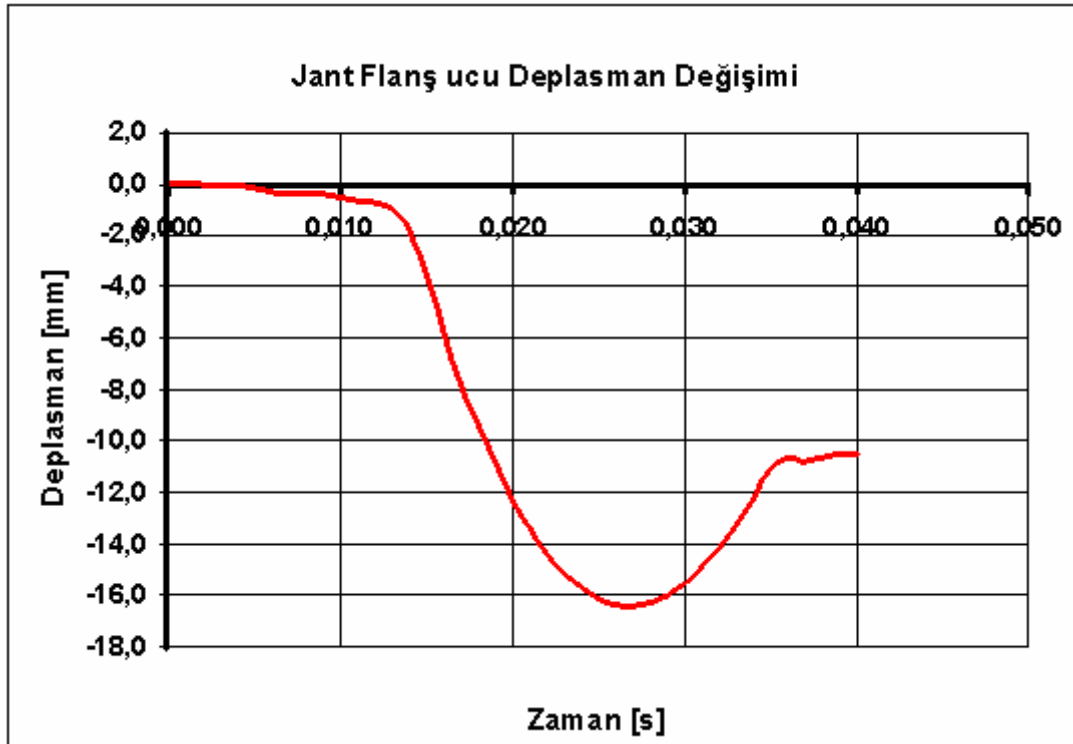
Şekil 8.34. 30ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 15.7mm



Şekil 8.35. 40ms Sonra Oluşan Çökme Miktarı 10.6mm

8.7. Analiz Boyunca Jant Ucundaki Deplasman Değişimi

Analiz boyunca vurucu kütle jant ile temas ettiği flanş bölgesindeki çökme miktarındaki değişim aşağıdaki grafikte verilmiştir.

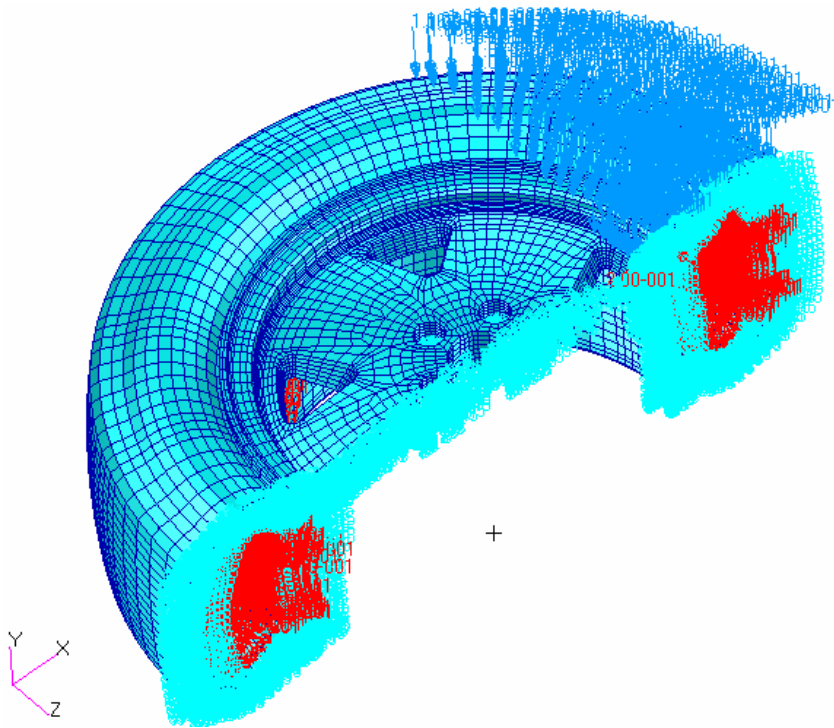


Şekil 8.36. 40ms Boyunca Jant Flanş Ucundaki Deplasman Değişimi

Deplasman değişimi incelendiğinde maksimum çökmenin 27ms sonra olduğu görülmüştür. Maksimum çökme değeri ise -16.42 mm dir. Darbe testini uygulanmış firmalardan edinilen tecrübeler göre 8mm den sonraki çökmelerde kalıcı hasar olduğu bilinmektedir. Sonlu elemanlar analizi ile elde edinilen bu bilgiler gerçek testlerde oluşan hasar bölgeleri ile kıyaslanmıştır.

