T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE KULLANILAN ÇELİKLERİN YORULMA HASARININ SAYISAL MODELLENMESİ

DOKTORA TEZİ

Süphan ERCAN

Enstitü Anabilim Dalı	**:**	**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**
Tez Danışmanı	**:**	**Prof. Dr. Mehmet FIRAT**

Haziran 2021

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE KULLANILAN ÇELİKLERİN YORULMA HASARININ SAYISAL MODELLENMESİ

DOKTORA TEZİ

Süphan ERCAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 25 / 06 /2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/~~oyçokluğu~~ ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı **Üye**

Üye

Üye **Üye**

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Süphan ERCAN

25.06.2021

TEŞEKKÜR

Doktara çalışmam süresince engin bilgilerini hiçbir zaman esirgemeyen danışman hocam Prof.Dr. Mehmet FIRAT'a hem verdiği desteklerden hem de tez çalışmam süresince bana kattığı akademik bilginin yanında iş ve sosyal yaşantıda nasıl bir insan olunması gerektiği hakkındaki yol göstermelerinden dolayı kendisine teşekkürü bir borç bilirim.

Tez izleme komitemde bulunan DoçDr.Mehmet Oğuz GÜLER ve Dr. Öğr.Üyesi Sunal Ahmet PARASIZ'a tez sürecinde vemiş oldukları katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Prof.Dr. İlyas UYGUR ve Dr. Öğr. Üyesi Emre ESENER'e tez savunma sınavıma katkıları ve değerli önerileri dolayısıyla teşekkür ederim.

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen endüstriyel uygulamadaki desteklerinden dolayı Yalçın METUÇİN ve Metin ÇALLI'ya teşekkür ederim.

Doktora çalışmaların süresince bana her zaman destek olan Dr. Öğr. Üyesi Bora ŞENER, Arş. Gör. Toros Arda AKŞEN ve Mak. Müh. Ali ÖKTEM'e teşekkür ederim.

Hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ve hep yanımda olan aileme teşekkürü borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ v
ŞEKİLLER LİSTESİ vi
TABLOLAR LİSTESİ x
ÖZET xi
SUMMARY xii

BÖLÜM 1.
GİRİŞ 1
1.1. Tez Çalışmasının Amacı 4
1.2. Tez Çalışmasının Ana Hatları 5

BÖLÜM 2.
ÇEVRİMSEL PLASTİSİTE 7
2.1. Deneysel Bulgular 9
2.1.1. Bauschinger etkisi 11
2.1.2. Çevrimsel yükleme altında pekleşme ve yumuşama 11
2.1.3. Massing hipotezi 15
2.1.4. Ortalama gerilme gevşemesi 16
2.1.5. Orantısal olmayan pekleşme 17
2.1.6. Çevrimsel sürünme 18
2.1.7. Değerlendirme 19
2.2. Akma Fonksiyonu ve Akma Yüzeyi 19
2.3. Akma Kriterleri 21
2.3.1. İzotropik pekleşme kabulü yapan akma kriterleri 22

2.3.2. Kinematik pekleşme kabulü yapan akma kriterleri 27
2.4. Değerlendirme..... 32

BÖLÜM 3.
HASAR KAVRAMI..... 34
3.1. Yükleme Çeşitleri 34
3.1.1. Statik yükleme 34
3.1.2. Değişken yükleme..... 35
3.1.3. Darbe yüklemesi 35
3.1.4. Sürünme 35
3.2. Statik Yükleme Sonucu Oluşan Hasarlar..... 35
3.2.1. Sünek malzemeler için maksimum kayma gerilmesi teorisi..... 37
3.2.2. Sünek malzemeler için şekil değiştirme enerjisi teorisi..... 37
3.2.3. Sünek malzemeler için Mohr teorisi 38
3.2.4. Sünek malzemeler için Coulomb-Mohr teorisi..... 38
3.2.5. Gevrek malzemeler için maksimum normal gerilme teorisi..... 39
3.2.6. Gevrek malzemeler için Mohr teorisi 40
3.2.7. Gevrek malzemeler için Coulomb-Mohr teorisi..... 41
3.3. Değişken Yükleme Sonucu Oluşan Yorulma Hasarı 41
3.3.1. Değişken gerilmeler..... 43
3.3.2. Gerilme ömür yaklaşımı 44
3.3.3. Gerinim ömür yaklaşımı 54
3.4. Değerlendirme..... 59

BÖLÜM 4.
ÇOK EKSENLİ YORULMA..... 61
4.1. Çok Eksenli Yükleme 61
4.2. Eşdeğer Gerinim Modelleri..... 62
4.2.1. Gerilme için ASME SEQA hasar modeli..... 62
4.2.2. Gerilme için ASME SALT hasar modeli 63
4.2.3. Gerinim için ASME SEQA hasar modeli..... 63
4.2.4. Gerinim için ASME SALT hasar modeli 64

4.3. Kritik Düzlem Modelleri 65
4.3.1. Smith-Watson-Topper (SWT) hasar modeli 66
4.3.2. Kayma gerinimi hasar modeli 67
4.3.3. Fatemi-Socie (FS) hasar modeli 68
4.4. Literatür Taraması 70
4.5. Değerlendirme 75

BÖLÜM 5.
YORULMA HASARI HESAPLAMA YÖNTEMİ 76
5.1. Yorulma Hasarı Hesaplama Yöntemi 79
5.2. Kullanıcı Tanımlı Alt Program Kullanımı 81
5.3. Gerinim-Ömür Bağıntısının Newton-Raphson Metodu ile Çözümü 83
5.4. Yorulma Hasarı Çözüm Şeması 87
5.5. Değerlendirme 90

BÖLÜM 6.
UYGULAMA ÖRNEKLERİ 91
6.1. Literatür Uygulamaları: Çentikli Numunelerde Yorulma Hasarı 91
6.1.1. Yumuşak çentikli numune 93
6.1.2. V çentikli numune 99
6.1.3. Yarı dairesel çentikli numune 105
6.1.4. Literatür uygulaması sonuçlarının değerlendirilmesi 112
6.2. Endüstriyel Uygulama: Yarı Bağımsız Arka Süspansiyon 113

BÖLÜM 7.
DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER 131
7.1. Değerlendirme 131
7.2. Gelecekte Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler 134

KAYNAKLAR 136
EKLER 142
ÖZGEÇMİŞ 211

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

AISI	: American Iron and Steel Institute
ASME	: The American Society of Mechanical Engineers
ASTM	: American Society for Testing and Materials
FS	: Fatemi-Socie
HDF	: Hierarchical Data Format
NASTRAN	: NASA Structural Analysis System
SAE	: Society of Automotive Engineers
SWT	: Smith–Watson–Topper
UMAT	: User-Defined Material Model

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Krank mili yorulma hasarı 1
Şekil 1.2. Bisiklet krank kolu yorulma hasarı 2
Şekil 1.3 Çelik köprü kirişlerinde yorulma hasarı 2
Şekil 2.1. Çentikli bölgede gerçekleşen gerilme yığılması 8
Şekil 2.2. Çekme yükü verilmiş basit delikli plaka 9
Şekil 2.3. Gerinim kontrollü çevrimsel yükleme 10
Şekil 2.4. Asimetrik gerinim kontrollü çevrimsel yükleme 10
Şekil 2.5. Bauschinger etkisi şematik gösterimi 11
Şekil 2.6. Çevrimsel yükleme altında pekleşen malzemeler için çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi 12
Şekil 2.7. Çevrimsel yükleme altında pekleşen malzemeler için gerilme genliği-çevrim sayısı eğrisi 13
Şekil 2.8. Çevrimsel yükleme altında yumuşayan malzemeler için çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi 13
Şekil 2.9. Çevrimsel yükleme altında yumuşayan malzemeler için gerilme genliği-çevrim sayısı eğrisi 14
Şekil 2.10. Çevrimsel karalı malzemeler için çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi .. 14
Şekil 2.11. Çevrimsel karalı malzemeler için gerilme genliği-çevrim sayısı eğrisi 15
Şekil 2.12. Massing davranışı şematik gösterimi 15
Şekil 2.13. 1070 çeliği için Massing olmayan davranış 16
Şekil 2.14. Asimetrik çevrimsel gerinim kontrollü yükleme 17
Şekil 2.15. Ortalama gerilme- çevrim sayısı eğrisi 17
Şekil 2.16. Orantısal ve orantısal olmayan yüklemeler için yükleme yolu 18
Şekil 2.17. AISI 304 paslanmaz çeliği için çevrimsel sürünme 19
Şekil 2.18. Akma Yüzeyi Şematiği 20

Şekil 2.19. Normalite kuralı şematik gösterimi 21
Şekil 2.20. Akma yüzeyinin plastik deformasyon ile genişlediği izotropik pekleşme ve karşılık gelen tek eksenli gerilme-gerinim eğrisi 22
Şekil 2.21. Tersine yükleme sonucu oluşan izotropik pekleşme ve karşılık gelen tek eksenli gerilme-gerinim eğrisi 23
Şekil 2.22. Üç boyutlu gerilme uzayında Tresca akma yüzeyi 24
Şekil 2.23. Üç boyutlu gerilme uzayında von Mises akma yüzeyi 25
Şekil 2.24. Düzlem gerilme için Tresca ve von Mises akma yüzeylerinin karşılaştırılması 26
Şekil 2.25. Üç boyutlu gerilme uzayında Drucker akma yüzeyi 27
Şekil 2.26. Akma yüzeyin taşıma ile x ötelendiği kinematik pekleşme, karşılık gelen tek eksenli gerilme-gerinim eğrisi ve Bauschinger etkisi 28
Şekil 2.27. Ziegler pekleşme modeli 29
Şekil 2.28. Satürasyon gerilmesi ve satürasyon oranı 30
Şekil 2.29. Karışık pekleşme modeli ve karşılık gelen gerilme-gerinim eğrisi. ... 30
Şekil 2.30. Pekleşme modül alanları ve karşılık gelen gerilme-gerinim eğrisi 31
Şekil 2.31. M=3 için Chaboche model parametreleri 32
Şekil 3.1. Gevrek ve sünek malzemeler için gerilme-gerinim eğrisi 36
Şekil 3.2. Genel gerilme durumu için Mohr hasar teorisi, sünek malzeme için ... 38
Şekil 3.3. Genel gerilme durumu için Coulomb-Mohr hasar teorisi, sünek malzeme için 39
Şekil 3.4. Maksimum normal gerilme hasar teorisi 40
Şekil 3.5. Genel gerilme durumu için Mohr hasar teorisi, gevrek malzeme için.. 40
Şekil 3.6. Genel gerilme durumu için Coulomb-Mohr hasar teorisi, gevrek malzeme için 41
Şekil 3.7. Yorulma aşamaları 42
Şekil 3.8. Örnek bir zamana bağlı dinamik gerilme grafiği 44
Şekil 3.9. R. R. Moore test numunesi 45
Şekil 3.10. Dönen mil test makinası 46
Şekil 3.11. UNS G41300 çeliği için S-N eğrisi 46
Şekil 3.12. Örnek bir alüminyum alaşımı için S-N eğrisi 47
Şekil 3.13. Ortalama gerilmenin yorulma ömrüne etkisi 48

Şekil 3.14. Haigh Diyagramı 48
Şekil 3.15. Ortalama gerilme modellerinin karşılaştırılması 49
Şekil 3.16. Eğilme ve eksenel yükler için q değeri 53
Şekil 3.17. Gerinim-ömür eğrisi 55
Şekil 4.1. SWT hasar modelinin yorulma çatlakları üzerindeki etkisi 66
Şekil 4.2. FS hasar modelinin yorulma çatlakları üzerindeki etkisi 69
Şekil 5.1. Monotonik düzlem dışı kesme yüküne maruz kalan şaft 77
Şekil 5.2. Neuber kuralı 78
Şekil 5.3. Tek değişkenli denklemlerin çözüm metotlarının sınıflandırılması. 80
Şekil 5.4. Kullanıcı alt programı etkileşimi 82
Şekil 5.5. Newton-Raphson metodu akış şeması. 85
Şekil 5.6. Tekrarlı çözüm akış şeması. 89
Şekil 6.1. Çalışma kapsamında kullanılan test numuneleri 92
Şekil 6.2. Yumuşak çentikli numune 1⁄4 yüzey modeli. 93
Şekil 6.3. Yumuşak çentikli numune üç boyutlu ağ modeli. 94
Şekil 6.4. Yumuşak çentikli numune sınır şartları. 94
Şekil 6.5. Yumuşak çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1. 95
Şekil 6.6. Yumuşak çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=-1. 96
Şekil 6.7. Yumuşak çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0. 98
Şekil 6.8. Yumuşak çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=0 98
Şekil 6.9. V çentikli numune 1⁄4 yüzey modeli. 99
Şekil 6.10. V çentikli numune üç boyutlu ağ modeli. 100
Şekil 6.11. V çentikli numune sınır şartları. 101
Şekil 6.12. V çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1. 102
Şekil 6.13. V çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=-1 102
Şekil 6.14. V çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0. 104
Şekil 6.15. V çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=0. 104
Şekil 6.16. Yarı dairesel çentikli numune 1⁄4 yüzey modeli. 106

Şekil 6.17. Yarı dairesel çentikli numune üç boyutlu ağ modeli. 106
Şekil 6.18. Yarı dairesel çentikli numune sınır şartları. 107
Şekil 6.19. Yarı dairesel çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1. 108
Şekil 6.20. Yarı dairesel çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=-1. 108
Şekil 6.21. Yarı dairesel çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0. 110
Şekil 6.22. Yarı dairesel çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=0. 110
Şekil 6.23. Yarı bağımsız arka süspansiyon 113
Şekil 6.24. Test düzeneğinde süspansiyonun konumu. 114
Şekil 6.25. Kullanılan burç ve yaylar. 115
Şekil 6.26. Yükün uygulandığı nokta. 116
Şekil 6.27. Süspansiyon yükleme şeması. 116
Şekil 6.28. Arka süspansiyon bir numaralı numune test sonucu. 118
Şekil 6.29. DOMEX 700 için gerilme-gerinim eğrisi 119
Şekil 6.30. Matlab eğri uydurma aracı. 120
Şekil 6.31. DOMEX 700 için satürasyon gerilmesi-gerinim eğrisi. 121
Şekil 6.32. Malzeme atanması ön görünüm. 122
Şekil 6.33. Malzeme atanması arka görünüm. 122
Şekil 6.34. Apex Modeler ağ yapısı ön görünüş. 123
Şekil 6.35. Apex Modeler ağ yapısı arka görünüş. 124
Şekil 6.36. Arka süspansiyon sonlu elemanlar modeli. 125
Şekil 6.37. ASME SEQA eşdeğer gerinim. 126
Şekil 6.38. ASME SEQA iç braket eşdeğer gerinim. 126
Şekil 6.39. ASME SEQA gerinim hasar modeli iç braket hasar oluşumu. 127
Şekil 6.40. Asal gerinim genliği. 129
Şekil 6.41. Asal gerinim genliği iç braket eşdeğer gerinim. 129
Şekil 6.42. Asal Gerinim için Fatemi-Socie hasar modeli iç braket hasar oluşumu. 130

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 3.1. Yüzey durumuna göre a ve b sabitleri 51
Tablo 3.2. Güvenilirlik faktörü 52
Tablo 6.1. FeP04 mekanik özellikleri 92
Tablo 6.2. Yumuşak çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=-1. 95
Tablo 6.3. Yumuşak çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=0..... 97
Tablo 6.4. V çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=-1..... 101
Tablo 6.5. V çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=0 103
Tablo 6.6. Yarı dairesel çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=-1 107
Tablo 6.7. Yarı dairesel çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=0 109
Tablo 6.8. Burç rijitlik değerleri 115
Tablo 6.9. Yay çanağı yayı 115
Tablo 6.10. Amartisör yayı 115
Tablo 6.11. Deplasman-zaman değişimi. 116
Tablo 6.12. Yorulma test sonucu. 117
Tablo 6.13. Malzeme mekanik özellikleri 118
Tablo 6.14. DOMEX 700 mekanik özellikleri..... 118
Tablo 6.15. DOMEX 700 için hypela2 parametreleri. 121
Tablo 6.16. ASME hasar modelleri yorulma ömrü ve bağıl hata 125
Tablo 6.17. Yorulma ömrü..... 127
Tablo 6.18. % Bağıl Hata..... 127

ÖZET

Anahtar kelimeler: Çevrimsel plastisite, yorulma hasarı, sonlu elemanlar analizi, kullanıcı tanımlı alt program.

Günümüzde makine elemanlarının ağırlıklı olarak maruz kaldığı yükleme tipi çok eksenli tekrarlı yüklemedir. Bu nedenle, yorulma sonucu oluşan hasarın tespit edilmesi özellikle endüstriyel açıdan önem arz etmektedir. Son yıllarda bilgisayar teknolojisinin gelişimi ile hasar tahminleri sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilmektedir. Bununla birlikte günümüzde hasar tahmini yapan sonlu elemanlar temelli yazılımlarda her bir yükleme durumu için ayrı analiz yapılması gerekmekte ayrıca çentik kökündeki gerilme-gerinim sonuçları için doğrusal elastik yaklaşımlar kullanmaktadır. Bu durum hasar tahminlerinde zaman ve hassasiyet kayıplarına neden olmaktadır.

Tez çalışması kapsamında yorulma hasarı ve çatlak başlangıcı tespiti için çevrimsel plastisiteyi içeren sonlu elemanlar tabanlı bir yöntem önerilmiştir. Önerilen yöntemin uygulanması kullanıcı tanımlı alt programlar vasıtası ile gerçekleştirilmektedir. Doktora tezi kapsamında getirilen temel yenilik önerilen yöntemin çevrimsel plastisite ve hasar teorilerinin birlikte kullanımına dayalı sonlu elemanlar analizlerinde denge ve bünye denklemlerinin tam çözümünü gerçekleştirebilmesidir. Aynı zamanda önerilen yöntem üniversal olup entegre edilen hasar modelleri gerek hacim merkezli kübik gerekse de yüzey merkezli kübik yapıda metal alaşımlarının yorulma ömrünün tahmininde kullanabilmektedir ve yönteme istenilen hasar modeli entegre edilebilmektedir.

Tez çalışması kapsamında ilk olarak çalışmada kullanılan çevrimsel plastisite ve hasar modelleri bir fortran kodu yardımı ile kullanıcı tanımlı alt programa entegre edilmiştir.

Önerilen yöntem öncelikle literatürde bilinen üç farklı deney numunesinin hasar tahminde uygulanmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda önerilen yöntemin farklı çentik geometrilerinde başarılı sonuçlar verdiği ve yöntemin geleneksel hasar tahmin yöntemlerine göre kolay uygulanabilir olduğu ve aynı anda birden fazla hasar modeli ile çözüm gerçekleştirebilmesi nedeni ile zaman kayıplarının önüne geçtiği ortaya konulmuştur. Son olarak, yöntemin endüstriyel bir parça üzerinde uygulaması gerçekleştirilerek karmaşık problemlerde de etkili sonuçlar verdiği tespit edilmiştir

NUMERICAL MODELING OF FATIGUE DAMAGE FOR AUTOMOTIVE STEELS

SUMMARY

Keywords: Cyclic plasticity, fatigue damage, finite element analysis, user defined subroutine.

Today, machine elements are predominantly exposed to multiaxial cyclic loading. For this reason, it is especially important from the industrial perspective to determine the damage caused by fatigue. In recent years, with the development of computer technology, damage estimations are carried out with the finite element method. However, nowadays, finite element-based software that makes damage prediction requires a separate analysis for each loading condition and also uses linear elastic approaches for stress-strain results at the root of the notch. This situation causes time and accuracy loss in damage estimations.

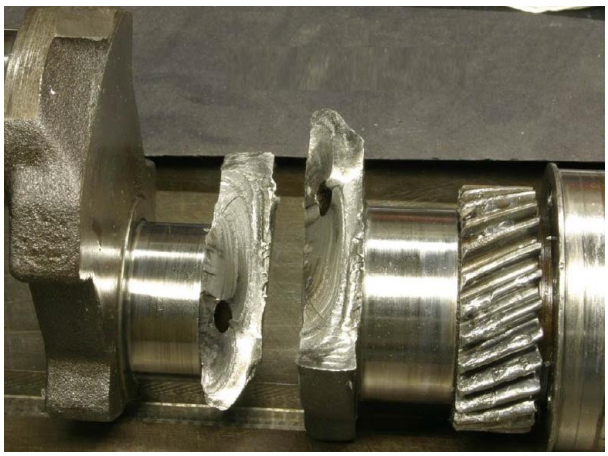
In the scope of this thesis, a finite element modelling method based on cyclic plasticity to determine fatigue damage and crack initiation is proposed. The proposed method is applied through utilization of user defined subroutines. The main innovation brought within the scope of the doctoral dissertation is that the proposed method can realize the complete solution of equilibrium and constitutive equations in finite element analysis based on the combined use of cyclic plasticity and damage theories. At the same time, the integrated damage models can be used to estimate the fatigue life of metal alloys in both body-centered cubic and face-centered cubic structures, and the desired damage model can be integrated into the method.

Within the scope of the thesis study, firstly, the cyclic plasticity and damage models used in the study were implemented into a user-defined subroutine with the help of a fortran code.