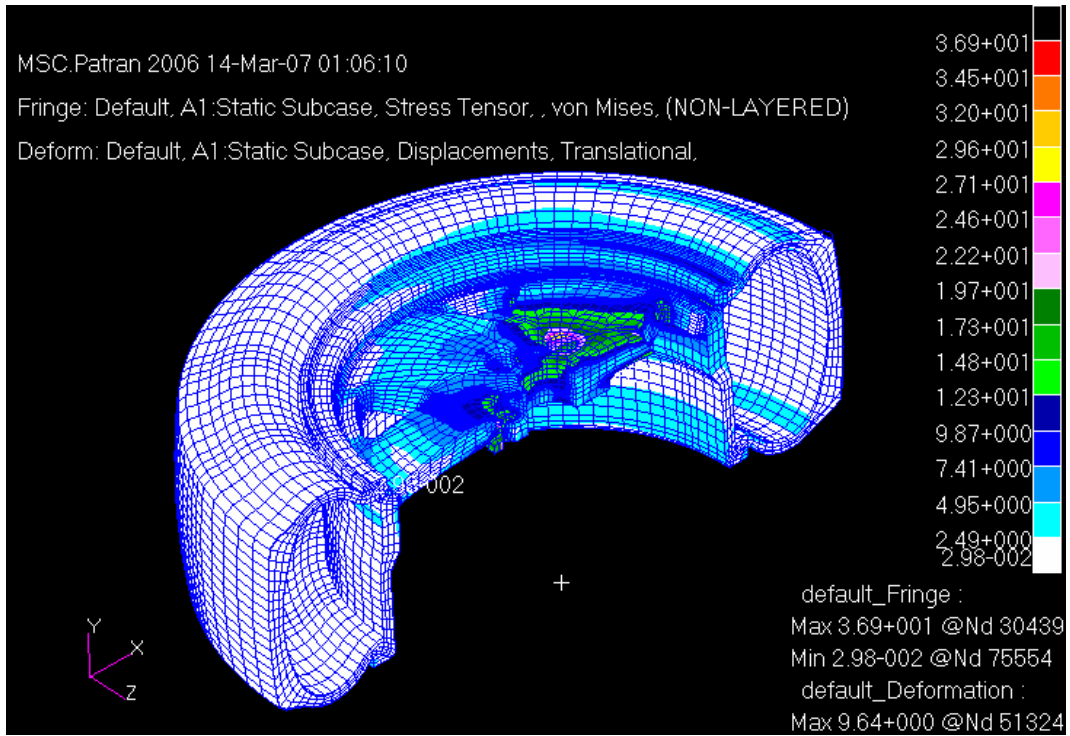
8.8. Statik Analiz

Dinamik test sonucunda dinamik gerilme değerleri elde edilmiştir. Aynı test statik yük altında analiz edilerek dinamik çarpanın bulunması hedeflenmiştir. Statik analiz için kullanılan yöntem ise aynı modele vurucunun izdüşümü kadarlık bir bölgeye vurucunun serbest bırakıldığı andan temas anındaki serbest düşme kuvvetinin toplam yük olarak etki ettirilmesi ile yapılmıştır.

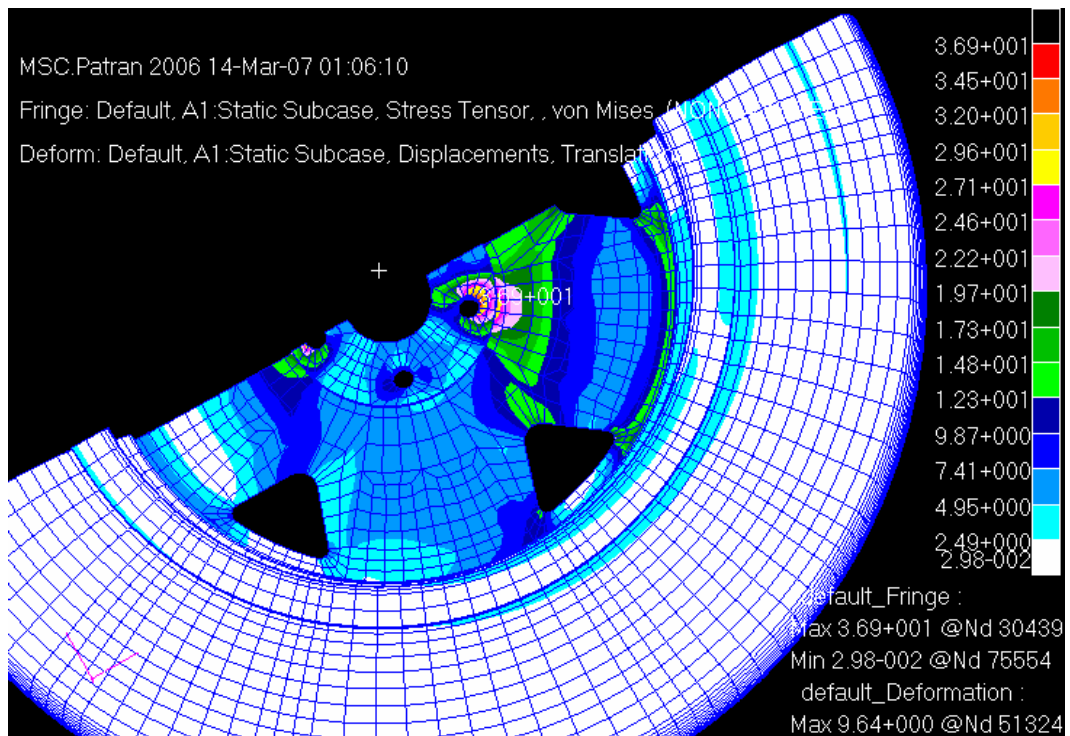


şekil 8.37. Statik Test Koşulları

Statik test için aynı sınır koşulları kullanılmış bunun yanında statik kuvvet ise $F = m \cdot a$ formülünden yararlanılarak hesaplanılmıştır. Serbest düşmeye maruz cisimlerin ivmesi yerçekimi ivmesine eşittir. Buradan hareketle 500kg lık kütleyle sahip bir cismin 9.81 m/s^2 lik ivme ile etki edeceği kuvvet $500 \times 9,81 = 4955 \text{ N}$ dur. Statik analiz MD NASTRAN yazılımında gerçekteşirilmifitir. Statik analiz sonrasında elde edilen maksimum Von – Mises gerilmesi aşağıdaki şekilde görölmektedir.



Şekil 8.38. Statik Test Sonuçları I



Şekil 8.39. Statik Test Sonuçları II

8.9. Dinamik Çarpanın Tayin Edilmesi

Statik sonuçlar incelendiğinde maksimum gerilme bölgesinin dinamik sonuçlar ile tamamen aynı denilebilecek seviyede yakın olduğu görülmüştür. Fakat statik gerilme değerleri beklenildiği gibi dinamik gerilme mertebelerine ulaşamamıştır. Statik sonuçlar sonrasında bijon bölgesinde oluşan maksimum gerilme değeri 36.9 MPa dır. Buna göre BÖLÜM 3'te anlatılan dinamik gerilmeler ile statik gerilmeler arasındaki ilişki bağıntısı kullanılarak dinamik çarpan katsayısı elde edilmeye çalışılmıştır. Bijon bölgesindeki maksimum dinamik gerilme değeri 208 MPa ve aynı bölge için elde edilen maksimum statik gerilme ise 36.9MPa olduğuna göre dinamik çarpan

$$\varphi = \frac{\sigma_{dinamik}}{\sigma_{statik}} \text{ idi, buradan: } \varphi = \frac{208}{36.9} = 5.63$$

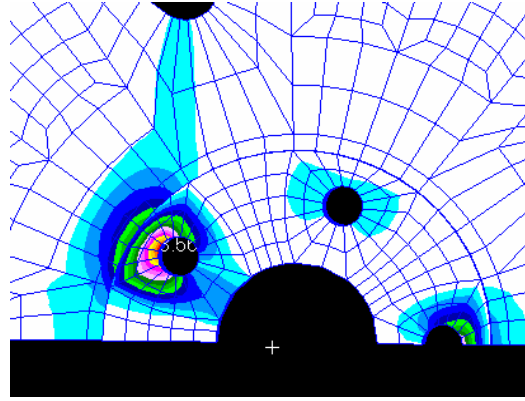
Olarak elde edilir. Fakat bu değer maksimum dinamik gerilmenin olduğu zaman dilimi için hesaplanmıştır. Farklı zaman aralıklarında dinamik gerilmenin değişeceği bilindiği için dinamik çarpanın da değişebileceği unutulmamalıdır. Ani darbelerde elde edilen formüllerde ise dinamik çarpanın statik gerilmenin 2 katı olacağı daha önce vurgulanmıştır. Farklı zaman aralıklarında hesaplanan dinamik çarpanlar ise aşağıdaki tabloda listelenmiştir.

Tablo 8.1. Dinamik Çarpan Katsayıları

| Zaman [ms = 10 ⁻³ s] | Dinamik Çarpan Değeri |
|---------------------------------|-----------------------|
| 10ms | 75.9 / 36.9 = 2.05 |
| 20ms | 192 / 36.9 = 5.2 |
| 30ms | 187 / 36.9 = 5.06 |
| 40ms | 202 / 36.9 = 5.47 |

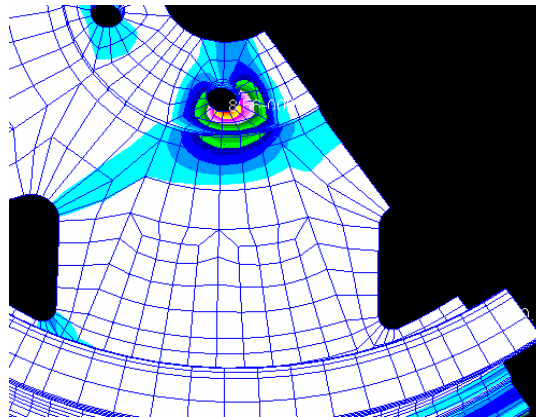
8.10. Sonlu Elemanlar Sonuçlarının Kıyası

Gerçek bir otomobil jantı darbe testinde ise çatlak oluşumu bölgeleri olarak bu bölgelerin olacağı tahmin edilmektedir. Alüminyum alaşımını aynı malzemeden üretilmiş Jant üretici firmadan alınan jant darbe test sonuçları ile analiz sonuçları kıyaslandığında aynı bölgelerde çatlak oluştuğu görülmüştür.



Şekil 8.40. Sonlu Elemanlar Çatlak Bölgesi I

Darbe testi sonrasında jant bijon bölgeleri ile ayakların kesiştiği bölgelerden kırılmaya başlamıştır. Sonlu elemanlar ile sonuçların karşılaştırılması bakımından bazı jantlarda aynı darbe testine tabi tutulmuştur.



Şekil 8.41. Sonlu Elemanlar Çatlak Bölgesi II

Bazı diğer testlerden elde edilen test sonuçları ise aşağıda görülmektedir.



şekil 8.42. ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü I



şekil 8.43. ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü II



Şekil 8.44. ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü III



Şekil 8.45. ISO Darbe Testi Sonrasında Jantların Görünümü IV

Testlerden de anlaşılacağı üzere bijon bölgeleri ve flanş ayakları tasarımda büyük önem kazanmaktadır. Düşük ayak profil kesitlerine sahip jantların testi geçmesi mümkün olmamıştır.

BÖLÜM 9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma sonrasında elde edilen sonuçlar, darbe gibi dinamik kuvvetlerin etkisi altında kalan mühendislik problemlerinin hesaplama metodlarına bir bakış açısı getirmiştir.

A360 alüminyum alaşımlı jant modeli için yapılan darbe simülasyonu sonrasında akma sınırının geçildiği görülmüştür. Dolayısı ile plastik zorlanma etkileri tartışılmıştır. Darbe testi analizleri sonrasında maksimum gerilmenin ve 26ms sonra olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca jant flanşına ait maksimum deplasman miktarının 16.42mm olduğu görülmüştür. Jant darbe testinde flanştaki çökme miktarının 8 ile 10 mm den sonra jant üzerinde çatlak olduğu gözlemlenmiştir.