The proposed method was first applied in the damage estimation of three different test samples known in the literature. As a result of the studies carried out, it has been shown that the proposed method gives successful results in different notch geometries and the method can be applied easily compared to traditional damage estimation methods and it prevents time losses due to the fact that it can be solved with more than one damage model at the same time. As a last step the method is applied on an industrial part and it has been determined that the method is also applicable for complex problems.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Tekrarlı yük altında, çatlakların yavaşça ilerleyerek belirli bir kritik uzunluğa ulaşması sonucu oluşan hasar türüne yorulma denir [1]. Yorulma günümüzde havacılık ve otomotiv gibi sektörlerde kullanılan metal malzemelerde oluşan hasarın önemli bir kısmını teşkil etmektedir. Yorulma hasarı çatlak oluşumu ve yayılması sonucu meydana gelir [2]. Yorulma hasarını kolaylaştıran etkenler; şekil, yüzey durumu ve zorlanma şeklinden kaynaklanan dış etkenler ile malzeme durumundan kaynaklanan iç etkenler olarak ikiye ayrılabilir [3]. Çekme, basma, eğilme ve burulma için temel gerilme denklemlerinin geliştirilmesinde makine elemanlarının geometrik düzensizliklere sahip olmadığı varsayılır. Fakat elemanlarda kesit değişikliğine gitmeden makina tasarımı yapmak oldukça zordur [2]. Bu nedenle dolayı yorulma, güvenli ve ekonomik mekanik parça tasarımları için göz önüne alınması gereken kritik unsurlardan biridir. Şekil 1.1.'de bir araca ait krank milinin yorulma kaynaklı hasarı görülmektedir. Yorulma hasarı herhangi bir gerilme veya gerinim mertebesinde meydana gelebilir. Şekil 1.2.'de yorulma hasarı verilmiş olan bir bisiklete ait krank koluna gelen yükün, bir aracın krank miline gelen yükten daha düşük olduğu belirgindir.

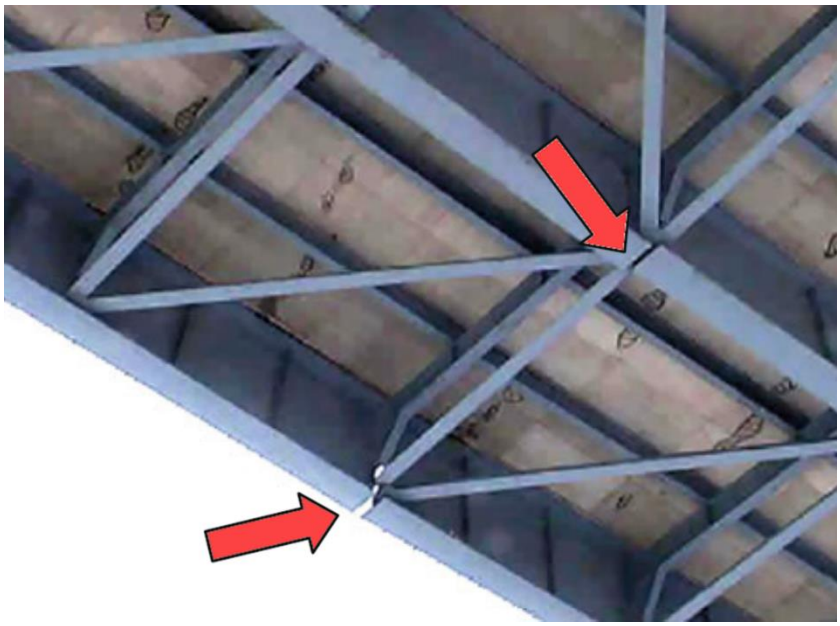


Şekil 1.1. Krank mili yorulma hasarı [4].



Şekil 1.2. Bisiklet krank kolu yorulma hasarı [4].

Yorulma hasarı endüstrinin hemen her alanında önem arz etmektedir. Yapılarda meydana gelen hasarların %95 kadarının yorulma kaynaklı olduğu öngörülmektedir [2]. Bu hasarın sadece makina bileşenlerinde meydana gelmediği endüstriyel bir gerçektir. Şekil 1.3.'te trafik yükünün neden olduğu çelik köprü kirişlerindeki yorulma çatlakları görülmektedir.



Şekil 1.3 Çelik köprü kirişlerinde yorulma hasarı [5].

Yukarıda bahsedilenler ışığında makina elemanlarında yorulma kavramının endüstriyel açıdan önemli olduğu görülmektedir. Günümüzde bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler sayesinde yorulma kavramının analitik ve sayısal modelleme prosedürleri de endüstriyel uygulamalarda yer almaya başlamıştır. Modern yapıların yorulma analizi prosedürleri son yüz yılda geliştirilmiştir. Başlangıçta görece basit olan bu yöntemler sabit büyüklükte gerilmelerin ölçülmesine ve test numunelerinden elde edilen malzeme verilerine dayanmaktaydı. Zaman içinde bu yöntemler daha da karmaşık bir hal almış, lokal plastisite etkilerini içeren gerinim bazlı tekniklere dönüşmüş ve günümüzde değişken büyüklükte gerinim yanıtlarını yönetebilir hale gelmiştir. Ayrıca bir bileşende oluşan çatlağın ne kadar hızlı ilerleyeceğini öngören teknikler de mevcuttur. Son zamanlarda çok eksenli gerilme ve gerinimleri hesaplayabilecek ve güç spektrum yoğunluğu kullanılması vasıtasıyla yorulma ömrünün öngörüldüğü titreşimli yapılar için kullanılabilecek teknikler geliştirilmiştir [6].

Bir yapının geliştirme sürecinde deneysel ve sayısal yöntemler bir arada kullanılmaktadır. Saha testleri ile yapının doğrulanması için öncelikle yapının bileşenlerine gelen yükleme bilgisini elde etmek gereklidir ancak bu karmaşık bir işlemdir. Örneğin hareket halindeki bir araç lastik-yol etkileşimi, hava direnci, yerçekimi ve araç yükü gibi çok farklı statik ve dinamik yüklere maruz kalır. Yükleme bilgisi gerinim ölçerler vasıtasıyla yerel ya da nominal gerinimler olarak ölçülebilmekte, yük hücreleri vasıtası ile de nominal yükler ölçülebilmektedir [7]. Yapılan saha testleri uzun zaman almakta ayrıca büyük bir veri seti elde edilmektedir. Saha testlerinin laboratuvar ortamında tekrarlanabilmesi için verilerin sadeleştirilmesi gerekmektedir. Bu aşamadan sonra yapılacak tasarım değişiklikleri, sadeleştirilmiş yükleme verileri yardımıyla sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak doğrulanmasını takiben laboratuvar ortamında test edilebilir. Gelişen bilgisayar ve mühendislik teknolojileri, hasar tahmininin bilgisayar ortamında benzetiminin yapılabilmesine ve maliyetlerin azaltılmasına katkı sağlamaktadır. Günümüzde tasarım süreçlerinin doğrulanması için yapılan benzetimlerde kullanılan sayısal yaklaşımların başında sonlu elemanlar yöntemi gelmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde, karmaşık olan

problemler daha basit alt problemlere ayrılmakta ve her bir problem kendi içinde çözülerek tam çözüme ulaşılabilmektedir [8].

Sonlu elemanlar yönteminin uygulanmasıyla prototip üretiminden önce hasar tahminleri bilgisayar ortamında yapılabilmekte, tasarımın çeşitli varyasyonları hızlıca doğrulanabilmekte, dolayısıyla maliyetlerin azalmasına katkı sağlanabilmektedir. Ancak bu tasarım konsepti analiz için güvenilir sanal araçlar gerektirmektedir. Bu araçların güvenilirliğinin kalitesi matematiksel modelin hassasiyetine, malzemenin, karakterizasyonuna ve sınır koşullarının doğru belirlenmesine bağlıdır. Yorulma hasarı tekrarlı yükler sonucu meydana geldiğinden malzemelerin plastisite özellikleri önem arz etmektedir [7].

1.1. Tez Çalışmasının Amacı

Önerilen tezin temel amacı, otomotiv endüstrisinde yorulma dayanımı yüksek mekanik parçaların tasarlanması için hasar tahminine dayalı hesaplamalı bir yöntem geliştirmektir. Bu yöntem ekonomik ve yüksek dayanımlı otomotiv parçalarının üretilmesi için kullanılabileceği gibi, diğer endüstriler için de uygulanabilir olacaktır. Geliştirilmesi hedeflenen hesaplamalı yöntem, deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Böylece prototip sayısı en aza indirilmeye çalışılmıştır. İlk olarak sonlu elemanlar benzetimleri ile hasar tahmininin hassasiyetini arttırmak amacıyla malzemelerin plastisite modellemesi üzerine çalışma yapılmış ve bu çalışma kullanıcı tabanlı alt programlar vasıtasıyla uygulanmıştır. İkinci aşama olarak tez kapsamında kullanılacak olan hasar modelleri alt program içine dahil edilmiştir. Daha sonra önerilen yöntemin uygulaması bilinen bir literatür örneği ile test edilerek sonuçların sağlaması yapılmıştır ve tez çalışmasının son adımında önerilen yöntem endüstriyel bir uygulama ile doğrulanmıştır.

Tez çalışmasıyla elde edilen temel kazanım çentik içeren mühendislik yapılarının hasar tahminlerinin çentik kökü gerilme-gerinim geçmişinin ampirik bağıntılar içeren düzeltme yöntemleriyle hesaplanması yerine malzemenin plastik davranışının dikkate alınarak hesaplanması suretiyle hasar tahminlerinin iyileştirilmesidir. Böylece çentik

içeren mühendislik yapılarının yorulma hasarının hesaplanmasındaki hassasiyet arttırılmıştır. Önerilen yöntemin çalışma kapsamında kullanılan FeP04 ve DOMEX 700 malzemeleri için başarılı bir şekilde uygulanabildiği görülmüş, bu sayede tasarım varyasyonlarının prototip imalatı yapılmadan sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanabileceği gösterilmiştir.

1.2. Tez Çalışmasının Ana Hatları

Tez çalışması yedi bölümde anlatılmıştır. Çalışmanın ikinci bölümünde malzeme plastik davranışının temsil edilmesinde kullanılan modeller ve bu modellere ait kavramlara yer verilmiştir. Bu kapsamda çevrimsel plastisite, akma kriterleri ve pekleşme kuralları incelenmiştir.

Üçüncü bölümde hasar kavramı ele alınmıştır. Yükleme çeşitlerine ek olarak statik yükleme sonucu oluşan hasarlar ile yorulma hasarı bu bölümde incelenmiştir. Bu kapsamda değişken gerilme kavramına değinilmiş gerilme-ömür ve gerinim-ömür kavramları da açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde çok eksenli yorulma kavramı ele alınmıştır. Öncelikle çok eksenli yükleme durumu incelenmiş, tez çalışması kapsamında kullanılan yorulma hasarı modelleri değerlendirilmiştir. Daha sonra konu ile ilgili literatür taraması yapılmıştır.

Beşinci bölümde yorulma hasarının hesaplanması amacıyla tez çalışması kapsamında önerilen yönteme yer verilmiştir. Öncelikle çalışmanın motivasyonu anlatılmış sonrasında çalışma sırasında kullanılan doğrusal olmayan ve analitik olarak çözümsüz denklemler için elde edilen yaklaşıma yer verilmiştir. Daha sonra gerinim-ömür bağıntısının çözüm yöntemi anlatılarak çok eksenli yorulma hasarının hesaplanması için önerilen yöntem açıklanmıştır.

Altıncı bölümde önerilen yöntemin uygulamaları yer almaktadır. Önerilen yöntem ile öncelikle literatürde bilinen üç farklı deney numunesinin hasar tahmini yapılmıştır.

Daha sonra ise endüstriyel bir parça üzerinde önerilen yöntemin uygulaması gerçekleştirilmiştir.

Yedinci bölümde tez çalışmasında kullanılan yöntemler özetlenmiş ve sonuçlar literatürle karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Sonrasında ise bu konuda ileriki dönemde yapılabilecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

BÖLÜM 2. ÇEVRİMSEL PLASTİSİTE

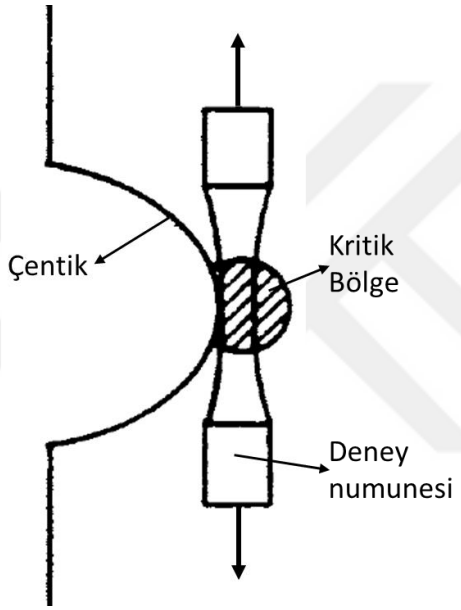
Yorulma hasarı tekrarlı yüklemeler altında meydana gelir, bu nedenle çevrimsel yükler altında gerçekleşen gerilme-gerinim davranışlarının tahmini önemli olmaktadır. Dolayısıyla çevrimsel plastisitenin iyi anlaşılması yorulma hasarının hesaplanması açısından önem arz etmektedir. Plastik deformasyonun benzetimi için literatürde çeşitli modeller mevcuttur. Fırat [9] yorulma açısından bir plastisite modelinin sahip olması gereken özellikleri şu şekilde belirtmiştir.

- Dengelenmiş orantısal yükleme altında Bauschinger etkisini tahmin edebilmelidir.
- Değişken genlikli yükleme davranışı altında malzeme davranışını tahmin edebilmelidir.
- Dengelenmemiş yükleme koşulları için gerilme düşümünü tahmin edebilmelidir.
- Dengelenmemiş yükleme koşulları için elastik ya da plastik çevrimsel gerinim birikimini tahmin edebilmelidir.
- Çevrimsel pekleşme veya yumuşama durumu altında malzeme davranışlarını tahmin edebilmelidir.
- Orantısal olmayan yükleme altında gözlenen pekleşmeyi tahmin edebilmelidir.

Yukarıdaki şartların sağlanmasında, malzeme modellerinin kalibre edilmesi ve sonlu eleman benzetimlerinin sonuçlarının değerlendirilmesinde temel deneysel bulgular, akma fonksiyonları ve pekleşme kuralları önemli olmaktadır [10]. Tezin bu bölümünde yorulma hasarının hesaplanabilmesi için önerilen yöntemde kullanılan, malzemenin gözlenebilen davranışları üzerine kurulu çevrimsel plastisite kavramı anlatılmıştır. İlk önce çevrimsel çekme-basma testiyle elde edilen deneysel bulgulardan Bauschinger etkisi, çevrimsel pekleşme ve yumuşama, Massing hipotezi, ortalama gerilme

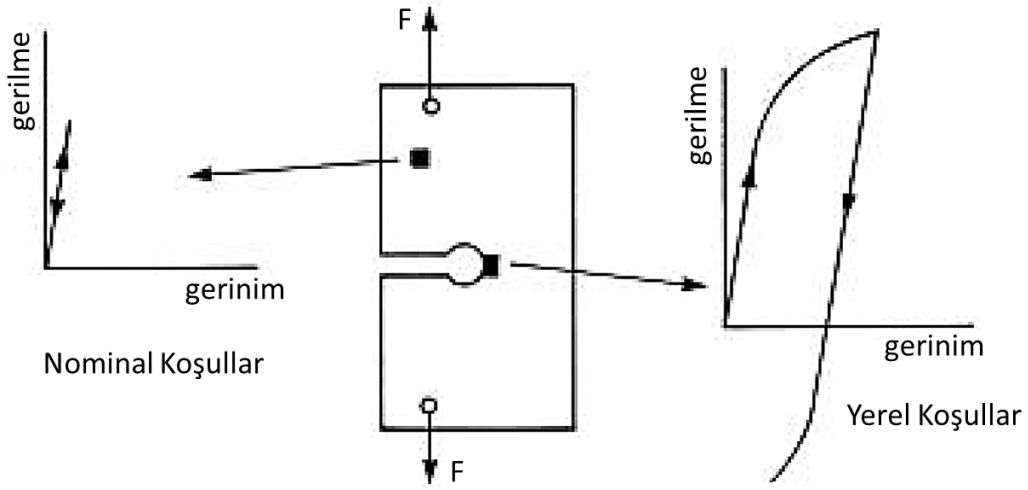
gevşemesi ve çevrimsel sürünme ele alınmıştır. Daha sonra ise tez çalışması kapsamında kullanılacak olan izotropik malzeme kabulü yapan akma fonksiyonları anlatılarak literatürde sık kullanılan pekleşme kurallarına değinilmiştir.

Çoğu mühendislik yapısı nominal yüklerin elastik kalması için tasarlanmakla birlikte gerilme yığılmaları çentikli bölgelerde plastik gerinimlerin oluşmasına sebep olur (Şekil 2.1.). Yorulma çatlakları plastik gerinimin biriktiği lokal bölgelerde başlar [2, 11,12].



Şekil 2.1. Çentikli bölgede gerçekleşen gerilme yığılması [12].

Bu duruma verilebilecek bir diğer örnek çekme yükü altındaki basit delikli plakalardır (Şekil 2.2.). Delikten uzak bölgelerde malzeme elastik kalmakla birlikte delik bölgesinde plastik deformasyon gözlemlenir. Yorulma hasarı sürecinin önemli bir yönlerinden birisi plastik deformasyondur. Akmayla ilişkili plastik deformasyon yorulmanın başlıca sebebidir [6,12].



Şekil 2.2. Çekme yükü verilmiş basit delikli plaka [6].

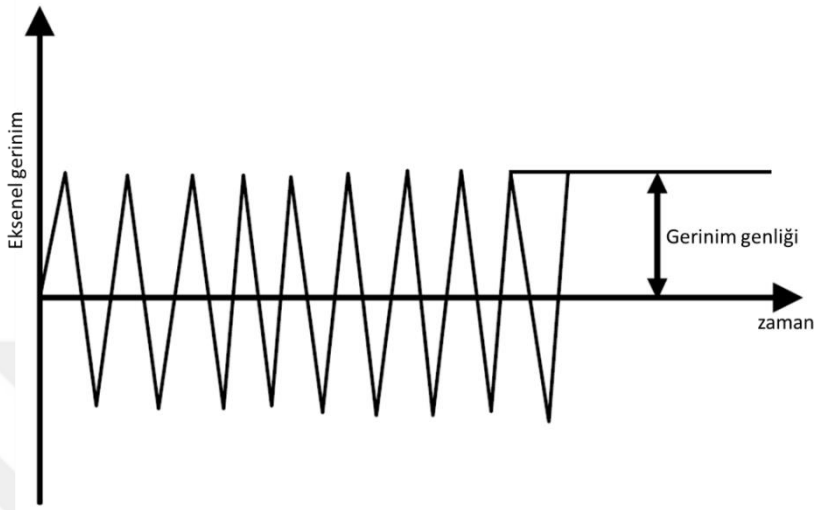
2.1. Deneysel Bulgular

Tez çalışmasının bu bölümünde plastisite modelleri için ihtiyaç duyulan malzeme parametrelerinin elde edilmesinde kullanılan deneysel çalışmalar özetlenmiştir.

Monotonik bir çekme veya basma testinden elde edilen gerilme-gerinim davranışı, çevrimsel çekme-basma testinden elde edilen gerilme-gerinim davranışından farklıdır. Bu olgu ilk olarak 19. yüzyılın sonlarında Bauschinger tarafından gözlemlenmiştir [11]. Mühendislikte kullanılan yapıların, özellikle yorulma yüküne dayanan bileşenleri, çevrimsel yüklemeye maruz kalırlar, bu nedenle sünek malzemelerin çevrimsel gerilme-gerinim davranışlarını incelemek gerekmektedir. Literatürde yapı bileşenlerine etki eden yüklerin gerilme veya gerinim kontrollü olmak üzere iki ayırt edici formu öne çıkmaktadır. Bu iki form sünek malzemelerin çevrimsel elastoplastik deformasyonunu deneysel olarak araştırmak için sıklıkla kullanılmaktadır [13].

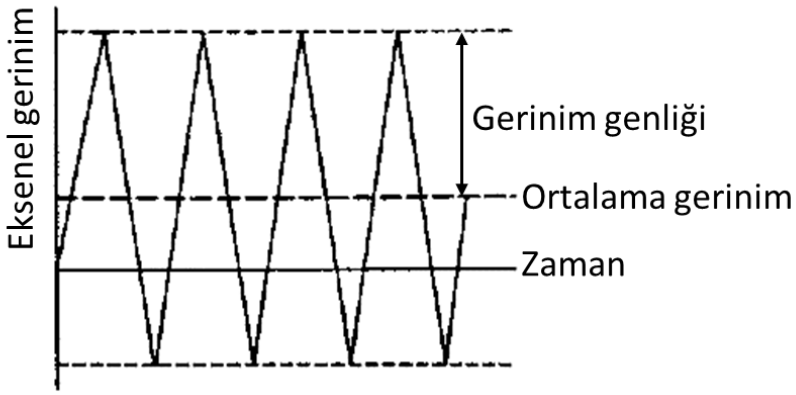
Yorulma sürecinin önemli bir yönünün plastik deformasyon olduğu ve yorulma çatlaklarının genellikle lokal plastik gerinim bölgelerinde başladığı tez çalışmasının bir önceki bölümünde belirtilmişti. Bu duruma istinaden çevrimsel gerinim kontrollü testler (Şekil 2.3.), özellikle düşük çevrimli yorulma bölgesinde ve önemli lokal plastik deformasyonun mevcut olduğu çentikli elemanlarda, çevrimsel gerilme kontrollü testlere göre yorulma davranışını daha iyi karakterize ettiği bilinmektedir [6]. Bu

nedenle ASTM E606 numaralı standartta şartları verilmiş olan gerinim kontrollü çevrimsel çekme basma testleri, malzemenin mekanik özelliklerinin tespitinde sıklıkla kullanılmaktadır.