Dinamik analiz sonucunda elde edilen maksimum gerilme değerinin 208MPa olduğu görülmüştür. Bu gerilme değeri jant malzemesinin akma gerilmesinin üstündedir. Bu çalışmada değinilen dinamik kuvvetler ile statik kuvvetler arasındaki ilişkiye ait teorileri desteklemek bakımından statik analizler yapılmıştır. Statik analiz sonucunda elde edilen maksimum gerilme değeri ile dinamik gerilme bölgelerinin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Statik analiz sonrasında elde edilen maksimum gerilme değeri 36.9 MPa dır. Modelin dinamik çarpan katsayısı farklı zaman dilimlerinde elde edilmiştir. 10ms sonra dinamik çarpan 2 iken maksimum dinamik gerilme zamanında dinamik çarpan 5.63 mertebelerine ulaşmıştır. Dinamik analizlerin yapılamadığı noktalarda alüminyum alaşımlı jantlar için bu katsayılar kullanılabilir.

Bu bilgiler ışığında dinamik yüke maruz sistemlerde dinamik kuvvetlerin doğuracağı etkinin statik kuvvetlerden oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Tasarım süresince bu bilgiler dikkate alınmalıdır. Jant üretiminde kullanılan malzemenin akma özellikleri 208 MPa' dan daha yüksek tutulmalıdır. Tasarımın sonunda elde edilen

ürünler darbe testi ekipmanına da ihtiyaç duymadan bu çalışmada anlatılan yöntemler ile bilgisayar ortamında benzetimi ve mühendislik analizleri yapılarak darbe testi sonuçları elde edilebilir ve gerektiği takdirde tasarım değişikliğine gidilebilir.

Bu çalışmanın ardından jantlar üzerine diğer çalışmalar yapılabilir. Bu çalışma da değinilmeyen jantların yorulma etkileri üzerinde durulabilir. Yorulma etkileri çalışmaları deneysel sonuçlar ile desteklenmeli ve ürünün tasarımına katkıda bulunmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] MSC.Dytran® Theory Manual Version 2005.
- [2] JOHN C. S., An Investigation Of Stress And Displacement Distribution In A Aluminum Alloy Automobile Rim. *In Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Doctor of Philosoph*, The Graduate Faculty of The University of Akron, May 2000; pp. 1-43.
- [3] SAYMAN,O. Ve KARAKUZU R. Mukavemet II, D.E.Ü Makine Mühendisliği Bölümü, 1994.
- [4] BEER, F., P. Ve JOHNSTON, E., R., Jr., Mechanics of Materials, Second Edition in SI unit, Mc. Graw Hill Book Company.
- [5] CERİT M., Mukavemet Ders Notları, S.A.Ü Makine Mühendisliği Bölümü, SAKARYA, 2003.
- [6] Nas 101 Seminar Notes, Basic MSC.Nastran Linear Static and Normal Modes Analysis, November 2000 U.S.A. M.S.C Corp.
- [7] K.S. TAN, S.V. WONG, R.S. RADİN UMAR, A.M.S. HAMOUDA, N.K. GUPTA, An Experimental Study of Deformation Behaviour of Motorcycle Front Wheel- Tyre Assembly Under Frontal Impact Loading, *International Journal of Impact Engineering*, Received 20 January 2005.
- [8] TAWFİK K., HALİL, PAUL DU BOIS, Finite Element Analytical Techniques and Applications to Structural Design, *Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection*, pp. 111-158.
- [9] LS-DYNA® User's Guide.
- [10] www.matweb.com
- [11] Modeling of Pneumatic Tires by a Finite Element Model for the Development a Tire Friction Remote Sensor H. Holscher 1, M. Tewes, N. Botkin, M. Löhndorf, K.-H. Hoffmann, and E. Quandt Center of Advanced European Studies and Research (caesar), Ludwig-Erhard-Allee 2, 53175 Bonn, Germany
- [12] Motorcycle Tire Crash Analysis, Shigeru Fujii
Dynamics Department Advanced Technology Research Division

- [13] G. E. MASE, G. T. MASE, Continuum Mechanics for Engineers, Second Edition, 1999 by CRC Press LLC.
- [14] GEORGE Z. VOYIADJIS, PETER I. KATTAN, Damage Mechanics, 2005 by Taylor & Francis Group, LLC
- [15] K. MENARD, Dynamic Mechanical Analysis: A Practical Introduction, 1999 CRC Press LLC
- [16] M. HUANG, Vehicle Crash Mechanics, CRC PRESS Boca Raton London New York Washington, D.C.
- [17] ROBERT S., NAIYI LI, WILLIAM AL., HENRY HU, Dynamic Side Impact Simulation Of Aluminum Wheels Incorporating Material Property Variations. *In Aluminum 2004 Edited by Subodh K. Das TMS (The Minerals, Metals & Materials Society)*, U.S.A. 2004.
- [18] GORDON XU, Aluminium Wheel Design to Meet Impact Requirement, 2000 *iSIGHT Conference, Optimal CAE Inc.*, pp.1-13.
- [19] J. STEARNS, T.S. SRIVATSAN, A. PRAKASH, P.C. LAM Modeling the Mechanical Response of an Aluminum Alloy Automotive Rim, *Materials Science and Engineering A366 (2004) 262–268* , Department of Mechanical Engineering, The University of Akron, Akron, OH 44325-3903, U.S.A
- [20] LS-DYNA® Theoretical Manual May 1998. LSTC