Şekil 2.3. Gerinim kontrollü çevrimsel yükleme [13].

Çevrimsel çekme-basma testlerinde dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise ortalama gerilme ve gerinim kavramlarıdır. Bir çevrimde ortalama gerilme veya gerinimden bahsedilebilmesi için yüklemenin Şekil 2.4.'te görüldüğü üzere asimetrik olması gerekmektedir [11,13].

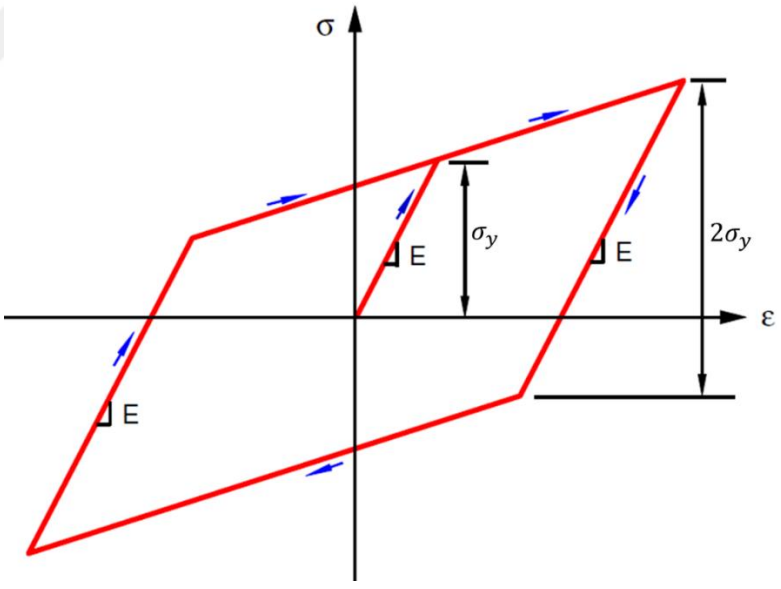


Şekil 2.4. Asimetrik gerinim kontrollü çevrimsel yükleme [11].

Yorulma kavramının modellenmesinde deneysel bulgular olarak temelde Bauschinger etkisi, çevrimsel pekleşme ve yumuşama, orantısal olmayan pekleşme, Massing hipotezi, ortalama gerilme gevşemesi ve çevrimsel sürünme kavramları kullanılmaktadır.

2.1.1. Bauschinger etkisi

Bauschinger etkisi çevrimsel plastisitenin temel ve en iyi bilinen olgularından biridir. Bir kayma düzlemindeki kayma yönünü tersine çevirmek için orijinal yönde kaymaya devam etmesinden daha düşük bir gerilme değeri gereklidir. Bu durumda plastik deformasyona neden olan yükün boşaltılması ve sonrasında karşıt yönde bir yük uygulanması sonucunda son durumdaki akma gerilmesinin ilk duruma göre azaldığı gözlemlenmektedir, bu olgu Bauschinger etkisi olarak tarif edilir [13,14,15]. Şekil 2.5.'te tek eksenli yükleme için Bauschinger etkisi şematik olarak gösterilmiştir.



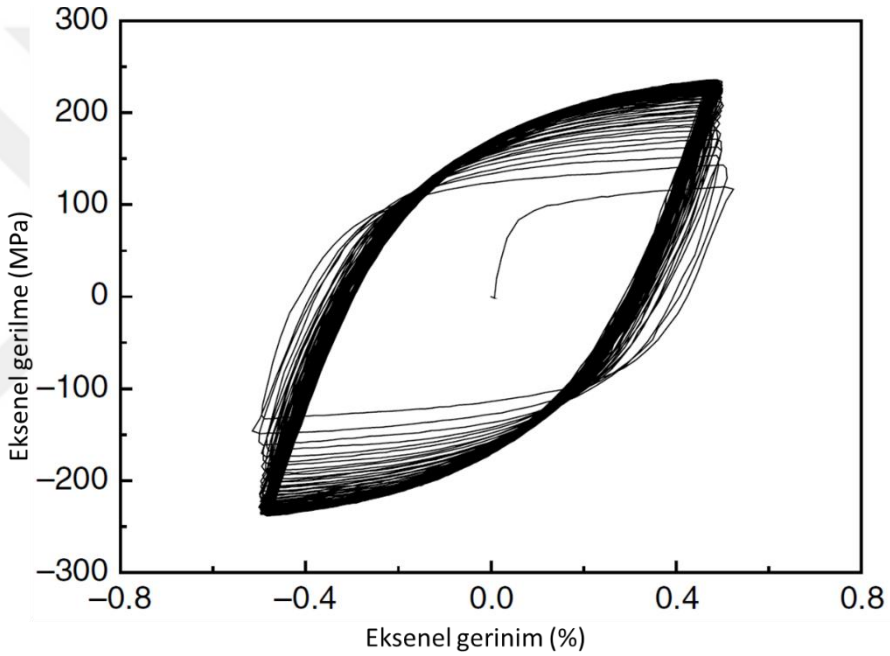
Şekil 2.5. Bauschinger etkisi şematik gösterimi [15].

2.1.2. Çevrimsel yükleme altında pekleşme ve yumuşama

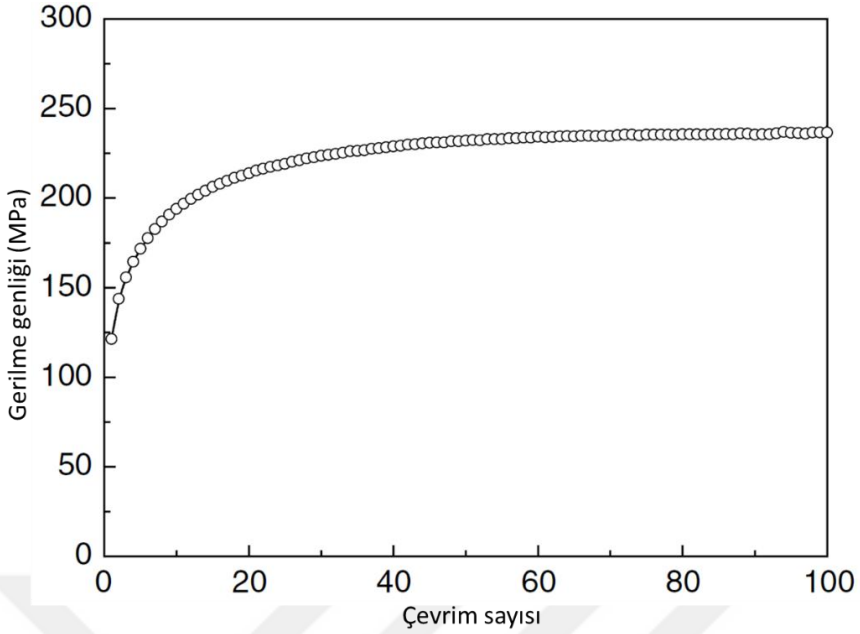
Çevrimsel yükleme altında pekleşme ve yumuşama etkisi malzemenin şekil değiştirme direncinin artışı ve azalışı ile ilintilidir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, çevrimsel yükleme altında pekleşme ve yumuşama davranışının sadece malzemeye

bağlı olmadığı, aynı zamanda yükleme büyüklüğü ve geçmişine de bağlı olduğudur. Malzemenin her iki davranışı göstermediği durum ise çevrimsel kararlı durum olarak adlandırılır [10,13,15].

Tek eksenli gerinim çevrimsel yükleme altında pekleşen malzemeye ait gerilme-gerinim eğrisi Şekil 2.6.'da verilmiştir. Bu malzemelerin gerilme genlikleri Şekil 2.7.'de gösterildiği gibi çevrim sayısı ile artar. Yüksek mukavemetli çelikler ve saf bakır gibi bazı malzemelerde çevrimsel yükleme altında pekleşme davranışı çok belirgindir [13].

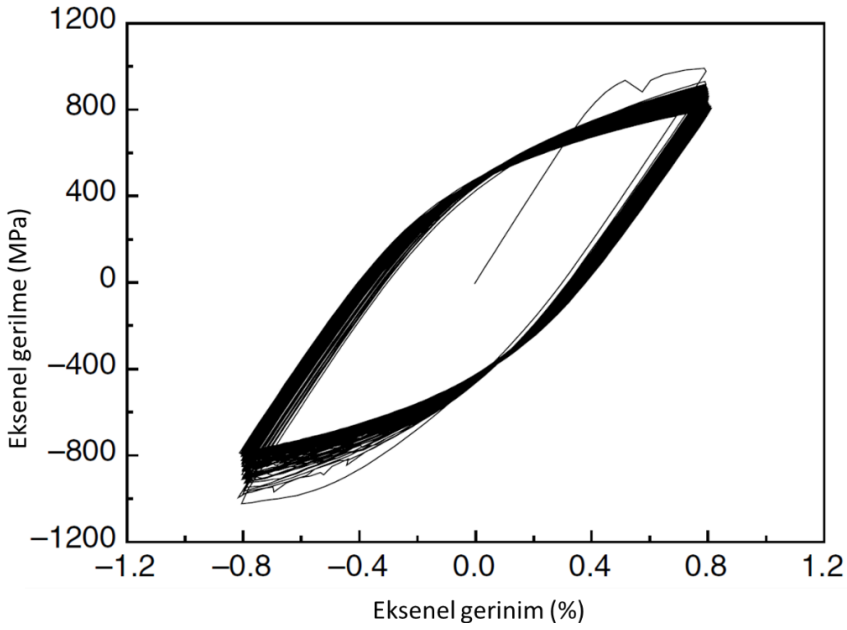


Şekil 2.6. Çevrimsel yükleme altında pekleşen malzemeler için çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi [13].

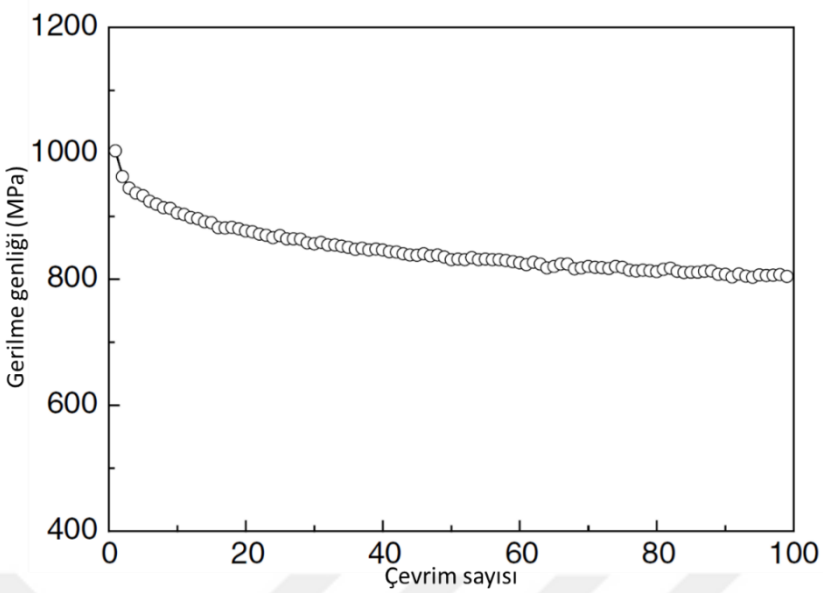


Şekil 2.7. Çevrimsel yükleme altında pekleşen malzemeler için gerilme genliği-çevrim sayısı eğrisi [13].

Tek eksenli gerinim kontrollü çevrimsel yükleme altında yumuşayan malzemeye ait gerilme-gerinim eğrisi Şekil 2.8.'de verilmiştir. Bu malzemelerin gerilme genlikleri Şekil 2.9.'da gösterildiği gibi çevrim sayısı ile azalır. Düşük alaşımlı yüksek mukavemet çelikleri örneğin temperlenmiş 42CrMo ve 25CDV4.11b örnek olarak verilebilir [13].

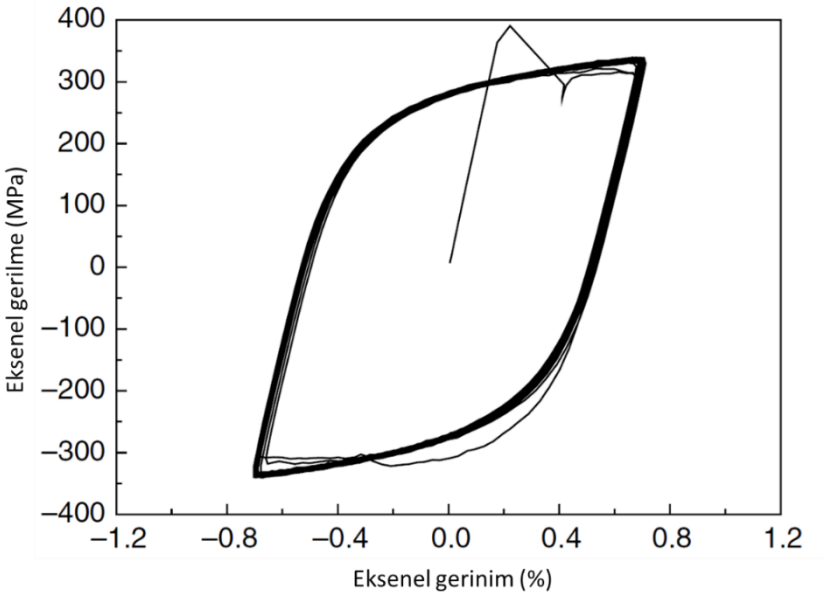


Şekil 2.8. Çevrimsel yükleme altında yumuşayan malzemeler için çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi [13].

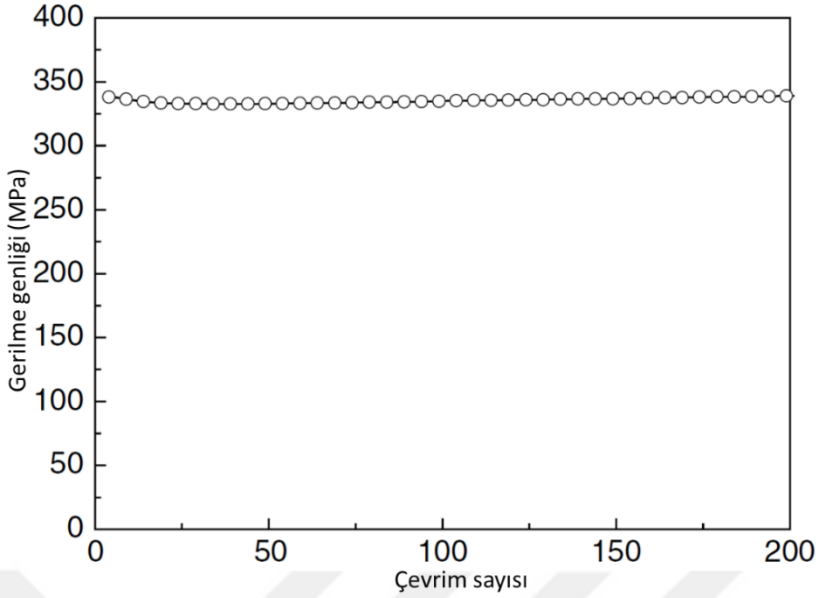


Şekil 2.9. Çevrimsel yükleme altında yumuşayan malzemeler için gerilme genliği-çevrim sayısı eğrisi [13].

Tek eksenli gerinim kontrollü tekrarlı yükleme şartları altında çevrimsel kararlı malzemeye ait gerilme-gerinim eğrisi Şekil 2.10.'da verilmiştir. Bu malzemelerin gerilme genlikleri Şekil 2.11.'de gösterildiği gibi çevrim sayısı ile değişmez. Tavlanmış 42CrMo ve U17Mn ray çeliği bu duruma örnek olarak verilebilir [13].



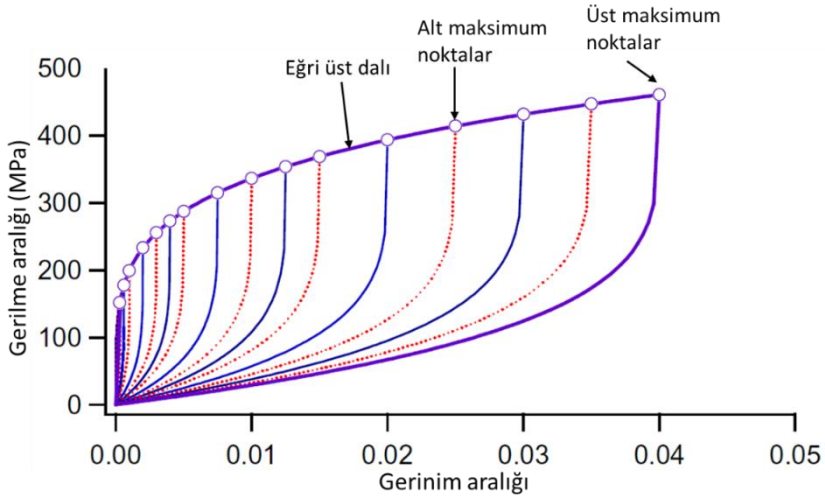
Şekil 2.10. Çevrimsel karalı malzemeler için çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi [13].



Şekil 2.11. Çevrimsel karalı malzemeler için gerilme genliği-çevrim sayısı eğrisi [13].

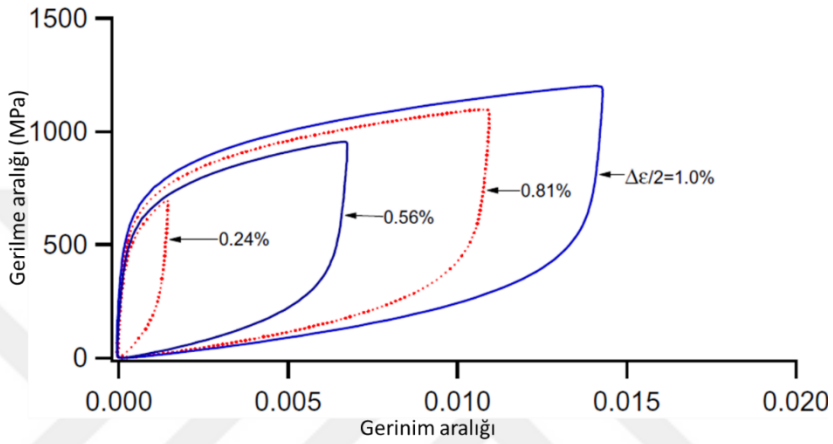
2.1.3. Massing hipotezi

Bir malzemenin çevrimsel gerilme-gerinim eğrilerinin üst dallarının alt maksimum noktaları farklı gerinim aralıklarında çakışıyorsa o malzemenin Massing hipotezine uygun davranmakta olduğu söylenebilir. Massing davranışının şematik gösterimi Şekil 2.12.'de verilmiştir.



Şekil 2.12. Massing davranışı şematik gösterimi [15].

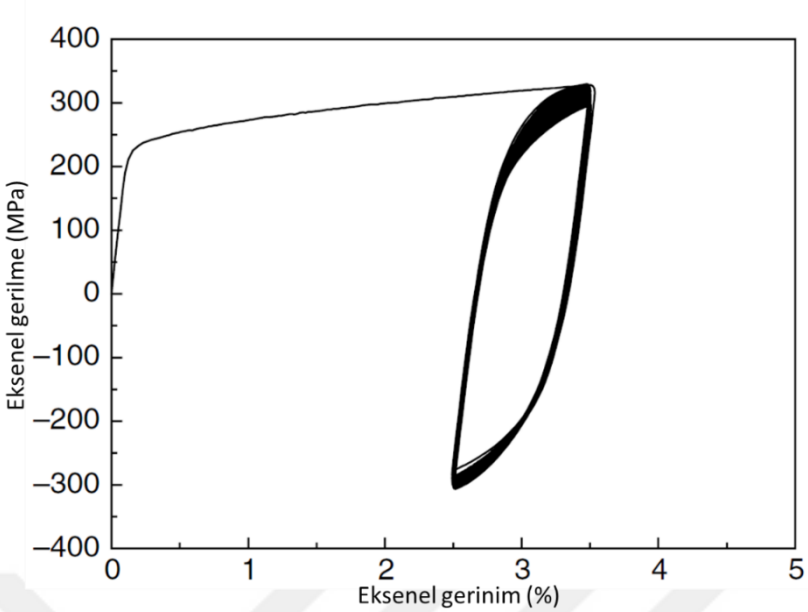
Mikroskobik bakış açısına göre Massing davranışı yorulma sürecinde stabil bir mikro yapıya işaret eder. Birçok çelik tipinde Masing davranışı gözlenmez [15]. Şekil 2.13.'te 1070 çeliğine ait Massing olmayan davranışa örnek şematik bir gösterim verilmiştir. Massing davranışı göstermeme özelliği malzemeye olduğu kadar yükleme genliğine de bağlıdır. Yükleme genliği büyük olduğunda Massing olmayan davranış daha baskındır [15].



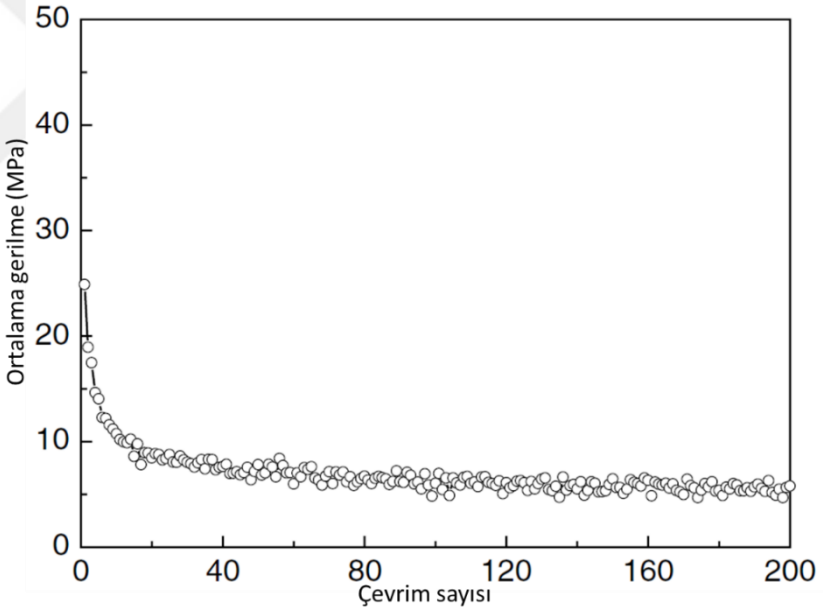
Şekil 2.13. 1070 çeliği için Massing olmayan davranış [15].

2.1.4. Ortalama gerilme gevşemesi

Asimetrik gerinim kontrollü çevrimsel yükleme şartlarında ortalama gerilme artan çevrim sayısı ile azalabilir. Bu olgu ortalama gerilme gevşemesi olarak adlandırılır ve uygulanan gerilme seviyesine ve malzemeye bağlıdır [13]. Şekil 2.14.'te ve Şekil 2.15.'te sırasıyla örnek birer asimetrik çevrimsel gerinim kontrollü test ve ortalama gerilme-çevrim sayısı eğrisi verilmiştir.



Şekil 2.14. Asimetrik çevrimsel gerinim kontrollü yükleme [13].

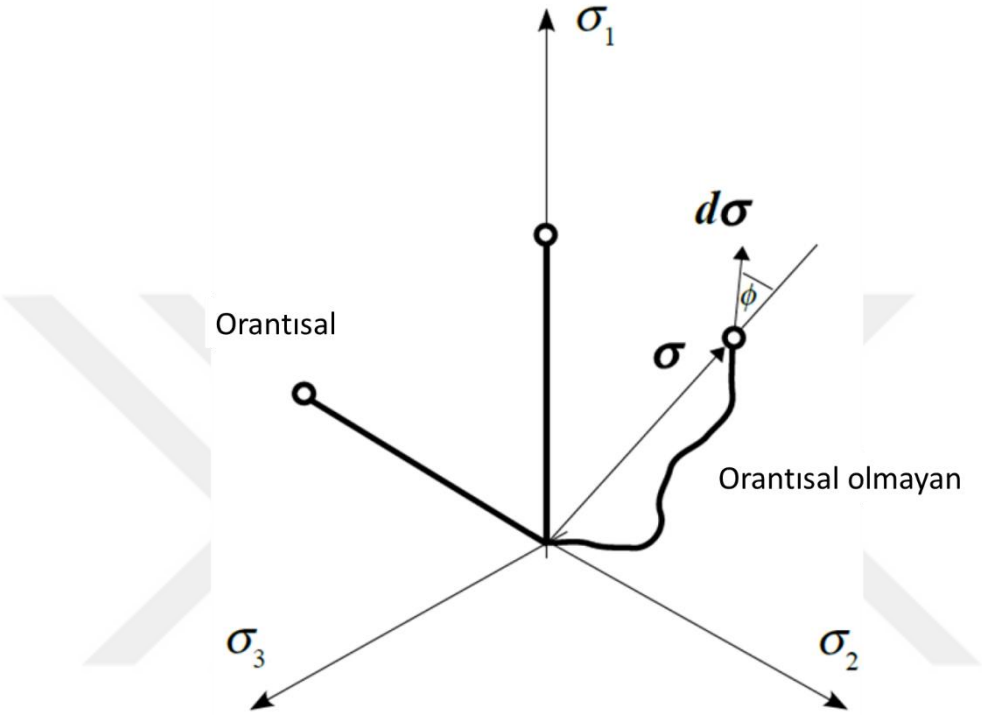


Şekil 2.15. Ortalama gerilme- çevrim sayısı eğrisi [13].

2.1.5. Orantısal olmayan pekleşme

Orantısal olmayan pekleşme kavramının açıklanabilmesi için öncelikle orantısal olmayan yükleme kavramını tanımlamak gereklidir. Gerilme uzayı içindeki basit yükleme tipleri Şekil 2.16.'da gösterilmiştir. Asal gerilmelerin yönlerinde değişim

olmadığında yükleme orantılı yükleme kategorisine girmektedir. Bu grup aynı zamanda gerilme tensör bileşenlerinin orantılı olarak değiştiği çok eksenli yüklemeleri de içerir. Orantısal olmayan yükleme ise belirtilen koşulların sağlanmadığı yükleme olarak tanımlanabilir [10].



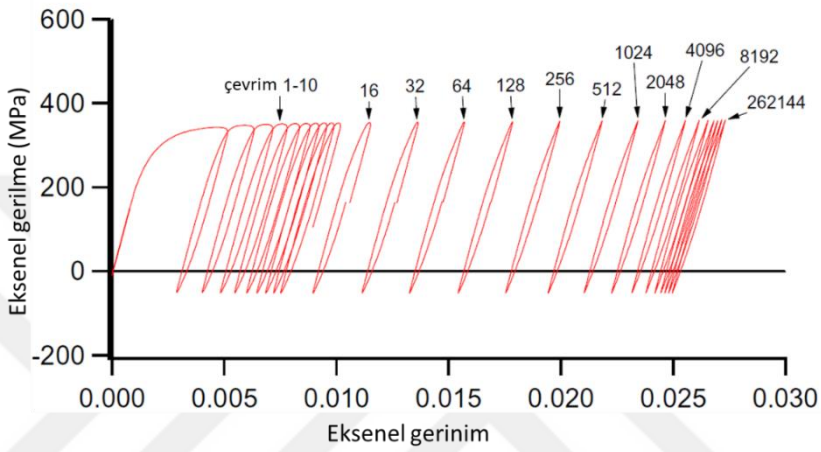
Şekil 2.16. Orantısal ve orantısal olmayan yüklemeler için yükleme yolu [10].

Bu tanıma göre orantısal olmayan pekleşme, malzemenin orantısal olmayan yükleme altında gösterdiği pekleşme davranışı olarak tarif edilebilir [15]. Güvenilir bir yorulma modeli orantılı ve orantısız yüklemeler için yorulma hasarını dikkate almalıdır [9].

2.1.6. Çevrimsel sürünme

Asimetrik gerilme kontrollü yükleme şartlarında yapılan tek eksenli yükleme testinde eksenel gerinim birikimi her bir cevrimde ortaya çıkabilir. Bu etkiye çevrimsel sürünme denir. Tek eksenli çevrimsel sürünme bir açık döngü ile karakterize edilir ve malzemenin çekme ve basma altında farklı doğrusal olmayan davranışlarının sonucudur. Başlangıç çevrimlerinde plastik gerinim birikimi çevrimsel pekleşme ve yumuşama davranışına bağlıdır [10].

Genel olarak çevrimsel sürünme etkisi çevrim sayısı arttıkça gerinim tensörünün herhangi bir bileşeninin birikmesidir. Pratikte de çevrimsel sürünme davranışının araştırılması, çok eksenli yükleme koşullarında ortaya çıktığı için önemlidir. Örnek olarak eksenel yönde 200MPa gerilme genliği ve 150MPa ortalama gerilme altında çevrimsel yükleme yapılan AISI 304 paslanmaz çeliğine ait eksenel gerilme-gerinim eğrisi Şekil 2.17.'de verilmiştir [10,15]



Şekil 2.17. AISI 304 paslanmaz çeliği için çevrimsel sürünme [13].

2.1.7. Değerlendirme

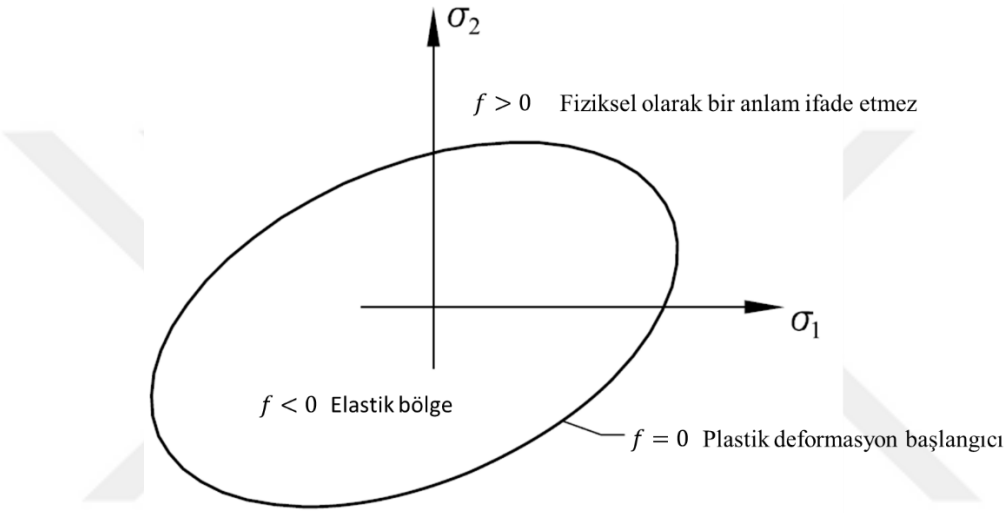
Çevrimsel plastisitenin mühendislik modellemesinde deneysel bulgular herhangi bir malzeme ölçeğinde anlamlı olmaktadır. Deneysel bulguların tanımlanması akma fonksiyonlarının kalibre edilmesi ve değerlendirilmesi açısından önemlidir [15].

2.2. Akma Fonksiyonu ve Akma Yüzeyi

Çok eksenli gerilme halinde, malzemenin elastik şekil değişiminden plastik şekil değişimine hangi şartlar altında geçeceği akma fonksiyonu ile tanımlanmaktadır [16]. Bu fonksiyon gerilme tensörü ve akma gerilmesi arasında tanımlı olup, en genel formu Denklem 2.1'de verilmiştir [17].

$$f = \sigma_{ij} - \sigma_y \tag{2.1}$$

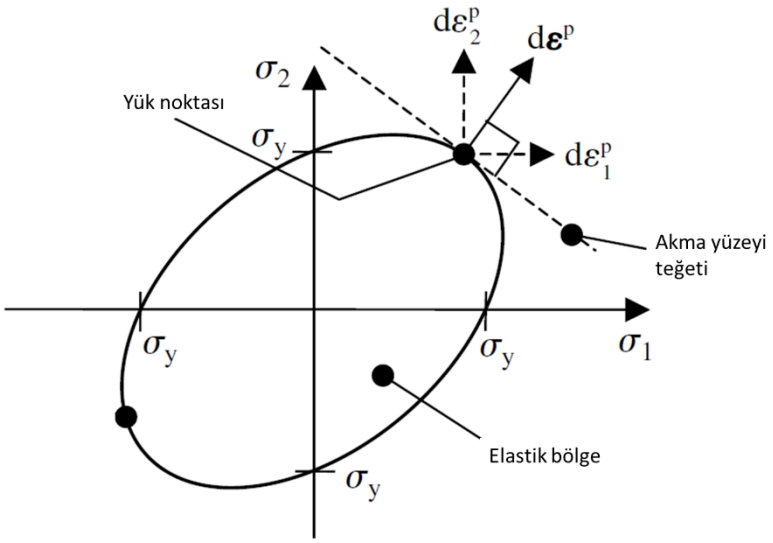
Denklem 2.1'de f akma fonksiyonunu, σ_{ij} gerilme tensörünü ve σ_y ise akma gerilmesini ifade etmektedir. Bu fonksiyon sıfırdan küçük olduğunda, malzemede elastik şekil değişimi meydana gelirken, fonksiyon sıfıra eşit olduğu anda ise plastik şekil değişimi başlar. Akma fonksiyonunun sıfıra eşit olma durumu iki boyutlu gerilme halinde bir yüzeyi temsil eder. Şekil 2.18.'de gösterilen bu yüzey, akma yüzeyi olarak adlandırılmaktadır ve gerilme uzayında elastik bölgenin sınırını tanımlamaktadır [18, 19].



Şekil 2.18. Akma Yüzeyi Şematiği [19].

Akma yüzeyinin kapalı, düzgün ve konveks bir yapıya sahip olması gerekmektedir ve yüzey konveks olduğu sürece, gerilmeler ile plastik gerinimler arasında birebir ilişki kurulabilir. Akış kuralına göre; plastik gerinim tensöründeki artım yönü, Şekil 2.19.'da gösterilen akma yüzeyine anlık gerilme noktasında çizilen teğetin normali doğrultusundadır, bu kural normalite kuralı olarak da adlandırılır ve matematiksel olarak Denklem 2.2'deki gibi ifade edilir [17,20].

$$d\varepsilon^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma} \tag{2.2}$$



Şekil 2.19. Normalite kuralı şematik gösterimi [17].

Denklem 2.2'de, plastik gerinim artımının yönü $\partial f/\partial\sigma$ ile, büyüklüğü ise $\partial\lambda$ ile verilmektedir, $\partial\lambda$ plastik çarpan olarak adlandırılmaktadır [17].

2.3. Akma Kriterleri

Bir malzemenin plastik davranışının tanımlanabilmesi için akma kriterine, pekleşme kuralına ve akma kuralına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu bileşenlerden akma kriteri malzemenin elastik sınırını ifade etmekte iken akma kuralı gerilme ve gerinim bileşenleri arasındaki ilişkiyi temsil etmektedir. Pekleşme kuralı ise plastik deformasyon sırasında başlangıç akma gerilmesinin gelişimini göstermektedir.

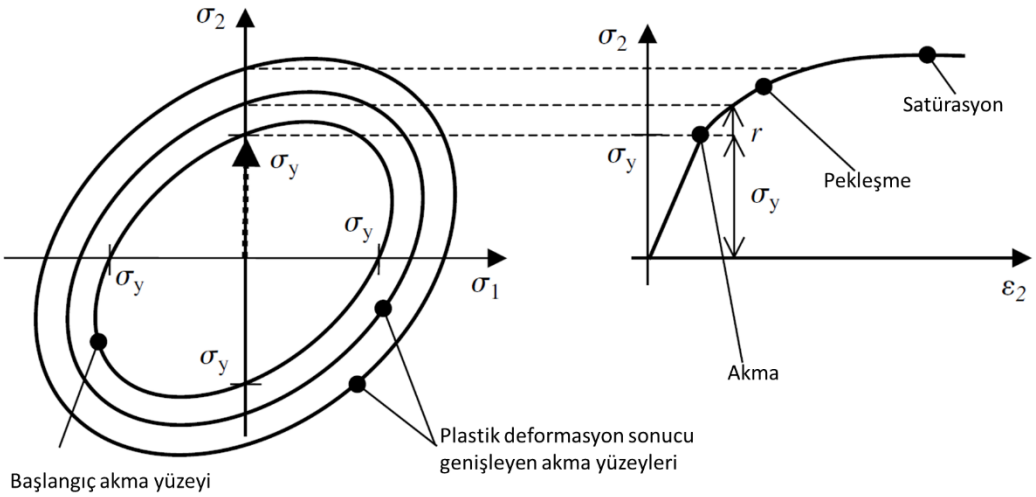
Malzemede kalıcı şekil değişimi gerçekleştikten sonra, uygulanan plastik gerinime bağlı olarak malzemenin akma gerilmesinin artması pekleşme olarak adlandırılmaktadır. Akma fonksiyonları bir pekleşme kuralı içerir ve plastisite modelleri pekleşme kurallarının bir sonucu olarak akma yüzeylerinin plastik deformasyonun gelişimi sonucundaki değişimi nedeni ile farklılık gösterir [15]. Bu sebepten pekleşme kuralının doğru tespit edilmesi malzemenin gerilme-gerinim davranışının doğru tahmin edilmesi açısından önem arz etmektedir. Akma kriterleri malzemenin pekleşme davranışını izotropik ya da kinematik olmak üzere temelde iki farklı şekilde modellemektedir.

2.3.1. İzotropik pekleşme kabulü yapan akma kriterleri

İzotropik pekleşme, akma yüzeyinin oransal olarak genişlediğini kabul eder (Şekil 2.20.). İzotropik pekleşme sonucu oluşan akma yüzeyi Denklem 2.8 ile ifade edilebilir [16,17].

$$F = \frac{3}{2} S_{ij} S_{ij} - \sigma^2_{y(r)} = 0 \tag{2.8}$$

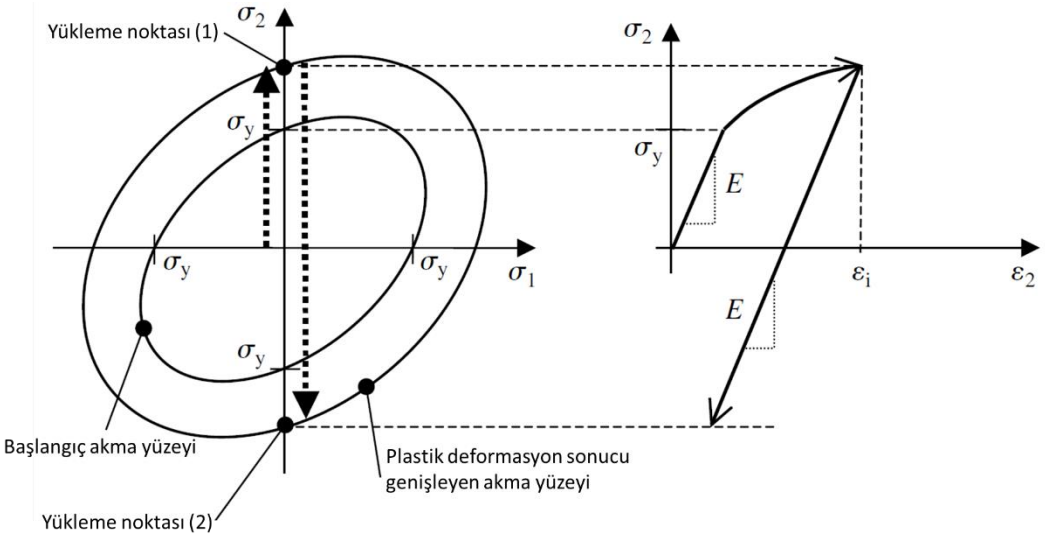
Bu bağıntıda S_{ij} deviatörik gerilme tensörünü, σ_y akma gerilmesini, r akma yüzeyinin yarıçapını, $\sigma^2_{y(r)}$ ise r'nin fonksiyonu olarak akma yüzeyinin güncel boyutunu belirtmektedir.



Şekil 2.20. Akma yüzeyinin plastik deformasyon ile genişlediği izotropik pekleşme ve karşılık gelen tek eksenli gerilme-gerinim eğrisi [17].

Bu kural, yükleme yönünün değişmediği uygulamaların benzetimlerinde uygun sonuçlar verirken, yük yönünün değiştiği proseslerin benzetiminde ise başarılı değildir [21].

İzotropik pekleşmede, Şekil 2.21.'de görüleceği üzere, yüklemenin tersine çevrilmesi durumunda elastik bölge büyük kalmakta bu durum nedeniyle Bauschinger etkisi modellenememektedir [16, 17].



Şekil 2.21. Tersine yükleme sonucu oluşan izotropik pekleşme ve karşılık gelen tek eksenli gerilme-gerinim eğrisi [17].

Şekil 2.21.'de gösterilen izotropik pekleşme kuralında yükleme noktaları 1 ve 2'nin oransal genişlemeden kaynaklı eşit olması gerekir ancak gerçekte Bauschinger etkisinden dolayı bu noktalar eşit olmamaktadır.

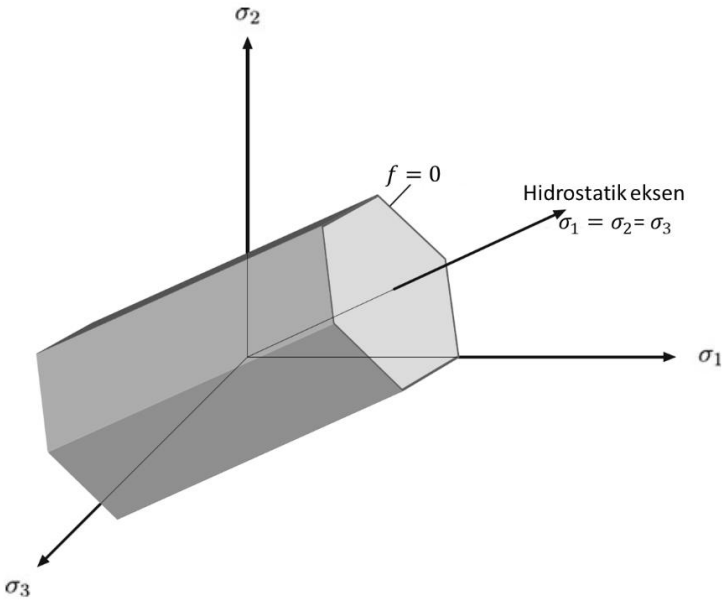
İlk izotropik pekleşme kabulü yapan akma kriteri Tresca tarafından önerilmiştir. Tresca, malzemeye etki eden maksimum kayma gerilmesinin kritik bir değere ulaştığında, akmanın başlayacağını öne sürmüş ve kriteri Denklem 2.3'teki bağıntı ile ifade etmiştir [19].

$$\tau_{max} = max\left(\frac{1}{2}|\sigma_1 - \sigma_2|, \frac{1}{2}|\sigma_2 - \sigma_3|, \frac{1}{2}|\sigma_3 - \sigma_1|\right) = k \tag{2.3}$$

Bu denklemde k malzeme parametresi olup, değeri çekme testiyle belirlenebilmektedir. Bu değer Denklem 2.4 ile hesaplanabilir.

$$k = \frac{1}{2}\sigma_y \tag{2.4}$$

Üç boyutlu gerilme uzayında Tresca kriterine göre akma yüzeyi Şekil 2.22.'de gösterilen altıgen prizma tarafından temsil edilir [22].