EKLER

Ek A. Dytran Input Verisi

Patran yazılımında oluşturulan darbe testinin dinamik modeline ait Dytran (dat dosyası) yazılımının çözdüğü input verisinin bir kısmı aşağıda yer almaktadır.

```
START
TIME=9999999
CEND
ENDTIME=0.040
ENDSTEP=9999999
CHECK=NO
TITLE= Jobname is: wheel
TLOAD=1
TIC=1
SPC=1
$ Output result for request: imp_velocity
TYPE (imp_velocity) = TIMEHIS
GRIDS (imp_velocity) = 1
SET 1 = 45907 THRU 46767
GPOUT (imp_velocity) = XVEL YVEL ZVEL RVEL
TIMES (imp_velocity) = 0 THRU END BY 0.00015
SAVE (imp_velocity) = 10000
$ Output result for request: tire_wheel
TYPE (tire_wheel) = ARCHIVE
ELEMENTS (tire_wheel) = 2
SET 2 = 2583 THRU 4155 12524 THRU 18815 18816 THRU 29275
ELOUT (tire_wheel) = TXX TYY TZZ TXY TYZ TZX EFFSTS EFFPLS
```

```

TIMES (tire_wheel) = 0 THRU END BY 0.00015
SAVE (tire_wheel) = 10000
$----- Parameter Section -----
PARAM,CONTACT,THICK,0.0
PARAM,INISTEP,1e-9
PARAM,MINSTEP,1e-10
PARAM,STEPFCT,0.9
$----- BULK DATA SECTION -----
BEGIN BULK
INCLUDE wheel.bdf
$ ----- GRAVITATION -----
TLOAD1    1    444        0
GRAV      444        -9810        1
$
$===== PROPERTY SETS =====
$
$      * impactor *
$
PSHELL    1    3    636
$
$      * tire *
$
PSOLID    2    2
$
$      * wheel *
$
PSOLID    3    1
$
CORD2R    1    0 184.75 295.75    0 185.724 295.525    0+
+    184.75 295.75    -1
$
$===== MATERIAL DEFINITIONS =====
$
$

```

```

$ ----- Material aluminium id =1
DYMAT24    12.75e-09  75000    .3          +
+         165    513
$
$ ----- Material rubber id =2
RUBBER1    2  2e-09    14    21    .45          +
+             DYNA
$
$ ----- Material matrig id =3
MATRIG     37.85e-09  200000    .3
$
$ ===== Load Cases =====
$
$
$ ----- Rigid Body Object impactor -----
$ ---- No reference node is used.
TLOAD1     1    9        12
FORCE      9  MR3        1    0        0
TLOAD1     1  1009       12
MOMENT     1009  MR3        1    0    0    0
$
$ ----- Initial Velocity BC ini_vel -----
SET1       3  46145  THRU  46767  45907  THRU  46144
TICGP      1    3  CID1    1  YVEL -2124.3
$
$ ----- Contact : tireself
$
CONTACT    14  SURF        1        .3          +
+         V4  TOP
$
$ Self Contact Surface for tireself
$
SURFACE    1        SEG    1
CFACE     1    1  13911    4

```

| | | | | |
|-------|----|---|-------|---|
| CFACE | 2 | 1 | 13911 | 3 |
| CFACE | 3 | 1 | 13912 | 2 |
| CFACE | 4 | 1 | 13912 | 5 |
| CFACE | 5 | 1 | 13912 | 1 |
| CFACE | 6 | 1 | 13912 | 6 |
| CFACE | 7 | 1 | 13912 | 4 |
| CFACE | 8 | 1 | 13912 | 3 |
| CFACE | 9 | 1 | 13913 | 2 |
| CFACE | 10 | 1 | 13913 | 5 |
| CFACE | 11 | 1 | 13913 | 1 |
| CFACE | 12 | 1 | 13913 | 6 |
| CFACE | 13 | 1 | 13913 | 4 |
| CFACE | 14 | 1 | 13913 | 3 |
| CFACE | 15 | 1 | 13914 | 2 |
| CFACE | 16 | 1 | 13914 | 5 |
| CFACE | 17 | 1 | 13914 | 1 |
| CFACE | 18 | 1 | 13914 | 6 |
| CFACE | 19 | 1 | 13914 | 4 |
| CFACE | 20 | 1 | 13914 | 3 |
| CFACE | 21 | 1 | 13915 | 2 |
| CFACE | 22 | 1 | 13915 | 5 |
| CFACE | 23 | 1 | 13915 | 1 |
| CFACE | 24 | 1 | 13915 | 6 |
| CFACE | 25 | 1 | 13915 | 4 |
| CFACE | 26 | 1 | 13915 | 3 |
| CFACE | 27 | 1 | 13916 | 2 |
| CFACE | 28 | 1 | 13916 | 5 |
| CFACE | 29 | 1 | 13916 | 1 |
| CFACE | 30 | 1 | 13916 | 6 |
| CFACE | 31 | 1 | 13916 | 4 |
| CFACE | 32 | 1 | 13916 | 3 |
| CFACE | 33 | 1 | 13917 | 2 |
| CFACE | 34 | 1 | 13917 | 5 |
| CFACE | 35 | 1 | 13917 | 1 |

| | | | | |
|-------|----|---|-------|---|
| CFACE | 36 | 1 | 13917 | 6 |
| CFACE | 37 | 1 | 13917 | 4 |
| CFACE | 38 | 1 | 13917 | 3 |
| CFACE | 39 | 1 | 13918 | 2 |
| CFACE | 40 | 1 | 13918 | 5 |
| CFACE | 41 | 1 | 13918 | 1 |
| CFACE | 42 | 1 | 13918 | 6 |
| CFACE | 43 | 1 | 13918 | 4 |
| CFACE | 44 | 1 | 13918 | 3 |
| CFACE | 45 | 1 | 13919 | 2 |
| CFACE | 46 | 1 | 13919 | 5 |
| CFACE | 47 | 1 | 13919 | 1 |
| CFACE | 48 | 1 | 13919 | 6 |
| CFACE | 49 | 1 | 13919 | 4 |
| CFACE | 50 | 1 | 13919 | 3 |
| CFACE | 51 | 1 | 13920 | 2 |
| CFACE | 52 | 1 | 13920 | 5 |
| CFACE | 53 | 1 | 13920 | 1 |
| CFACE | 54 | 1 | 13920 | 6 |
| CFACE | 55 | 1 | 13920 | 4 |
| CFACE | 56 | 1 | 13920 | 3 |
| CFACE | 57 | 1 | 13921 | 2 |
| CFACE | 58 | 1 | 13921 | 5 |
| CFACE | 59 | 1 | 13921 | 1 |
| CFACE | 60 | 1 | 13921 | 6 |
| CFACE | 61 | 1 | 13921 | 4 |
| CFACE | 62 | 1 | 13921 | 3 |
| CFACE | 63 | 1 | 13922 | 2 |
| CFACE | 64 | 1 | 13922 | 5 |
| CFACE | 65 | 1 | 13922 | 1 |
| CFACE | 66 | 1 | 13922 | 6 |
| CFACE | 67 | 1 | 13922 | 4 |
| CFACE | 68 | 1 | 13922 | 3 |
| CFACE | 69 | 1 | 13923 | 2 |