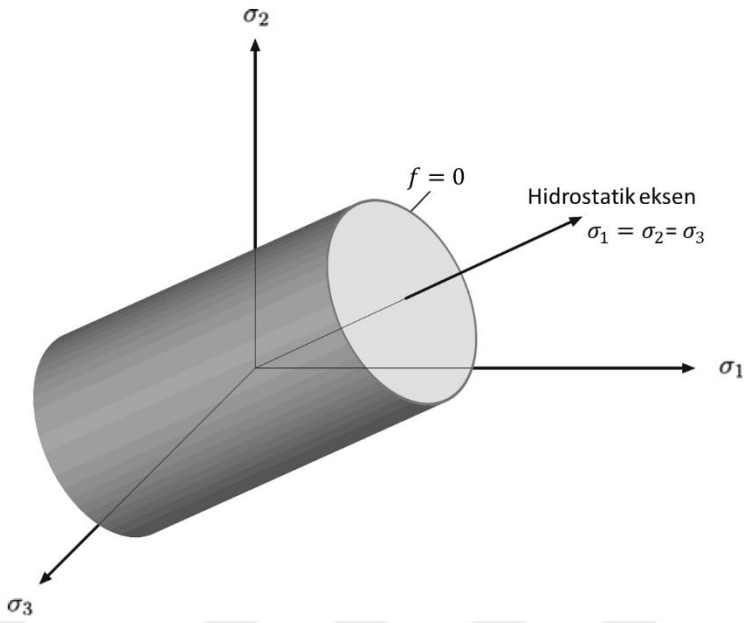


Şekil 2.22. Üç boyutlu gerilme uzayında Tresca akma yüzeyi [22].

von Mises 1913 yılında, deviatorik gerilme tensörünün ikinci değişmezinin (J_2) kritik bir değere ulaştığında plastik akışın başlayacağını öne sürmüştür. Tresca kriterinden farklı olarak, von Mises akma kriterinde üç kayma gerilmesinin de etkisi bulunmaktadır ve kriter asal gerilmeler cinsinden Denklem 2.5'teki gibi ifade edilmektedir [16, 18].

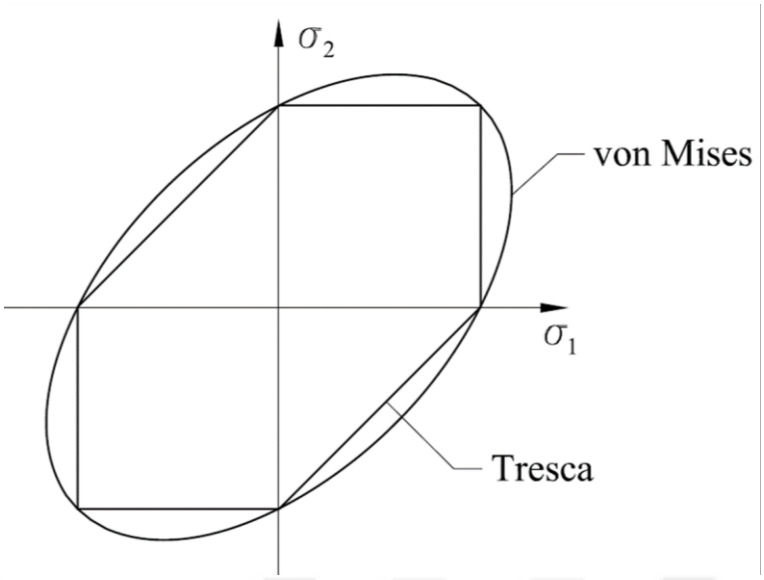
$$J_2 = \frac{1}{6}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \tag{2.5}$$

Üç boyutlu gerilme uzayında von Mises kriterine göre akma yüzeyi Şekil 2.23.'te gösterilen "k" yarıçapında bir silindir tarafından temsil edilir [22].



Şekil 2.23. Üç boyutlu gerilme uzayında von Mises akma yüzeyi [22].

Hershey ve Hosford tarafından gerçekleştirilen çalışmalarda, Tresca ve von Mises akma kriterlerinin her malzeme için tutarlı sonuçlar vermediğini, yüzey merkezli kübik kafes yapısına sahip metallerin düzlem gerilme halinde Tresca'nın altıgen akma yüzeyine benzer bir yüzeye sahip olduğunu, hacim merkezli kübik kafes sistemine sahip metallerin ise düzlem gerilme hali için von Mises'in elipsoidine benzer bir akma yüzeyine sahip olduğunu belirtmişlerdir [16]. Deneysel çalışmaların çoğunda, sonuçlar iki akma fonksiyonunun arasına düştüğü için daha iyi akma kriterlerinin geliştirilmesi ihtiyacı ortaya çıkmıştır.



Şekil 2.24. Düzlem gerilme için Tresca ve von Mises akma yüzeylerinin karşılaştırılması [19].

Bu nedenle Hersey 1952 yılında Denklem 2.6'da ifade edilen, kuadratik olmayan bir akma kriteri önermiştir.

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^a + (\sigma_2 - \sigma_3)^a + (\sigma_3 - \sigma_1)^a = 2Y^a \tag{2.6}$$

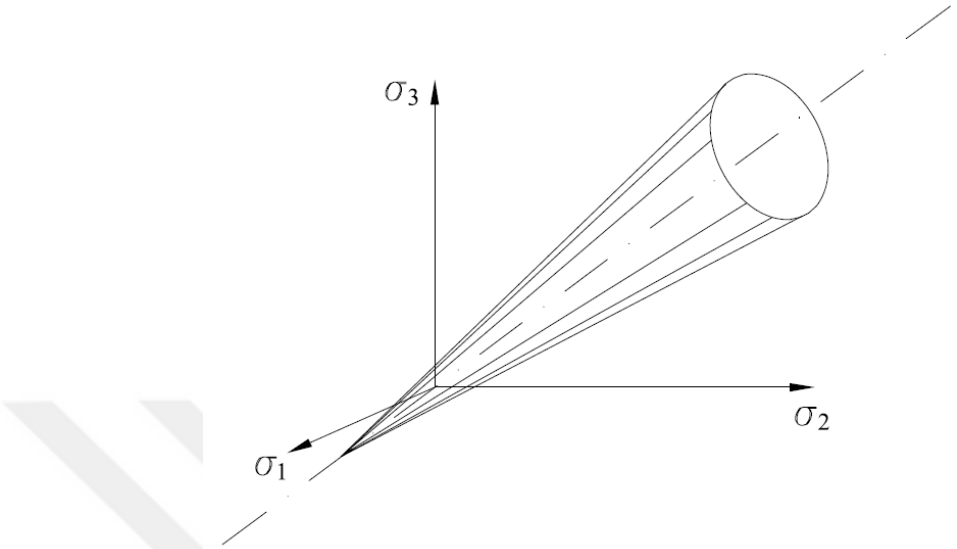
Burada Y tek eksenli akma gerilmesi ve a malzemenin kristalografik yapısına dayalı belirlenen bir üsteldir. Kriter $a = 2$ için von Mises akma kriterine, $a = 1$ ve $a \to \infty$ durumunda ise Tresca kriterine indirgenmektedir. $2 < a < 4$ durumu için, Hershey akma yüzeyi von Mises silindirinin dışında kalırken, $1 < a < 2$ ve $a > 4$ durumda ise yüzey von Mises ve Tresca akma kriterinin arasında kalmaktadır. Hershey tarafından önerilen formülasyon daha sonra Hosford tarafından 1972 yılında kullanılmıştır [16].

Tresca ve von Mises akma yüzeyleri arasında kalan deneysel verileri temsil edebilmek için Drucker tarafından Denklem 2.7'de verilen akma kriteri önerilmiştir [16].

$$J_2^3 - C_D J_3^2 = f \tag{2.7}$$

Bu Denklemde J_2 ve J_3 sırasıyla deviatorik gerilme tensörünün ikinci ve üçüncü değişmezleri olup, C_D ise bir malzeme sabitidir.

Üç boyutlu gerilme uzayında Drucker kriterine göre akma yüzeyi Şekil 2.25.'te gösterilen bir koni tarafından temsil edilir.

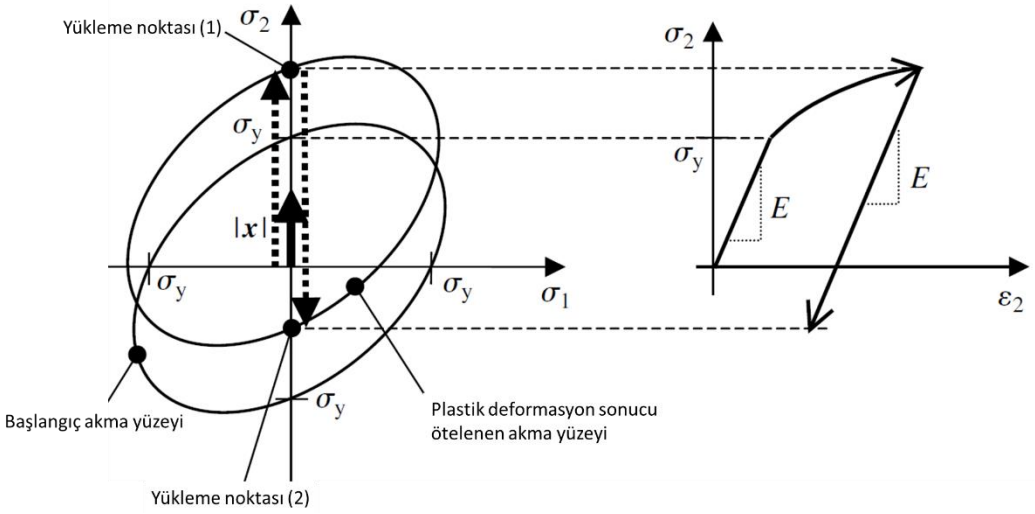


Şekil 2.25. Üç boyutlu gerilme uzayında Drucker akma yüzeyi [19].

2.3.2. Kinematik pekleşme kabulü yapan akma kriterleri

Yukarıda belirtildiği gibi tek yönlü yükleme durumlarında izotropik pekleşme varsayımı doğru sonuçlar vermektedir. Yükleme yönünün değiştiği durumlarda ise izotropik pekleşme varsayımı geçerliliğini yitirmekte, ortaya çıkan Bauschinger etkisi izotropik pekleşme ile tanımlanamamaktadır. Bauschinger etkisini tahmin edebilmek için çeşitli araştırmacılar tarafından doğrusal ve doğrusal olmayan kinematik pekleşme kuralları önerilmiştir [10, 16, 17].

Kinematik pekleşmede akma yüzeyi, gerilme uzayında şekli değişmeden hareket etmektedir. Bu durumun sonucu olarak daha küçük bir elastik bölge beklenmekte ve Bauschinger etkisi modellenebilmektedir [17]. Şekil 2.26.'da gösterildiği üzere, akma yüzeyinin merkezi uygulanan yükleme sonucu oluşan plastik deformasyon sonucunda $|x|$ kadar ötelenmektedir. Kinematik pekleşme değişkeni olan x öteleme gerilmesi olarak adlandırılır.

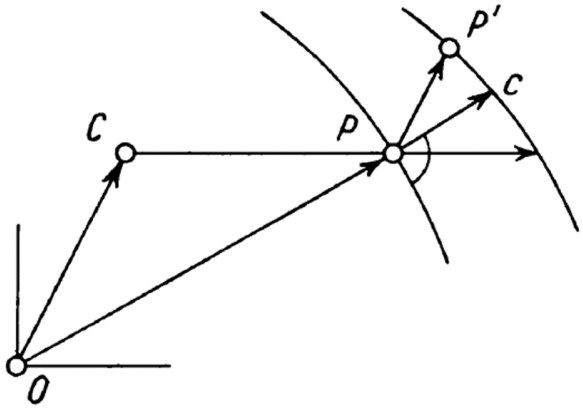


Şekil 2.26. Akma yüzeyin taşıma ile x ötelendiği kinematik pekleşme, karşılık gelen tek eksenli gerilme-gerinim eğrisi ve Bauschinger etkisi [17].

Literatürde ilk kinematik pekleşme kuralı Prager tarafından önerilmiştir [23]. Prager, modelinde öteleme gerilmesi ile plastik gerinim arasındaki ilişkiyi doğrusal olarak tanımlamıştır (Denklem 2.9).

$$\dot{x} = \frac{2}{3} c \dot{\varepsilon}^p \tag{2.9}$$

Burada x öteleme gerilmesini, c ise malzeme katsayısını ifade eder. Bu kural çevrimsel yüklemelere uygulandığında, yapılan tahminlerin başarılı olmadığı gözlemlenmiş ve Ziegler [23] 1959 yılında farklı bir doğrusal kinematik pekleşme kuralı önermiştir. Şekil 2.27.'de gösterilmiş olan Ziegler kuralında akma yüzeyinin, merkezinden radyal olarak hareket ettiği varsayılmaktadır.



Şekil 2.27. Ziegler pekleşme modeli [23].

Ziegler pekleşme kuralı Denklem 2.10'daki bağıntı ile ifade edilebilir.

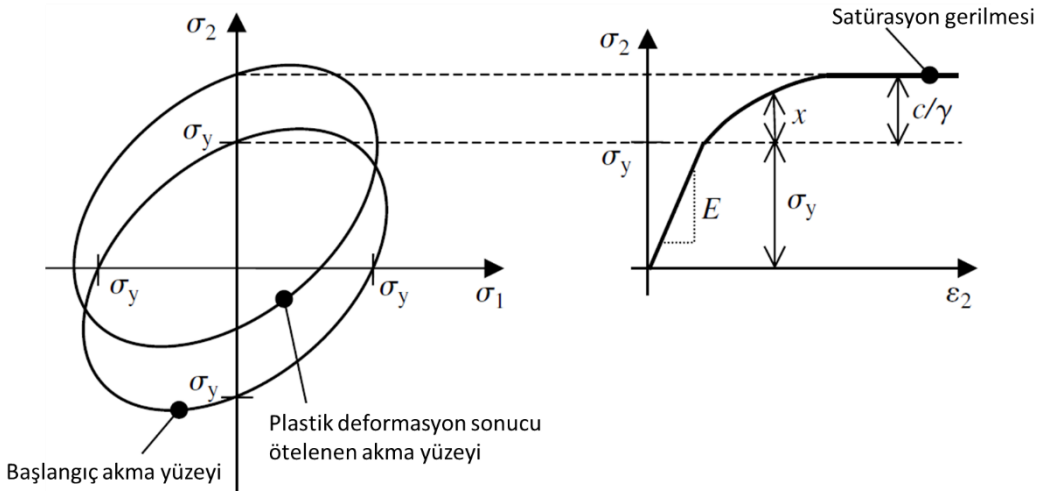
$$\dot{\propto}'_{ik} = (\sigma'_{ik} - \alpha'_{ik})d\mu \tag{2.10}$$

Bu denklemde, α_{ik} öteleme tensörü, σ_{ik} gerilme tensörü, $d\mu$ ise skaler bir büyüklüktür.

Prager ve Ziegler tarafından önerilen kurallarda sadece tek parametre kullanılmaktadır. Bu nedenle bu kurallar kinematik pekleşmenin doğrusal olmayan yapısını tanımlayamamaktadır. Doğrusal kuralların eksikliğini giderebilmek için 1966 yılında Armstrong ve Frederick tarafından Denklem 2.11'de ifade edilen doğrusal olmayan kinematik pekleşme kuralı önerilmiştir [24].

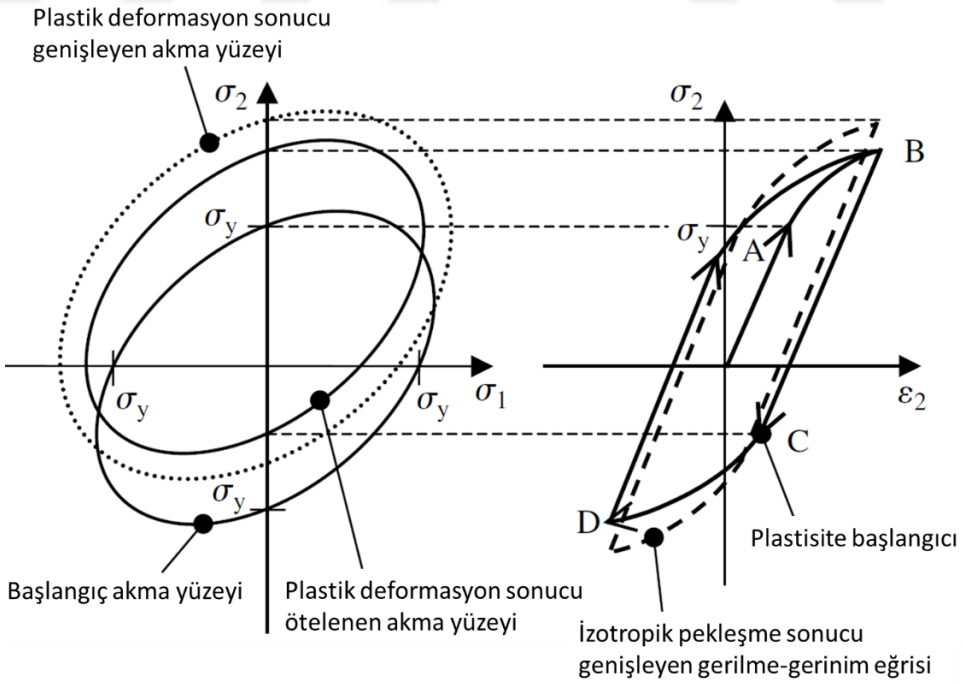
$$x = \frac{c}{\gamma}\left(1 - e^{-\gamma\varepsilon^p}\right) \tag{2.11}$$

Burada c/γ ve γ, sırasıyla öteleme gerilmesinin satürasyon değeri ve satürasyon oranını ifade etmektedir (Şekil 2.28.).



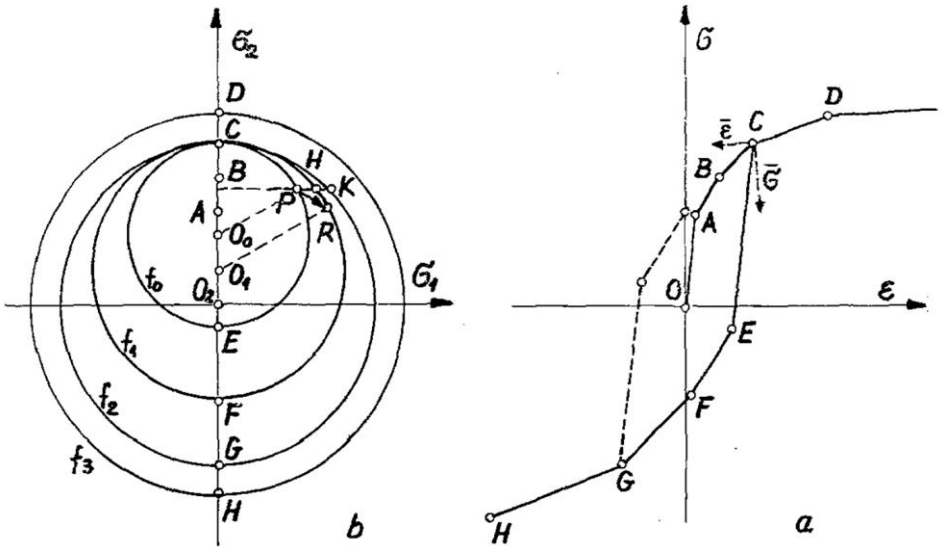
Şekil 2.28. Satürasyon gerilmesi ve satürasyon oranı [17].

Gerçekte yapılan deneylerde ise akma yüzeyinin hem boyut hem de şekil değiştirdiği gözlemlenmektedir. Bu durumda malzeme hem izotropik hem de kinematik olarak pekleşme davranışı gösterir. Bu nedenle Bauschinger etkisinin daha iyi modellenebilmesini amaçlayan izotropik ve kinematik pekleşme kavramlarını bir arada kullanan karışık pekleşme kuralları (Şekil 2.29.) ortaya atılmıştır.



Şekil 2.29. Karışık pekleşme modeli ve karşılık gelen gerilme-gerinim eğrisi [17].