CFACE 70 1 13923 5
 CFACE 71 1 13923 1
 CFACE 72 1 13923 6
 CFACE 73 1 13923 4
 CFACE 74 1 13923 3
 CFACE 46969 1 18815 3
 CFACE 46970 1 18815 5

\$

\$ ----- Contact : imp_tire

\$

CONTACT 15 GRID SURF 4 2 .3 +
 + V4 BOTH

\$

\$ Slave contact surface for imp_tire

\$

SET1 4 45514 THRU 45746 45748 45749 45750 45752+
 + 45753 45754 45756 45757 45758 45760 45761 45762+
 + 45764 45765 45766 45768 45769 45770 45772 45773+
 + 45774 45776 45777 45778 45780 45781 45782 45784+
 + 45785 45786 45788 45789 45790 45792 45793 45794+
 + 45796 45797 45798 45800 45801 45802 45804 45805+
 + 45806 45812 THRU 45826 45832 THRU 45846 45852+
 + THRU 45866 45872 THRU 45886 45892 THRU 45906+
 + 45063 THRU 45281 45287 THRU 45301 45307 THRU+
 + 45321 45327 THRU 45341 45343 45344 45346 45347+
 + 45349 45350 45352 45353 45355 THRU 45361 45367+
 + THRU 45376 45378 45379 45381 45382 45384 45385+
 + 45387 45388 45390 45391 45397 THRU 45406 45408+
 + 45409 45411 45412 45414 45415 45417 45418 45420+
 + 45421 45427 THRU 45513 44624 THRU 44632 44636+
 + THRU 44644 44648 THRU 44722 44726 THRU 44734+
 + 44738 THRU 44746 44750 THRU 44758 44760 44761+
 + 44763 44764 44766 THRU 44770 44774 THRU 44779+
 + 44781 44782 44784 44785 44787 44788 44792 THRU+

+ 44797 44799 44800 44802 44803 44805 44806 44810+
+ THRU 45062 44176 THRU 44287 44289 44290 44291+
+ 44293 44294 44295 44297 44298 44299 44301 44302+
+ 44303 44305 44306 44307 44309 44310 44311 44313+
+ 44314 44315 44317 44318 44319 44321 44322 44323+
+ 44327 THRU 44335 44339 THRU 44347 44351 THRU+
+ 44359 44363 THRU 44371 44375 THRU 44560 44562+
+ 44563 44564 44566 44567 44568 44570 44571 44572+
+ 44574 44575 44576 44578 44579 44580 44582 44583+
+ 44584 44586 44587 44588 44590 44591 44592 44594+
+ 44595 44596 44600 THRU 44608 44612 THRU 44620+
+ 43743 THRU 43978 43982 THRU 43990 43994 THRU+
+ 44002 44006 THRU 44014 44016 44017 44019 44020+
+ 44022 THRU 44026 44030 THRU 44035 44037 44038+
+ 44040 44041 44043 44044 44048 THRU 44053 44055+
+ 44056 44058 44059 44061 44062 44066 THRU 44175+
+ 43337 THRU 43742 42899 THRU 42997 42999 43000+
+ 43001 43003 43004 43005 43007 43008 43009 43011+
+ 43012 43013 43015 43016 43017 43019 43020 43021+
+ 43023 43024 43025 43027 43028 43029 43031 43032+
+ 43033 43035 43036 43037 43039 43040 43041 43043+
+ 43044 43045 43050 THRU 43061 43066 THRU 43077+
+ 43082 THRU 43093 43098 THRU 43109 43114 THRU+
+ 43336 42457 THRU 42625 42630 THRU 42641 42646+
+ THRU 42657 42662 THRU 42673 42675 42676 42678+
+ 42679 42681 42682 42684 THRU 42689 42694 THRU+
+ 42701 42703 42704 42706 42707 42709 42710 42712+
+ 42713 42718 THRU 42725 42727 42728 42730 42731+
+ 42733 42734 42736 42737 42742 THRU 42898 42004+
+ 42006 42007 42008 42010 42011 42012 42014 42015+
+ 42016 42018 42019 42020 42022 42023 42024 42028+
+ THRU 42036 42040 THRU 42048 42052 THRU 42060+
+ 42064 THRU 42072 42076 THRU 42150 42154 THRU+
+ 42162 42166 THRU 42174 42178 THRU 42186 42188+

```

+ 42189 42191 42192 42194 THRU 42198 42202 THRU+
+ 42207 42209 42210 42212 42213 42215 42216 42220+
+ THRU 42225 42227 42228 42230 42231 42233 42234+
+ 42238 THRU 42456 41562 THRU 41683 41685 41686+
+ 41687 41689 41690 41691 41693 41694 41695 41697+
+ 41698 41699 41701 41702 41703 41705 41706 41707+
+ 41709 41710 41711 41713 41714 41715 41717 41718+
+ 41719

```

\$

\$ Master contact surface for imp_tire

\$

```

SURFACE 2 ELEM 5
SET1 5 29276 THRU 30075

```

\$

\$ ----- Pressure BC tire_pressure -----

```

TLOAD1 1 16 0
PLOAD 16 .2 5347 5348 5557 5556
PLOAD 16 .2 5348 5349 5559 5557
PLOAD 16 .2 5349 5350 5561 5559
PLOAD 16 .2 5350 5351 5563 5561
PLOAD 16 .2 5351 5352 5565 5563
PLOAD 16 .2 5352 5353 5567 5565
PLOAD 16 .2 5353 5354 5569 5567
PLOAD 16 .2 5357 5358 5577 5575
PLOAD 16 .2 5358 5359 5579 5577
PLOAD 16 .2 5359 5360 5581 5579
PLOAD 16 .2 6711 6713 7094 7092
PLOAD 16 .2 6713 6715 7096 7094
PLOAD 16 .2 6715 6717 7098 7096
PLOAD 16 .2 6717 6719 7100 7098
PLOAD 16 .2 6719 6721 7102 7100