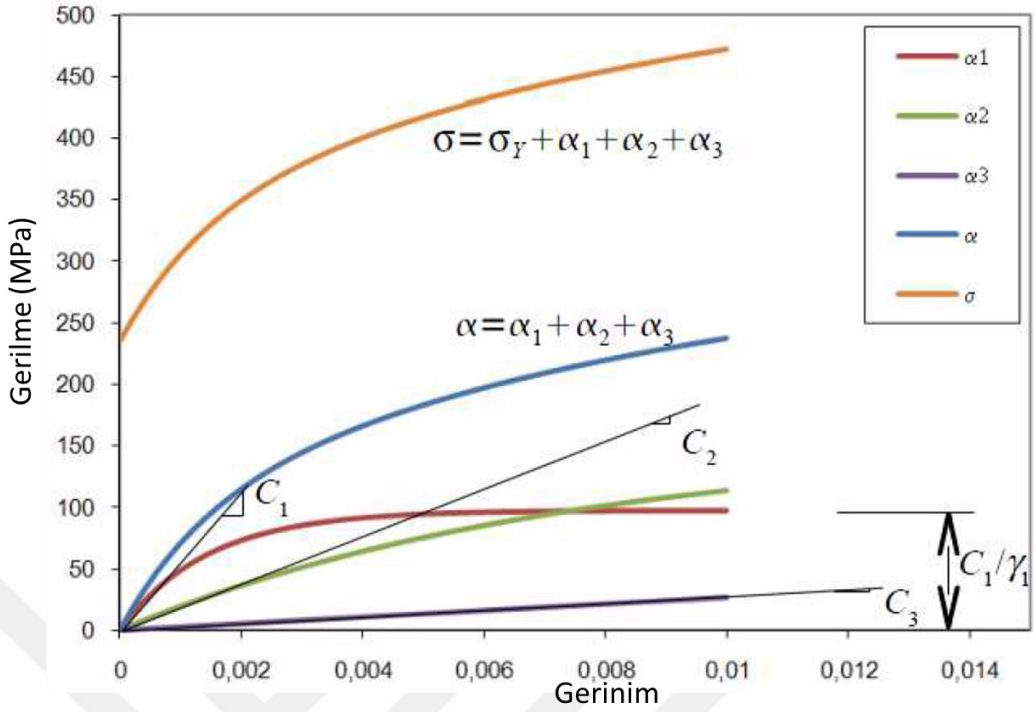
Mroz [25], izotropik ve kinematik pekleşmeyi kapsayan karışık bir pekleşme kuralı önermiştir. Şekil 2.30.'da gösterilen pekleşme modülü alanı olarak adlandırılan bir kavram ortaya atılmış olup, bu alan gerilme uzayında sabit pekleşme modülü yüzeylerinin konfigürasyonu olarak tanımlanmıştır.



Şekil 2.30. Pekleşme modül alanları ve karşılık gelen gerilme-gerinim eğrisi [26].

Mroz pekleşme kuralına göre tüm yüzeylerin genişlemesi ve öteleme hareketleri hesaplanarak yükleme geçmişinin anlık durumu belirlenebilmektedir. Mroz önerdiği kuralı tek eksenli ve çok eksenli çevrimsel yüklemede uygulamış ve deneysel sonuçlarla uyumlu tahminler yapabilmiştir [26].

Chaboche [27] izotropik ve kinematik pekleşmeyi içeren, Armstrong-Frederick modelinin dezavantajlarını, öteleme gerilmesini M adet parçanın süperpozesi (Şekil 2.31.) ile ifade ederek bertaraf eden karışık bir pekleşme kuralı önermiştir. Chaboche, kinematik davranışın tanımlanmasında çoklu yüzeyler, sadece iki yüzeyli kurallar ve diferansiyel denklemle tanımlanan kinematik pekleşme kuralı olmak üzere üç farklı yaklaşım kullanmıştır.



Şekil 2.31. M=3 için Chaboche model parametreleri [10].

Denklem 2.12'deki bağıntıyla ifade edilebilen Chaboche kuralı birden fazla öteleme gerilmesi terimini kullanması sebebiyle geçici yumuşamayı doğru bir şekilde tanımlayabilmekte ancak kısa süreli geçişte yeterli olamamaktadır [16]. Bu bağıntıda $\dot{x}$ öteleme gerilmesi, M ise süperpoze parça sayısını ifade etmektedir.

$$\dot{x} = \sum_{i=1}^{M} x^i \tag{2.12}$$

Pekleşmenin izotropik bölümü Denklem 2.13'teki bağıntı ile ifade edilebilir. Burada R izotropik pekleşmeyi ifade eder b ve Q ise malzeme sabitleridir.

$$\dot{R} = b(Q - R)\dot{p} \tag{2.13}$$

2.4. Değerlendirme

Tez çalışmasının bu bölümünde anlatılanlar dikkate alındığında çevrimsel plastisite modellerinin Mroz tipi pekleşme kuralı ihtiva eden modeller ve Armstrong-Frederick tipi pekleşme kuralı ihtiva eden modeller olmak üzere ikiye ayrıldığı söylenebilir.

Jiang ve Kurat [28] yaptıkları çalışmada orantısız yükleme koşullarında Mroz tipi modellerin matematiksel tanımında zorlukları olduğunu belirterek Armstrong-Frederick tipi modellerin çevrimsel plastisitenin gözlenen deneysel bulguları daha uygun bir benzetimle ifade ettiğini belirtmişlerdir. Bu bölümdeki bilgiler dikkate alındığında tez çalışmasında kullanılacak plastisite modellemeleri için Armstrong-Frederick tipi pekleşme kuralını ihtiva eden von Mises akma yüzeyi seçilmiştir. von Mises akma yüzeyi literatürde yaygın kullanımı ve hesaplama kolaylığı açısından tez çalışmasında tercih nedeni olmuştur.

BÖLÜM 3. HASAR KAVRAMI

Yapısal elemanlar ve makina elemanlarının amaçlanan işlevlerini yerine getirmede başarısız olmasında üç faktör etki etmektedir, bunlar aşırı elastik deformasyon, aşırı plastik deformasyon ve kırılma olarak belirtilebilir. Mühendislik uygulamalarındaki yapılarda sıklıkla normal ve kayma gerilmelerinin aynı anda meydana geldiği çok eksenli gerilme durumu gözlemlenir. Bu şekilde bileşik gerilmeye haiz olan yapılarda gerekli mukavemet hesaplarının gerçekleştirilebilmesi amacıyla çeşitli hasar teorileri ortaya atılmıştır. Bu teorilerin temel amacı, malzemenin mekanik özelliklerini tespit etmek amacıyla uygulanan basit çekme ve basma deneylerinden elde edilen veriler yardımıyla çok eksenli yüklemelere maruz kalan yapılarda hasarı tespit etmektir [29, 14, 30].

Tezin bu bölümünde yükleme çeşitleri özetlenmiş ve statik yüklemeyi göz önüne alan hasar teorileri incelenmiştir. Daha sonra ise değişken gerilme kavramı ifade edilerek, değişken yükleme sonucu oluşan yorulma hasarı gerilme-ömür ve gerinim-ömür yöntemleri ile açıklanmıştır.

3.1. Yükleme Çeşitleri

Hasar oluşumu temelli tasarım, gerilmelerin hesaplama şekline, yükleme durumuna ve malzeme tipine bağlı olarak değişir. Yükleme çeşitleri en genel haliyle statik, değişken, darbe ve sürünme olarak sınıflandırılabilir [31].

3.1.1. Statik yükleme

Statik yük, bir elemana etki eden sabit bir kuvvet veya kuvvet çiftidir. Kuvvet veya kuvvet çiftinin sabit olması için; büyüklük, uygulanan nokta veya noktalar ve yön

değişmemelidir. Bir statik yük uygulanma şekline bağlı olarak çekme veya basma gerilmesi, kesme gerilmesi, eğilme gerilmesi, burulma gerilmesi veya bunların birleşiminden oluşan bir gerilme meydana getirebilir [29,32].

3.1.2. Değişken yükleme

Kuvvet karakteristiğini belirleyen faktörlerin değişmesi durumunda meydana gelen yükleme tipidir. Değişken yüklemede kuvvetin şiddeti, yönü ve/veya uygulama noktasının değişimi söz konusudur. Bu duruma dönen bir mil örnek gösterilebilir, uygulanan şiddet değişmemekle birlikte uygulama noktası değiştiğinden mil üzerinde değişken zorlanmalar meydana gelmektedir [2,32].

3.1.3. Darbe yüklemesi

Yapı veya makinalara aniden uygulanan yükler şok veya darbe yükü olarak adlandırılır ve dinamik yüklemeye neden olur. Darbe yüklemesi genellikle bir elemana uygulanan ani bir yük veya hareket tarafından üretilir [29]. Bu yükleme tipine örnek olarak çarpışma verilebilir.

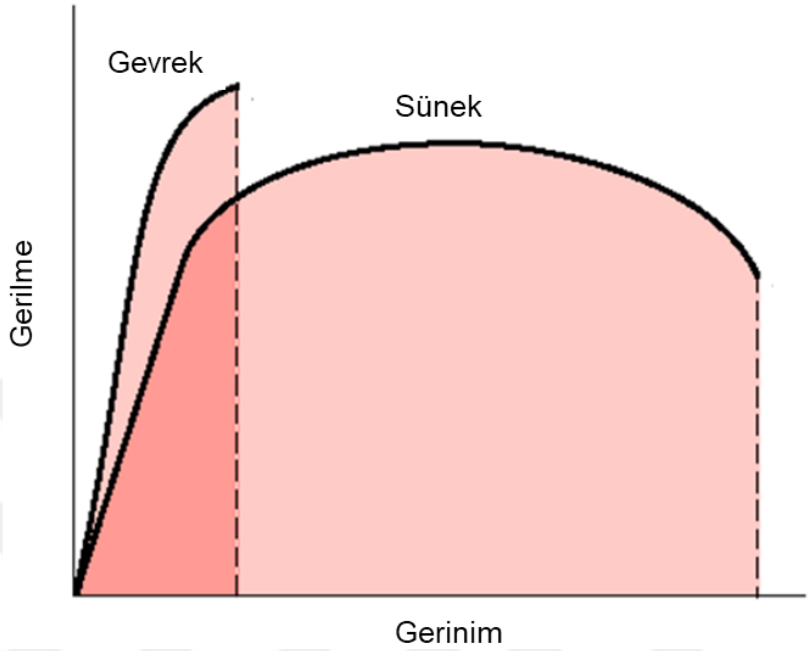
3.1.4. Sürünme

Bu yükleme türünde kuvvet yaklaşık sabit bir şiddette ve düşük hızda uygulanır. Bu yükleme tipi, uzun süreli yükleme olarak da adlandırılır. Sürünme anelastik davranışın önemli bir tezahürüdür. Metallerde anelastik etkiler oda sıcaklığında genellikle çok küçüktür, ancak polimer malzemeler için aynı sıcaklık bölgesinde bu etkiler daha büyük olabilir. Malzemenin sürünme karakteristiğini belirleyen testler yapının çalışma sıcaklarında yapılmalıdır [14,30].

3.2. Statik Yükleme Sonucu Oluşan Hasarlar

Malzemenin mekanik bir davranışı olan süneklik ve gevreklik kavramı, statik yükleme sonucu oluşan hasarın sınıflandırılmasında önemli bir role sahiptir. Süneklik bir

malzemenin hasar oluşmadan önce ne kadar şekil değiştirebileceğini belirtir (Şekil 3.1.).



Şekil 3.1. Gevrek ve sünek malzemeler için gerilme-gerinim eğrisi [2].

Yük altındaki malzemelerin genel davranışı, kırılmanın tipine göre sünek veya gevrek olarak sınıflandırılabilir. Beyaz dökme demir gibi gevrek bir metal, kırılmadan önce bir miktar plastik davranış gösterir ve malzemenin lokal gerilmeleri yeniden dağıtmasına olanak tanır. Çentiklerdeki lokal gerilmeler ve diğer artık gerilme birikimi dikkate alınmadığı zaman, statik gerilmeler için ortalama gerilmeler temelinde bir tasarım yapmak mümkündür. Bununla birlikte, gevrek malzemelerde lokal gerilmeler, lokal akma olmadığından oluşmaya devam eder. Sonuç olarak, bir veya daha fazla gerilme yığılması noktasında hasar oluşur. Gevrek malzemede kırılma, ani bir şekilde ortaya çıkmaktadır, çünkü akma gerilmesi ve çekme mukavemeti hemen hemen aynıdır. Genel olarak kopma uzaması %5'in üstünde olan malzemeler sünek, altında olan malzemeler ise gevrek olarak adlandırılır [2,14].

Gevreklik ve süneklik kavramları mutlak bir malzeme özelliği olmayıp proses koşullarına göre değişkenlik gösterir. Oda sıcaklığında gevrek olan tungsten gibi bir

metal, yüksek sıcaklıkta sünektir. Çekmede gevrek bir metal, hidrostatik sıkıştırma altında sünek olabilir. [2,14].

Yukarıda anlatılan davranışlar çeşitli hasar teorileriyle tanımlanabilmektedir.

3.2.1. Sünek malzemeler için maksimum kayma gerilmesi teorisi

Tresca teorisi olarak da adlandırılan bu teoriye göre maksimum kayma gerilmesi, tek eksenli çekme deneyindeki maksimum kayma gerilmesine ulaştığında akma başlamaktadır. Tresca kriteri, maksimum kayma gerilmesi τ_{maks}, maksimum ve minimum asal gerilmeler sırasıyla $\sigma_{1,}$ ve σ_3 olmak üzere Denklem 3.1'deki gibi yazılabilir [14].

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_{1-}\,\sigma_3}{2} \tag{3.1}$$

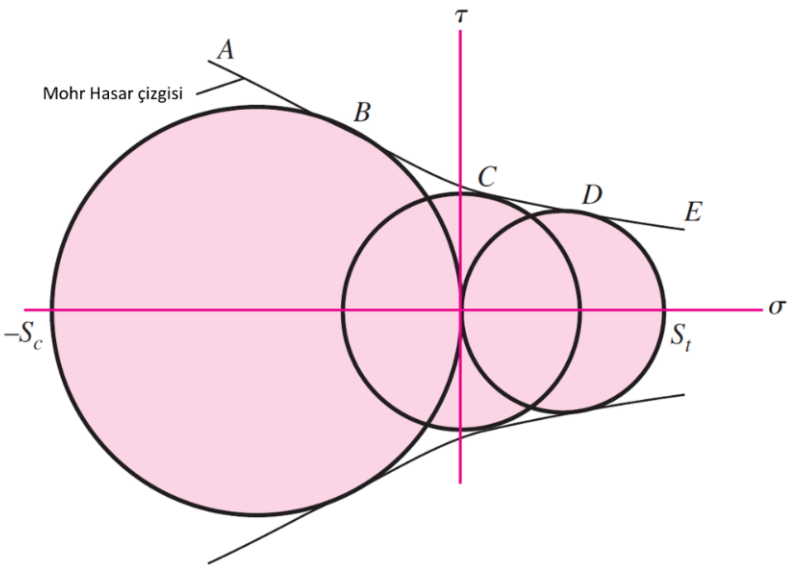
3.2.2. Sünek malzemeler için şekil değiştirme enerjisi teorisi

von Mises teorisi olarak da adlandırılan bu teoriye göre, herhangi bir elemanda birim hacmi etkileyen gerinim enerjisinin aynı malzemeden yapılmış test çubuğunun çekme veya basma testi sonunda, akmanın başladığı andaki birim hacimdeki gerinim enerjisine eşit olduğu veya aştığı anda plastik şekil değişiminin başlayacağını belirtir. von Mises teorisi akmanın, deviatorik gerilme tensörünün ikinci değişmezinin (J_2) malzemenin akma gerilmesi değerine ulaştığında gerçekleşeceğini belirtmiştir [2,14]. von Mises gerilmesi σ', asal gerilmeler $\sigma_{1\,>}\,\sigma_2 > \sigma_3$ olmak üzere, Denklem 3.2'deki gibi yazılabilir.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2}{2}} \tag{3.2}$$

3.2.3. Sünek malzemeler için Mohr teorisi

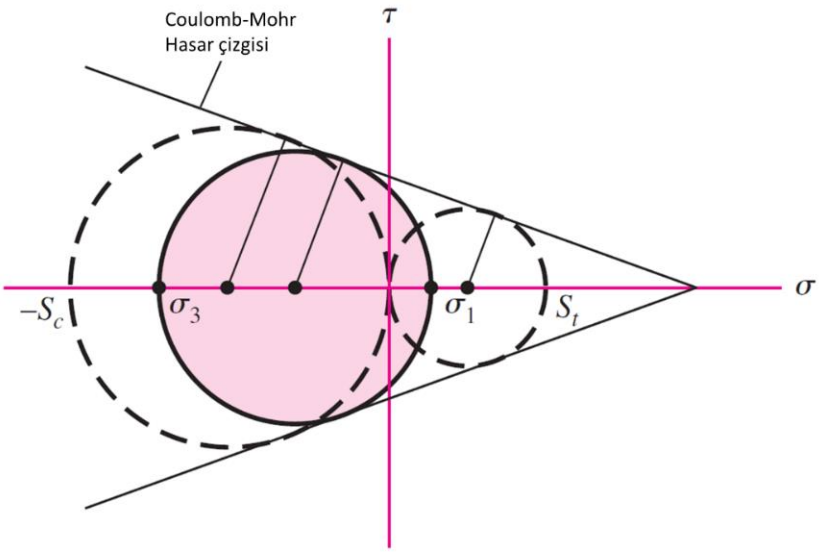
Çekme, kayma ve basma yüklemelerine dayanan Mohr teorisi, Mohr çemberlerini esas almakta ve hasar çizgisi Şekil 3.2.'de görüldüğü üzere bu yüklemeleri temsil eden çemberlerin teğetinden geçmektedir. S_t ve S_c ise sırasıyla çekme ve basma akma dayanımlarını ifade etmektedir [2].



Şekil 3.2. Genel gerilme durumu için Mohr hasar teorisi, sünek malzeme için [2].

3.2.4. Sünek malzemeler için Coulomb-Mohr teorisi

Mohr teorisinde hasar çizgisinin belirlenmesindeki pratik zorluklar nedeniyle bu teorinin geliştirilmiş şekli olan Coulomb-Mohr hasar teorisi de literatürde kullanılmaktadır. İç sürtünme teorisi olarak da adlandırılan bu teori, sadece çekme ve basma yüklemelerini kullanır. Teori, özellikle çekme ve basma dayanımlarının farklı olduğu durumlarda iyi sonuç vermektedir. Şekil 3.3.'te gösterilen hasar çizgisi bu teoride doğrusal kabul edilmektedir [2].



Şekil 3.3. Genel gerilme durumu için Coulomb-Mohr hasar teorisi, sünek malzeme için [2].

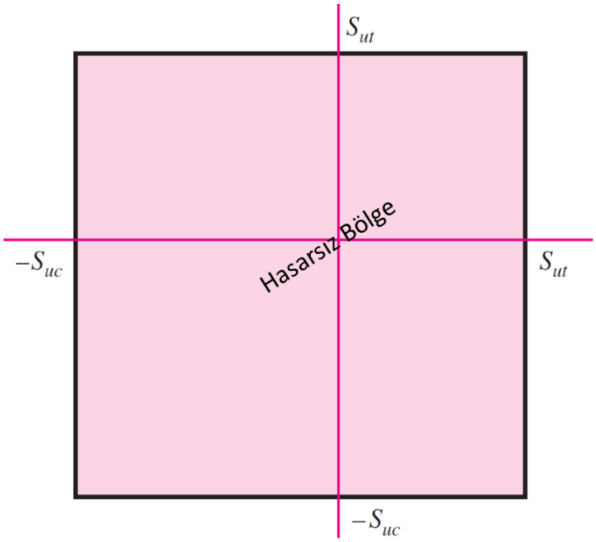
Maksimum ve minimum asal gerilmeler sırasıyla σ_1, ve σ_3 olmak üzere Coulomb-Mohr hasar teorisi Denklem 3.1'deki gibi yazılabilir [14].

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n} \tag{3.3}$$

Burada n emniyet katsayısı, S_t ve S_c ise sırasıyla çekme ve basma akma dayanımlarını ifade etmektedir [2].

3.2.5. Gevrek malzemeler için maksimum normal gerilme teorisi

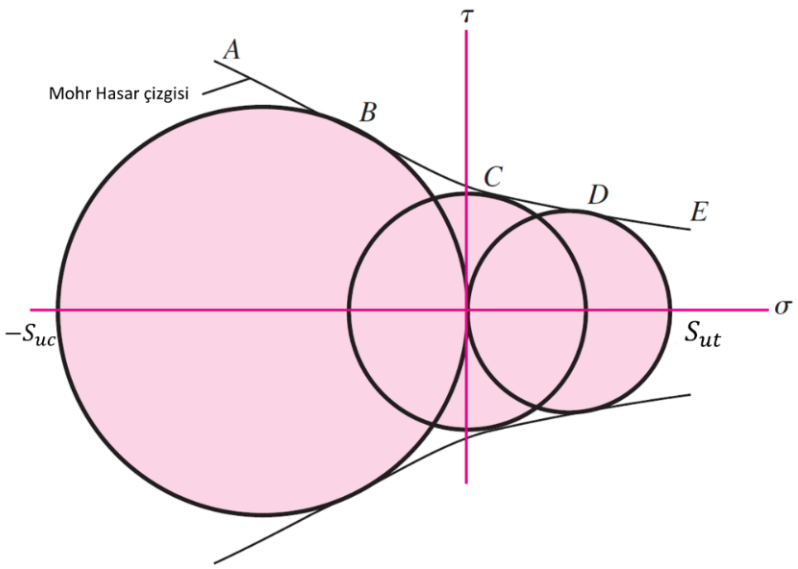
Rankine teorisi olarak da adlandırılan bu teoriye göre, maksimum asal gerilme olan σ_1'in maksimum çekme veya basma dayanımını aştığı anda hasar meydana gelmektedir [2,30]. Şekil 3.4.'te hasarsız bölge gösterilmiştir, burada S_{ut} ve S_{uc} ise sırasıyla maksimum çekme ve basma dayanımlarıdır [2].



Şekil 3.4. Maksimum normal gerilme hasar teorisi [2].

3.2.6. Gevrek malzemeler için Mohr teorisi

Bu teoride hasar çizgisini tespit etmek için, sünek malzemeler için kullanılan akma dayanımı yerine, maksimum dayanım kullanılmaktadır. Hasar çizgisi Şekil 3.5.'te görüldüğü üzere yüklemeleri temsil eden çemberlerin teğetinden geçmektedir. S_{ut} ve S_{uc} ise sırasıyla maksimum çekme ve basma akma dayanımlarını ifade etmektedir [2].



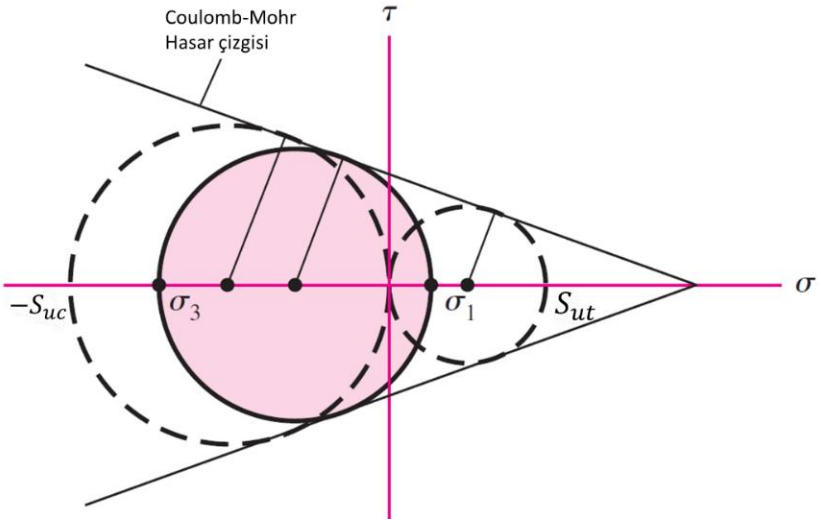
Şekil 3.5. Genel gerilme durumu için Mohr hasar teorisi, gevrek malzeme için [2].

3.2.7. Gevrek malzemeler için Coulomb-Mohr teorisi

Bu teoride, gevrek malzemeler için kullanılan Mohr teorisinde olduğu gibi, hasar çizgisini tespit etmek için sünek malzeme için kullanılan akma dayanımı yerine, maksimum dayanım kullanılmaktadır (Şekil 3.6.). Bu durumda Denklem 3.3'te verilmiş olan bağıntı maksimum ve minimum asal gerilmeler sırasıyla $\sigma_{1,}$ ve σ_3 olmak üzere; Denklem 3.4'teki hali alır.

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} = \frac{1}{n} \tag{3.4}$$

Burada n emniyet katsayısı, S_{ut} ve S_{uc} ise sırasıyla maksimum çekme ve basma dayanımlarıdır [2].



Şekil 3.6. Genel gerilme durumu için Coulomb-Mohr hasar teorisi, gevrek malzeme için [2].

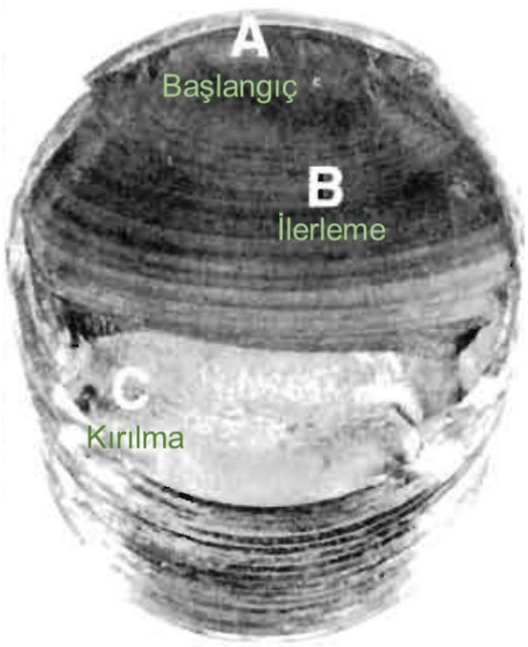
3.3. Değişken Yükleme Sonucu Oluşan Yorulma Hasarı

Tekrarlı yük altında, çatlakların yavaşça ilerleyerek belirli bir kritik uzunluğa ulaşması sonucu oluşan hasar türüne yorulma denir. Yorulma günümüzde havacılık, otomotiv gibi sektörlerde kullanılan metalik malzemelerde ortaya çıkan hasarın önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Yorulma hasarı çatlak oluşumu ve çatlağın yayılması sonucu oluşur. Yorulma hasarını kolaylaştıran etkenler; geometri, yüzey durumu ve yükleme

tipinden kaynaklanan dış etkenler ile malzeme durumundan kaynaklanan iç etkenler olarak ikiye ayrılabilir. Çekme, basma, eğilme ve burulma yüklemeleri için temel gerilme eşitliklerinin geliştirilmesinde elemanların geometrik düzensizliklere sahip olmadığı varsayılır. Fakat elemanlarda kesit değişikliğine gitmeden makina tasarımı yapmak oldukça zordur. Yorulma açısından güvenli ve ekonomik bir parça tasarımı gerçekleştirebilmek için geometrik düzensizliklerin göz önüne alınması önemli bir konudur [1,2,3]

Değişken koşullarda gerilme, zamana bağlı olarak değişir ve bu durum değişken gerilme olarak adlandırılır. Makina elemanlarında değişken gerilmeler altında hasar tespit edildiğinde, hasarı oluşturan dinamik maksimum gerilmenin malzemenin statik maksimum gerilmesinin altında olduğu görülmektedir [2].

Yorulma hasarının gelişimi üç aşamada oluşur. İlk aşamada tekrarlanan lokal şekil değişimleri nedeniyle mikro çatlaklar meydana gelir. İkinci aşamada bu çatlaklar ilerler. Son aşamada ise kalan malzeme gelen yükleri karşılayamaz ve hasar meydana gelir [2]. Şekil 3.7.'de bu aşamalar gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Yorulma aşamaları [2].

3.3.1. Değişken gerilmeler

Değişken gerilmeler, dönen makinaların doğası gereği sık sık sinüs dalgası şeklinde meydana gelmekle beraber, bazıları oldukça düzensiz şekiller olarak da ortaya çıkabilir. Bu periyodik dalgada kuvvetin bir maksimumum bir de minimum olduğu tepe noktaları görülür. Dalganın şekli önemsiz olmakla birlikte bu tepe noktaları önemlidir. Bu tepe noktaları kuvvet karakterizasyonu için kullanılabilir. Bu bağlamda maksimum kuvvet F_{max} ve minimum kuvvet F_{min} olmak üzere Denklem 3.5 ve Denklem 3.6 yazılabilir.

$$F_m = \frac{F_{max}+F_{min}}{2} \tag{3.5}$$

$$F_a = \left|\frac{F_{max}-F_{min}}{2}\right| \tag{3.6}$$

Burada F_m, kuvvetin statik bileşeninin ortalaması; F_a ise kuvvetin dinamik bileşeninin genliğidir. Dinamik gerilmeler rastgele veya periyodik olabilir [2].

Dinamik gerilmeler ise Denklem 3.7- 3.11 arasındaki gibi karakterize edilebilir [2].

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min}+\sigma_{max}}{2} \tag{3.7}$$

$$\sigma_a = \left|\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}\right| \tag{3.8}$$

$$\sigma_r = 2\sigma_a \tag{3.9}$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \tag{3.10}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \tag{3.11}$$

bu eşitliklerde,

σ_{min}: Minimum gerilme,

σ_{max}: Maksimum gerilme,

σ_a: Gerilme genliği,

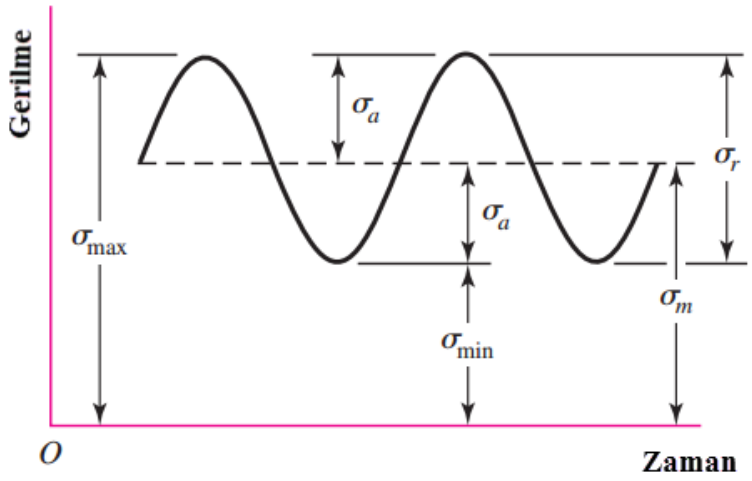
σ_m: Ortalama gerilme,

σ_r: Gerilme aralığı,

R: Gerilme oranı,

A: Genlik oranını belirtir.

Şekil 3.8.'de eşitliklerde belirtilen parametrelerin şematik gösterimi örnek bir zamana bağlı dinamik gerilme grafiğinde verilmiştir.



Şekil 3.8. Örnek bir zamana bağlı dinamik gerilme grafiği [2].

Gerçek uygulamalarda ise parçalar, yapılar ve araçlar oldukça farklı yük geçmişlerine maruz kalırlar. Bu yük geçmişleri basit tekrar eden yük geçmişi olabileceği gibi, tamamen rastgele de olabilir [11].

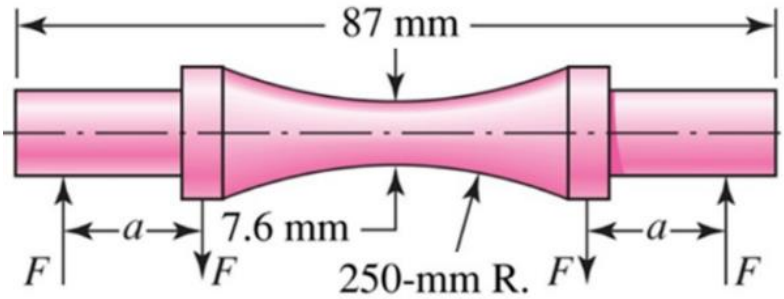
3.3.2. Gerilme ömür yaklaşımı

Gerilme-ömür yaklaşımı; metal yorgunluğunu ölçmek amacıyla kullanılan ilk yaklaşım olmuştur. Neredeyse 100 yıl boyunca standart yorulma tasarım yöntemi olarak kullanılmıştır. Gerilme-ömür yaklaşımı düşük çevrim uygulamalarında iyi

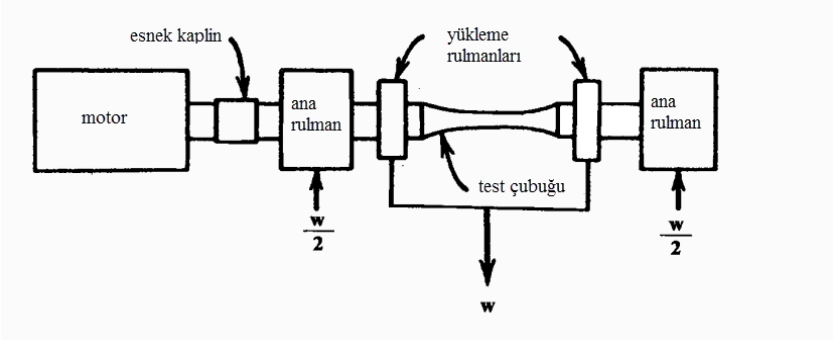
sonuç vermemekle birlikte, malzemeye uygulanan gerilmenin elastik sınırlar içinde kaldığı tasarım uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır [12].

Gerilme-ömür yaklaşımının en önemli dezavantajlarından birisi gerçek gerilme-gerinim davranışını dikkate almaması ve bütün gerinimlerin elastik olarak kabul edilmesidir. Yorulma çatlak başlangıcı, plastik deformasyon sebebiyle ortaya çıktığı için plastik gerinimler önem arz eder. Bu yaklaşım, basitleştirici kabuller altında, dolayısıyla sadece plastik gerinimler küçük olduğunda geçerlidir. Gerilme-ömür yaklaşımında yorulma ömrü literatürde 10000 çevrimden büyük uygulamalar ile sınırlandırılmakla birlikte yine literatürde bu yöntemin 100000 çevrimden büyük uygulamalarla sınırlandırılması görüşünü savunan çalışmalar da bulunmaktadır [6,12].

Gerilme-ömür yaklaşımı, değişken gerilmeye (S), karşılık gelen hasar çevrim sayısını (N) veren Wöhler veya diğer adıyla S-N eğrilerini temel alır. S-N verilerinin elde edilmesinde en yaygın kullanılan prosedür dönen mil testidir (Şekil 3.10., 3.11.). Numune, ilave ağırlık vasıtası ile sadece eğilmeye maruz kalır. Dönen-mil makinası testlerinde, sabit bir eğilme yükü uygulanır ve milin hasar gördüğü için çevrim sayısı kaydedilir. Çeşitli gerilme genliklerinde testler tekrarlanır. Sonuç grafiği S-N eğrisi olarak adlandırılır. S-N eğrisi, belirli bir devir sayısı için yorulma dayanımını (S_f) verir [2].

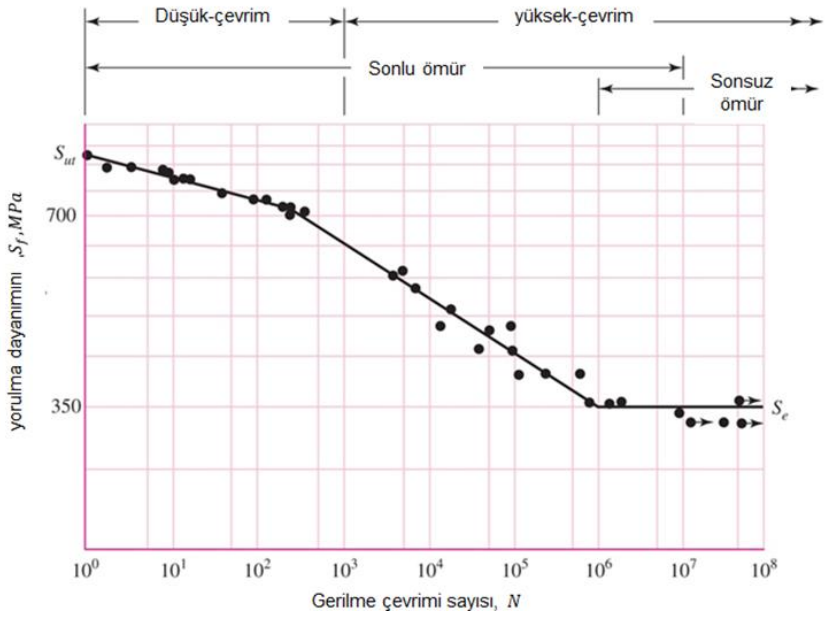


Şekil 3.9. R. R. Moore test numunesi [2].



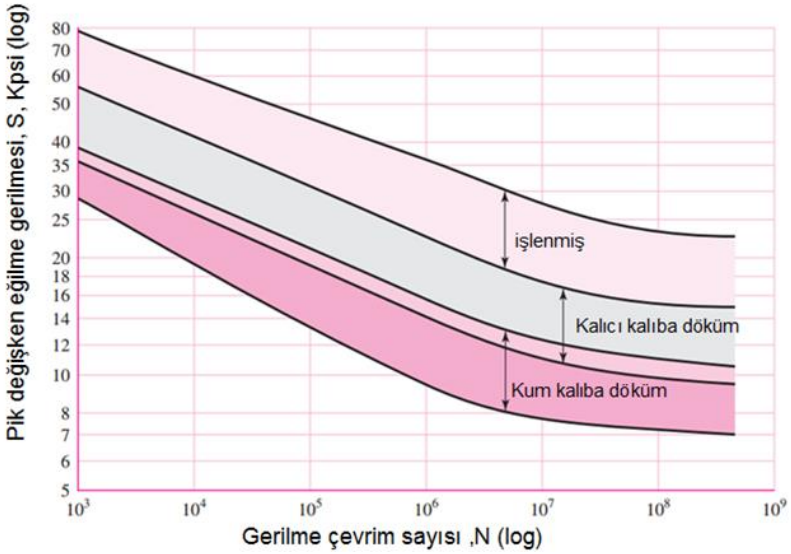
Şekil 3.10. Dönen mil test makinası [11].

S-N test verisi genellikle verilerin ortalamasını temsil eden bir logaritmik eğriyle gösterilir (Şekil 3.12.). Logaritmik eğride yorulma dayanımındaki azalma davranışı belirli bir dayanım değerinde sabit bir hal alır, bu durum sonrasında hasarın meydana gelmediği kabul edilir. Devir sayısı büyüklüğünden bağımsız bu gerilme değeri sürekli mukavemet sınırı (sonsuz ömür) olarak adlandırılır. Sonsuz ömürde genellikle 1 milyon çevrim sayısı dikkate alınır [2,12].



Şekil 3.11. UNS G41300 çeliği için S-N eğrisi [2].

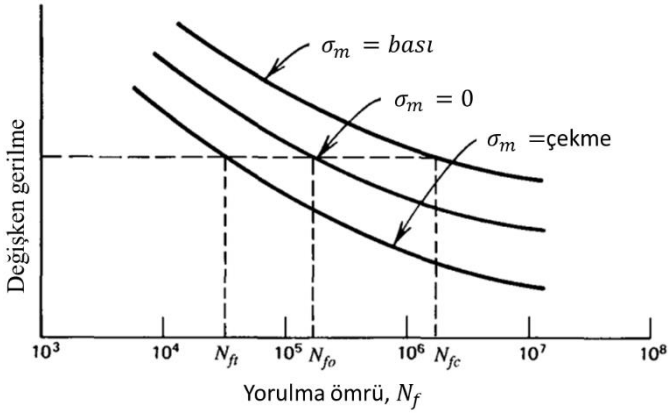
Demir dışı metal ve alaşımların sürekli mukavemet sınırı olmadığından S-N eğrileri yatay olmamaktadır, bu malzemeler için $5x10^8$ çevrime karşılık gelen dayanım değeri pseudo sürekli mukavemet sınırı olarak alınır [2, 12]. Örnek bir alüminyum alaşımı için bu durum Şekil 3.13.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Örnek bir alüminyum alaşımı için S-N eğrisi [2].

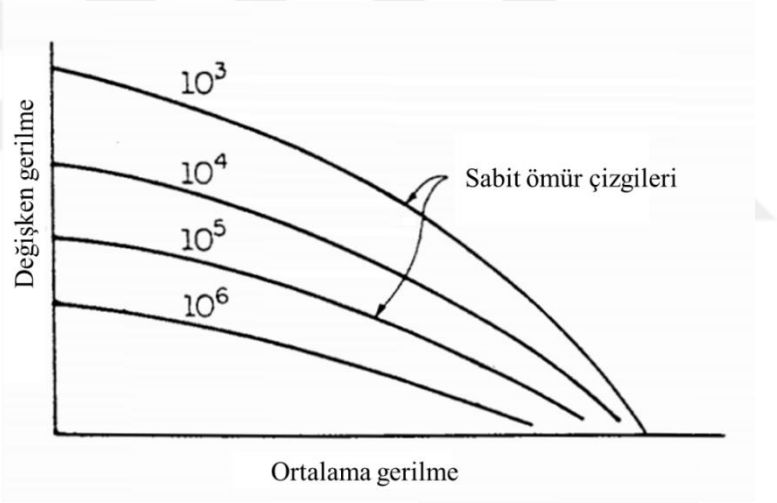
Çeliğin yorulma özellikleri ile daha düşük bir maliyetle elde edilebilen monotonik çekme ve sertlik özellikleri arasında bazı genel ampirik eşitlikler mevcuttur. Çoğu çelik için S-N eğrisi boyutsuz olarak çekme dayanımına göre çizildiğinde, aynı eğriyi takip etme eğiliminde olduğu görülür. Verilen bir malzeme için sürekli mukavemet sınırının, çekme dayanımına oranı yorulma oranı olarak adlandırılır. Çekme dayanımı 1400MPa (200ksi) altında olan çoğu çeliğin yorulma oranı 0,5 olmakla birlikte 0,35-0,6 aralığında değişmektedir. Çekme dayanımı 1400MPa (200ksi) üzeri olan çelikler genellikle martenzit tavlaması sırasında oluşan kalıntılara sahiptir. Bu kalıntılar çatlak başlama noktaları olarak işlev gördüğünden sürekli mukavemet sınırını etkili bir şekilde düşürür [11,12].

Gerilme-ömür yaklaşımına çevrimsel gerilmeler açısından bakıldığında ise bir bileşenin yorulma hasarı öncelikle uygulanan gerilmenin genliği ve aralığı ile ilişkilidir, ikincil olarak ise ortalama gerilme tarafından etkilenmektedir. Yüksek çevrimli yorulma uygulamalarında, ortalama gerilme etkisi yorulma davranışı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir (Şekil 3.16.). Ortalama gerilme mikro çatlakların açılma veya kapanma durumlarını belirler. Mikro çatlakların kapanması çatlağın yayılma hızını ve büyümesini düşürür, açılması ise hızlandırır [7].