```

\$

\$

ENDDATA

Ek B. Statik Analiz Verisi

Patran yazılımında oluşturulan darbe testinin statik modeline ait Nastran (bdf dosyası) yazılımının çözdüğü input verisinin bir kısmı aşağıda yer almaktadır.

```

$ NASTRAN input file created by the MSC MSC.Nastran input file
$ translator ( MSC.Patran 14.0.018 ) on March 14, 2007 at 00:48:44.
$ Direct Text Input for Nastran System Cell Section
$ Direct Text Input for File Management Section
$ Linear Static Analysis, Database
SOL 101
$ Direct Text Input for Executive Control
CEND
TITLE = MSC.Nastran job created on 14-Mar-07 at 00:35:33
ECHO = NONE
$ Direct Text Input for Global Case Control Data
SUBCASE 1
  TITLE=This is a default subcase.
  SPC = 2
  LOAD = 2
  DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
  SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
  STRESS(SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
$ Direct Text Input for this Subcase
BEGIN BULK
PARAM POST 0
PARAM PRTMAXIM YES
$ Direct Text Input for Bulk Data
$ Elements and Element Properties for region : oz1
PSOLID 1 1 0
$ Pset: "oz1" will be imported as: "psolid.1"
CHEXA 18816 1 29733 29754 29757 29734 29736 29763
      29766 29737

```

| | | | | | | | | |
|--------|-------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| CHEXA | 18817 | 1 | 29754 | 29755 | 29758 | 29757 | 29763 | 29764 |
| | | | 29767 | 29766 | | | | |
| CHEXA | 18818 | 1 | 29755 | 29756 | 29759 | 29758 | 29764 | 29765 |
| | | | 29768 | 29767 | | | | |
| CHEXA | 18819 | 1 | 29734 | 29757 | 29760 | 29735 | 29737 | 29766 |
| | | | 29769 | 29738 | | | | |
| CHEXA | 18820 | 1 | 29757 | 29758 | 29761 | 29760 | 29766 | 29767 |
| | | | 29770 | 29769 | | | | |
| CHEXA | 18821 | 1 | 29758 | 29759 | 29762 | 29761 | 29767 | 29768 |
| | | | 29771 | 29770 | | | | |
| CHEXA | 18822 | 1 | 29736 | 29763 | 29766 | 29737 | 29739 | 29772 |
| | | | 29775 | 29740 | | | | |
| CHEXA | 18823 | 1 | 29763 | 29764 | 29767 | 29766 | 29772 | 29773 |
| | | | 29776 | 29775 | | | | |
| CHEXA | 18824 | 1 | 29764 | 29765 | 29768 | 29767 | 29773 | 29774 |
| | | | 29777 | 29776 | | | | |
| CHEXA | 18825 | 1 | 29737 | 29766 | 29769 | 29738 | 29740 | 29775 |
| | | | 29778 | 29741 | | | | |
| CHEXA | 18826 | 1 | 29766 | 29767 | 29770 | 29769 | 29775 | 29776 |
| | | | 29779 | 29778 | | | | |
| CHEXA | 18827 | 1 | 29767 | 29768 | 29771 | 29770 | 29776 | 29777 |
| | | | 29780 | 29779 | | | | |
| CHEXA | 18828 | 1 | 29739 | 29772 | 29775 | 29740 | 29742 | 29781 |
| | | | 29784 | 29743 | | | | |
| CHEXA | 18829 | 1 | 29772 | 29773 | 29776 | 29775 | 29781 | 29782 |
| | | | 29785 | 29784 | | | | |
| CHEXA | 18830 | 1 | 29773 | 29774 | 29777 | 29776 | 29782 | 29783 |
| CPENTA | 48071 | 2 | 44765 | 44791 | 74678 | 45342 | 45392 | 74853 |
| CPENTA | 48072 | 2 | 44749 | 44773 | 74679 | 45322 | 45362 | 74854 |
| CPENTA | 48073 | 2 | 44599 | 74760 | 44647 | 45807 | 74935 | 45887 |
| CPENTA | 48074 | 2 | 44593 | 74758 | 44623 | 45787 | 74933 | 45847 |
| CPENTA | 48075 | 2 | 45342 | 45392 | 74853 | 45345 | 45393 | 75028 |
| CPENTA | 48076 | 2 | 45322 | 45362 | 74854 | 45323 | 45363 | 75029 |
| CPENTA | 48077 | 2 | 45807 | 74935 | 45887 | 45808 | 75110 | 45888 |

CPENTA 48078 2 45787 74933 45847 45791 75108 45848
 CPENTA 48079 2 45345 45393 75028 45348 45394 75203
 CPENTA 48080 2 45323 45363 75029 45324 45364 75204
 CPENTA 48081 2 45808 75110 45888 45809 75285 45889
 CPENTA 48082 2 45791 75108 45848 45795 75283 45849
 CPENTA 48083 2 45348 45394 75203 45351 45395 75378
 CPENTA 48084 2 45324 45364 75204 45325 45365 75379
 CPENTA 48085 2 45809 75285 45889 45810 75460 45890
 CPENTA 48086 2 45795 75283 45849 45799 75458 45850
 CPENTA 48087 2 45351 45395 75378 45354 45396 75553
 CPENTA 48088 2 45325 45365 75379 45326 45366 75554
 CPENTA 48089 2 45810 75460 45890 45811 75635 45891
 CPENTA 48090 2 45799 75458 45850 45803 75633 45851

\$ Referenced Material Records

\$ Material Record : alu

\$ Description of Material : Date: 13-Mar-07 Time: 23:45:33

MAT1 1 75000. .3 2.75-9

\$ Material Record : kaucuk

\$ Description of Material : Date: 13-Mar-07 Time: 23:45:33

MAT1 2 200. .4

\$ Nodes of the Entire Model

GRID 29733 192.134 228.445 -32.552
 GRID 29734 196.061 227.15 -33.1982
 GRID 29735 199.977 225.823 -33.842
 GRID 29736 191.089 224.686 -32.3861
 GRID 29737 195.203 223.449 -33.0672
 GRID 29738 199.308 222.179 -33.746
 GRID 29739 190.043 220.926 -32.2202
 GRID 29740 194.345 219.748 -32.9361
 GRID 29741 198.638 218.535 -33.6499
 GRID 29742 188.998 217.166 -32.0542
 GRID 29743 193.488 216.047 -32.805
 GRID 29744 197.968 214.891 -33.5538
 GRID 29745 187.953 213.406 -31.8883

| | | | | |
|------|-------|---------|---------|----------|
| GRID | 29746 | 192.63 | 212.346 | -32.6739 |
| GRID | 29747 | 197.299 | 211.248 | -33.4578 |
| GRID | 29748 | 186.908 | 209.647 | -31.7223 |
| GRID | 29749 | 191.772 | 208.645 | -32.5428 |
| GRID | 29750 | 196.629 | 207.604 | -33.3617 |
| GRID | 29751 | 185.862 | 205.887 | -31.5564 |
| GRID | 29752 | 190.915 | 204.944 | -32.4118 |
| GRID | 29753 | 195.959 | 203.96 | -33.2657 |
| GRID | 29754 | 190.823 | 228.632 | -36.5696 |
| GRID | 29755 | 188.205 | 229.24 | -39.8416 |
| GRID | 29756 | 184.723 | 230.152 | -42.0806 |
| GRID | 29757 | 194.703 | 227.243 | -38.9919 |
| GRID | 29758 | 192.576 | 227.552 | -44.4004 |
| GRID | 29759 | 189.92 | 228.018 | -49.2295 |
| GRID | 29760 | 198.53 | 225.823 | -41.4962 |
| GRID | 29761 | 196.79 | 225.823 | -49.0892 |
| GRID | 29762 | 194.76 | 225.823 | -56.6095 |
| GRID | 29763 | 189.886 | 224.85 | -36.0742 |

\$ Loads for Load Case : Default

SPCADD 2 1 3

LOAD 2 1. 1. 1

\$ Displacement Constraints of Load Set : fl

| | | | | | | | | | |
|------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| SPC1 | 1 | 123 | 30301 | 30303 | 30305 | 30307 | 30309 | 30311 | |
| | | 30313 | 30315 | 30317 | 30318 | 30321 | 30323 | 30325 | 30327 |
| | | 30328 | 30330 | 30332 | 30335 | 30339 | 30340 | 30341 | 30345 |
| | | 30346 | 30347 | 30351 | 30352 | 30353 | 30356 | 30359 | 30362 |
| | | 30385 | 30386 | 30397 | 30398 | 30399 | 30400 | 30401 | 30408 |
| | | 30409 | 30410 | 30415 | 30416 | 30427 | 30428 | 30429 | 30430 |
| | | 30431 | 30438 | 30439 | 30440 | 35410 | 35412 | 35414 | 35416 |
| | | 35418 | 35420 | 35422 | 35424 | 35426 | 35427 | 35430 | 35432 |
| | | 35434 | 35436 | 35437 | 35439 | 35441 | 35444 | 35447 | 35448 |
| | | 35451 | 35452 | 35455 | 35456 | 35459 | 35470 | 35471 | 35472 |
| | | 35473 | 35474 | 35479 | 35480 | 35483 | 35494 | 35495 | 35496 |
| | | 35497 | 35498 | 35503 | 35504 | 38116 | 38118 | 38120 | 38122 |

\$ Displacement Constraints of Load Set : f2

SPC1 3 345 30007 30009 30011 30013 30015 30017
 30019 30021 30023 30025 30027 30029 30031 30033
 30035 30037 30039 30041 30043 30045 30047
 SPC1 3 345 30062 THRU 30068
 SPC1 3 345 30083 THRU 30089
 SPC1 3 345 30098 30101 30103 30105 30107 30108
 SPC1 3 345 30110 THRU 30117
 SPC1 3 345 30132 30135 30138 30141 30144 30147
 30150 30441 30442 30443 30444 30445 30446 30453
 30454 30455 30456 30457 30458 30547 30550 30553
 30556 30559 30562 30565 30568 30571 30574 30577
 38124 38126 38128 38130 38132 38133 38136 38138
 SPC1 3 345 51450 51451 51452 51453 51457 51458
 51459 51460
 SPC1 3 345 75464 THRU 75638

\$ Pressures of Total Load Set : yuk

PLOAD4 1 19472 .134137 30824 30828
 0 0. -1. 0.
 PLOAD4 1 19473 .134137 30825 30829
 0 0. -1. 0.
 PLOAD4 1 19474 .134137 30827 30831
 0 0. -1. 0.
 PLOAD4 1 19475 .134137 30828 30832
 0 0. -1. 0.
 PLOAD4 1 19476 .134137 30830 30834
 0 0. -1. 0.
 PLOAD4 1 19477 .134137 30831 30835
 0 0. -1. 0.
 PLOAD4 1 20048 .134137 30833 31673
 0 0. -1. 0.

\$ Referenced Coordinate Frames

ENDDATA 4da3fe96

ÖZGEÇMİŞ

Özgür Alpan, 05.11.1981 de Sakarya' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sakarya'da tamamladı. 1999 yılında Anadolu İ.H.L., Edebiyat Bölümünden mezun oldu. 2000 yılında Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümüne girdi ve 2004 yılında mezun oldu. 2004 – 2005 yılları arasında Karmetal Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.'nde arge mühendisi olarak çalıştı. Bu süre içerisinde şirketin yeni ürün tasarımlarının yanı sıra ürün geliştirme de mühendislik simülasyonları metotlarını uygulamaya başladı. Şu anda Teknotasarım A.Ş.'de Sonlu Elemanlar Uzmanı ve Test Sistemleri Sorumlusu olarak görev yapmaktadır.