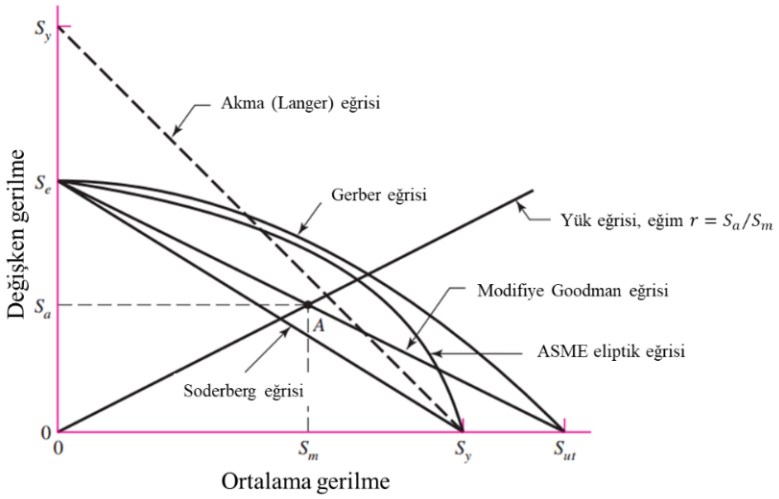
Şekil 3.13. Ortalama gerilmenin yorulma ömrüne etkisi [11].

Ortalama gerilme etkisi sabit bir ömür için dinamik gerilmelere karşılık gelen ortalama gerilmelerin çizilmesi ile oluşturulan Haigh diyagramı ile gösterilir (Şekil 3.17.).



Şekil 3.14. Haigh Diyagramı [12].

Haigh diyagramının oluşturulabilmesi için birçok test yapılması gereklidir. Ancak, bu masraflı ve zaman alan bir işlemdir. Bu nedenle çeşitli ortama gerilme modelleri geliştirilmiştir, bunların en yaygın kullanılanları Soderberg, Goodman, modifiye Goodman, Gerber, Morrow, Smith–Watson–Topper (SWT) ve Walker modelleridir [6,7,12]. Bu modellerin karşılaştırılması Şekil 3.18.'de verilmiştir.



Şekil 3.15. Ortalama gerilme modellerinin karşılaştırılması [2].

Bu eşitlikler, akma dayanımı (S_y), çekme dayanımı (S_u), kopma gerilmesi σ_f ve γ_W ortalama gerilme uygunluk parametresi olmak üzere; Soderbeg, Goodman, Gerber, Morrow, SWT ve Walker modelleri sırasıyla Denklem 3.12-3.17 arasında verilmiştir.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \tag{3.12}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \tag{3.13}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1 \tag{3.14}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1 \tag{3.15}$$

$$\frac{\sqrt{(\sigma_a+\sigma_m)\sigma_a}}{S_e} = 1 \tag{3.16}$$

$$\frac{(\sigma_a+\sigma_m)^{1-\gamma_W}\sigma_a{}^{\gamma_W}}{S_e} = 1 \tag{3.17}$$

Yukarıda bahsedilen modellerin etkinlikleri ile ilgili aşağıdaki genellemeler yapılabilir [7,12]:

- Soderberg modeli aşırı emniyetli bir modeldir ve nadir olarak kullanılır.
- Gerçek test verileri Goodman ve Gerber eğrileri arasında kalmaktadır.
- Gevrek çelikler için, çekme dayanımının kopma dayanımına yaklaştığı noktada Morrow ve Goodman eğrileri temel olarak aynıdır. Sünek çelikler için Morrow eğrisi daha az hassasiyet öngörür.
- Gerilme oranının birden küçük olduğu çoğu yorulma durumunda modeller arasında küçük farklar vardır.
- Gerilme oranının bire yaklaştığı yerde, modeller arasında büyük farklar vardır ve çok az deneysel veri bulunmaktadır. Bu bölgede akma sınırı tasarım sınırlarını belirleyebilir.
- SWT ve Walker modelleri bir çevrimde maksimum gerilme sıfır veya sıfırdan küçükse yorulma çatlağının başlamayacağını belirtir.
- Çelik, alüminyum alaşımları ve titanyum alaşımları için, eğer gerilme oranı -2 ile 0,45 arasında ise Goodman modeli ömür tahmini için hassas değildir ve kullanılması tavsiye edilmez.
- Ortalama gerilme uygunluk parametresi sağlandığı takdirde, Walker modeli çok iyi sonuçlar verir. Aksi durumda hem Morrow hem de SWT modeli çelikler için uygun bir tahmin verir.
- SWT modeli alüminyum alaşımları için tavsiye edilen tek modeldir. Genel olarak, SWT yöntemi çoğu durumda iyi sonuçlar verir ve genel kullanım için iyi bir seçimdir.

Gerçek uygulamalarda ise sürekli mukavemet limiti, malzeme üretim yöntemi, ortam ve tasarım gibi sebeplerle laboratuvar ortamından farklılık gösterebilir. Ömür tahminleri testleri yapılan elemanla sınırlıdır ve geometrideki küçük değişikler dahi takip edilmelidir. Tüm bu farklılıkları ölçmek amacıyla Marin tarafından Denklem 3. 18'de verilen düzeltme faktörleri önerilmiştir [2,7].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \tag{3.18}$$

Bu eşitlikte;

k_a=yüzey faktörü

k_b=boyut faktörü

k_c=yük faktörü

k_d=sıcaklık faktörü

k_e=Güvenilirlik faktörü

k_f=Diğer etkiler

S'_e=Dönen mil test numunesi sürekli mukavemet limitini temsil etmektedir.

Yüzey düzeltme faktörü, gerçek parça yüzeyinin yüzey durum kalitesine ve parça malzemesinin çekme dayanımına bağlıdır (Denklem 3.19). Yüzey durumunu belirten a ve b parametreleri Tablo 3.1.'de verilmiştir.

$$k_a = aS_{ut}^b \tag{3.19}$$

Tablo 3.1. Yüzey durumuna göre a ve b sabitleri [2, 7].

Yüzey Durumu	*a*	*b*
Parlatılmış veya taşlanmış	1,58	-0,085
Takım tezgâhlarında işlenmiş veya soğuk çekilmiş	4,51	-0,265
Sıcak Haddelenmiş	57,7	-0,718
Dövülmüş	272	-0,995

Eksenel ve burulma yüklerinde sürekli mukavemet limiti sonuçları standart dönen-eğilme testinden farklılık göstermektedir. Yük faktörü diğer yükleme koşullarında Denklem 3.20'teki gibi ifade edilir,

$$k_c = \begin{cases} 1 & eğilme \\ 0{,}85 & eksenel \\ 0{,}59 & burulma \end{cases} \tag{3.20}$$

Dönen mil testi standart bir test parçası üzerinde yapılmaktadır. Parça boyutu arttıkça yorulma çatlak başlangıcına sebep olabilecek düzensizlikler artar. Boyut faktörü eksenel yüklemeler için, $k_b = 1$ alınır. Eğilme ve burulma için ise Denklem 3.21'teki bağıntıyla ifade edilebilir,

$$k_b = \begin{cases} 1{,}24d^{-0.107} & 2{,}79 \leq d \leq 51mm \\ 1{,}51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254mm \end{cases} \quad (3.21)$$

Oda sıcaklığından daha düşük sıcaklıklarda, gevrek kırılma ilk dikkate alınması gereken hasar oluşumudur; çalışma sıcaklığı oda sıcaklığından yüksekse akma araştırılmalıdır. T_c çalışma sıcaklığı ve çelik için $37°C \leq T_c \leq 540°C$ sıcaklık aralığında olmak üzere, sıcaklık faktörü k_d Denklem 3.22'de gösterildiği şekilde ifade edilir.

$$k_d = 0{,}9877 + 0{,}6507(10^{-3})T_c - 0{,}3414(10^{-5})T_c^2 + 0{,}5621(10^{-8})T_c^3 - 6{,}246(10^{-12})T_c^4 \quad (3.22)$$

Eğer dönen-milin oda sıcaklığındaki sürekli mukavemet limiti biliniyorsa Denklem 3.23 kullanılabilir.

$$k_d = \frac{\text{çalışma sıcaklığındaki çekme dayanımı}}{\text{oda sıcaklığındaki çekme dayanımı}} \quad (3.23)$$

Sürekli mukavemet dayanımı verileri genellikle ortalama değer olarak raporlanır. Ölçüm verilerinin dağılımını dikkate almak için güvenilirlik faktörü Denklem 3.24'te gösterilen şekilde ifade edilir.

$$k_e = 1 - 0{,}08z_a \quad (3.24)$$

Burada z_a dönüşüm değişkeni olarak adlandırılır, bu değişkenin değeri Tablo 3.2.'de verilmiştir.

Tablo 3.2. Güvenilirlik faktörü [2, 7].

Güvenilirlik %	Dönüşüm Değişkeni z_a	Güvenilirlik Faktörü k_e
50,0000	0	1
90,0000	1,288	0,897
95,0000	1,645	0,868
99,0000	2,326	0,814
99,9000	3,091	0,753
99,9900	3,719	0,702
99,9990	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

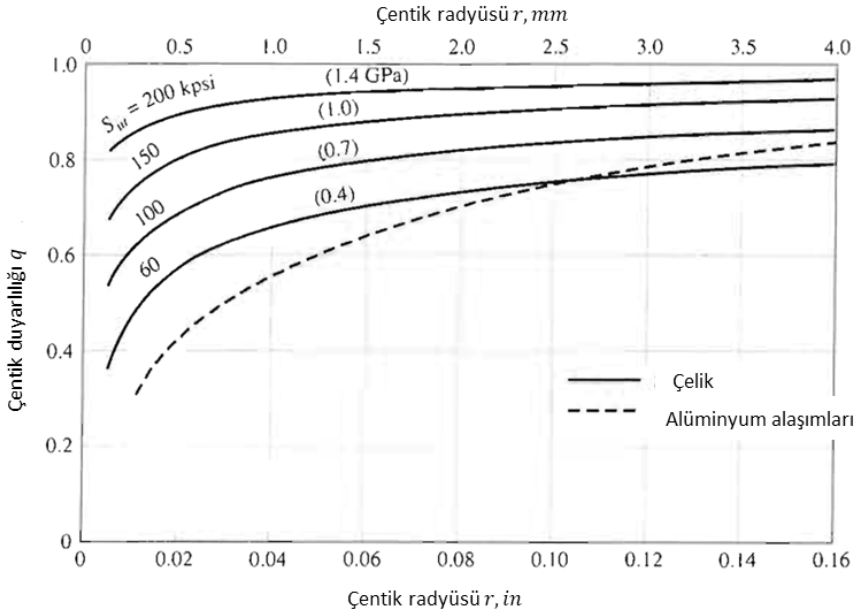
Diğer etkiler faktörü, sürekli mukavemet değerini azaltan artık gerilmeler, farklı malzeme davranışları, işlemin yöne bağlı karakteristikleri ve korozyon gibi tüm diğer etkileri hesaplamayı hedefler. Diğer etkiler faktörü, bu etkilerin dikkate alınması gerektiğini gösteren bir hatırlatma olarak düşünülmelidir, çünkü k_f'in gerçek değeri her zaman mevcut değildir.

Yorulma gerilmesi yığılma faktörü malzeme içindeki düzensizlik ve süreksizlik nedeniyle kullanılır ve Denklem 3.25'te gösterilen şekilde tanımlanır.

$$k_t = \frac{çentikli\ numudeki\ maksimum\ gerilme}{çentiksiz\ numudeki\ maksimum\ gerilme} \tag{3.25}$$

k_t statik gerilme yığılma faktörü olmak üzere, yorulma gerilme yığılması ve çentik duyarlılığı arasındaki ilişki Denklem 3.26'da verilmiştir, çentik duyarlılığı Şekil 3.19.'da verilmiştir.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \tag{3.26}$$



Şekil 3.16. Eğilme ve eksenel yükler için q değeri [2].

3.3.3. Gerinim ömür yaklaşımı

Gerinim-ömür metodu bileşenlerin kritik bölgelerdeki gerinim veya yer değiştirme tepkisini temel alır. Gerinim tabanlı yaklaşım, günümüzde yorulma problemleri için geniş ölçüde kullanılmaktadır. Ölçülen gerinimin düşük çevrimli yorulma ile iyi ilişkilendirilebilen bir nicelik olduğu görülmüştür [11,12].

Bu yaklaşım yalnızca kısa ömürlü bileşenler için yararlı olabilecek gibi görünmesine rağmen daha yaygın kullanım alanı vardır. Gerinim-ömür yaklaşımı ayrıca yüksek çevrimli uygulamalarda bir avantaj yaratabilir zira malzeme verisinin dağılma eğilimi daha azdır. Özellikle otomotiv endüstrisinde tasarım bileşenlerinin sonlu bir ömrü için çalışan mühendisler tarafından, gerinim-ömür metodu, gerilme-ömür metoduna göre daha genel olarak uygulanabilen ve yaygın olarak kullanılan bir yaklaşımdır. Gerilme-ömür yaklaşımı sonsuz ömür başlangıcında gerinim-ömür yaklaşımının bir alt kümesi olduğu görülmektedir ve elastik gerilme her iki yaklaşımda da aynı etkiye sahip olma eğilimindedir [6].

Basquin gerilme-ömür verilerinin doğrusal olarak logaritmik ölçekte çizilebildiğini gözlemlemiştir. Gerçek gerilme genliği kullanılarak bu grafik doğrusal hale getirilirse Denklem 3.27 elde edilir [11,12].

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_f'\left(2N_f\right)^b \tag{3.27}$$

Bu eşitlikte,

$\Delta\sigma/2$: Gerçek gerilme genliği.
N_f : Yorulma ömrü.
σ_f' : Yorulma dayanım katsayısı.
b : Yorulma dayanım üssü (Basquin üssü) değerleridir.

Yorulma dayanım katsayısı yaklaşık olarak gerçek çatlak dayanımına eşittir. Yorulma dayanım üssü ise genellikle -0,05 ile -0,12 değerleri arasında değişmektedir [11,12].

Plastik gerinim ve ömür arasındaki ilişki Manson-Coffin eşitliği olarak adlandırılır. Bu bağıntı Denklem 3.28'de verilmiştir.

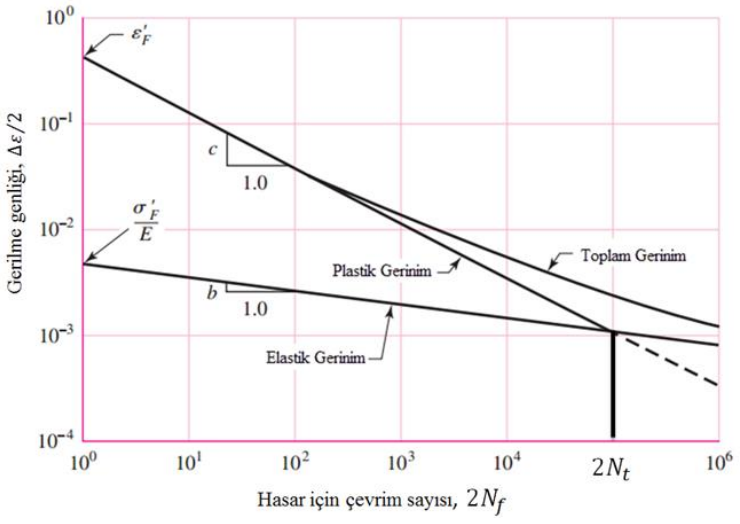
$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_f'(2N_f)^c \tag{3.28}$$

Bu eşitlikte;

$\Delta\varepsilon/2$: Gerçek gerinim genliği.
N_f : Yorulma ömrü.
ϵ_f' : Yorulma süneklik katsayısı.
c : Yorulma süneklik üssü değerleridir.

Yorulma süneklik katsayısı yaklaşık olarak gerçek çatlak sünekliğine eşittir. Yorulma süneklik üssü ise -0,5 ile -0,7 değerleri arasında değişmektedir [11,12].

Toplam gerinim genliği elastik ve plastik gerinimlerin toplamıdır. Hem elastik hem de plastik eğriler yaklaşık olarak lineerdir (Şekil 3.20.). Elastik ve plastik gerinim doğrularının eğimi sırasıyla, yorulma dayanım üssü ve yorulma süneklik üssünü verir. Bu durum sayesinde küçük eksenel test numuneleri kullanılarak gerinim-ömür verileri sağlanır [11,12].



Şekil 3.17. Gerinim-ömür eğrisi [2].

Toplam gerinim Denklem 3.29 ve 3.30'te verilmiştir.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \tag{3.29}$$

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E}\left(2N_f\right)^b + \varepsilon_f'\left(2N_f\right)^c \tag{3.30}$$

Bu bağıntı gerinim-ömür yaklaşımının temelini teşkil eder ve gerinim-ömür eşitliği olarak adlandırılır [6,7,11,12].

Geçiş yorulma ömrü, $2N_t$ (Denklem 3.31), elastik ve plastik eğrilerin kesişimi ile gösterilir ve elastik ve plastik gerinimler bu noktada eşittir.

$$2N_t = \left(\frac{\varepsilon_f' E}{\sigma_f'}\right)^{1/(b-c)} \tag{3.31}$$

Geçiş yorulma ömrünün altındaki deformasyonlar çoğunlukla plastik, üzerindeki deformasyonlar ise çoğunlukla elastiktir. Geçiş yorulma ömrü çeliklerin sertliği arttırılarak azaltılabilir. Çekme dayanımı arttığında da geçiş yorulma ömrü azalacak ve elastik gerinim bileşeni yorulma ömrünün büyük bir kısmında baskın olacaktır [11,12].

En uygun malzeme hem yüksek sünekliğe hem de yüksek dayanıma sahip olmalıdır. Ancak bu iki özellik arasında bir denge genellikle yoktur ve malzeme seçimi beklenen yük veya gerinim koşulları göz önüne alınarak yapılmalıdır. Hasar ömrünün tayininde farklı yöntemler vardır [11,12].

- Test çubuğunda çatlak başlangıcı gözlenmesi.
- Çatlak uzunluğunun verilen sınıra ulaşması (Genellikle 1mm).
- Belirlenen yük taşıma kapasitesinin kaybedilmesi (Sıklıkla %10 veya %50 yük düşüşü).

Test çubuğunda çatlak başlangıcı gözlemlenmesi tek eksenli yükleme için en yaygın kullanılan hasar kriteri olmakla birlikte pek çok durumda bu kriterler arasında büyük farklar yoktur [12]. Gerinim-ömür eşitliği, dört sayısal sabit gerektirir. Yorulma verilerinden bu sabitleri elde etmeye çalışırken birkaç noktaya dikkat etmek gereklidir [2,12].

- Tüm malzemeler bu dört sabit ile temsil edilemeyebilir. (Örneğin bazı yüksek dayanımlı alüminyum alaşımları ve titanyum alaşımları.)
- Dört yorulma sabiti ile eğri uydurma sınırlı sayıda veri noktasından elde edilmiş olabilir. Daha fazla veri noktasının kullanılması durumunda bu sabitlerin değişebileceği göz önüne alınmalıdır.
- Yorulma sabitleri aralık dışındaki veri noktalarından belirlenir ise yorulma ömrü tahmininin çıkarımı bu aralığın dışında olduğu zaman hata meydana gelebilir.
- Holloman eşitliğinin (Denklem 3.32, 3.33) kullanımı matematiksel kolaylıkla ilgilidir, fiziksel bir olguya dayalı değildir.

$$K' = \frac{\sigma_f'}{\left(\varepsilon_f'\right)^{n'}} \tag{3.32}$$

$$n' = \frac{b}{c} \tag{3.33}$$

Gerinim-ömür yorulma özellikleri kararlı bir gerilme-gerinim eğrisinden eğri uydurmayla elde edilir. Daha önce de belirtildiği gibi logaritmik ölçekte elastik ve plastik gerinim doğrularının eğimi sırasıyla, yorulma dayanım üssü ve yorulma süneklik üssünü verir. Yorulma özellikleri monotonik testlerden elde edilen verilerden de elde edilebilir [2,11,12].

Yorulma dayanım katsayısı $\left(\sigma_f'\right)$, yaklaşım olarak;

$$\sigma_f' = \sigma_f \tag{3.34}$$

yazılabilir. Eğer çeliğin sertliği 500 BHN altında ise;

$$\sigma_f \approx S_u + 345 \tag{3.35}$$

$$S_u = 3{,}45HB \tag{3.36}$$

olarak yazılabilir.

Yorulma dayanım üssü (Basquin üssü)(b) -0,05 ile -0,12 arasında değişmekle birlikte çoğu metal için ortalama değer-0,085 olmaktadır [11,12]. Bununla birlikte bu değerin yaklaşık olarak S-N eğrisinin eğimi ile ilişkili olduğu dikkate alınmalıdır.

Yorulma süneklik katsayısı (ϵ_f'), RA redüksiyon alanı olmak üzere Denklem 3.37 ve 3.38'de verilen bağıntılar ile yazılabilir.

$$\varepsilon_f = ln\frac{1}{1-RA} \tag{3.37}$$

$$\varepsilon_f' \approx \varepsilon_f \tag{3.38}$$

Yorulma süneklik üssü (c), diğer parametreler gibi tanımlanmış olmamakla birlikte bazı sayısal yaklaşımlar bulunmaktadır. Coffin c değerini yaklaşık -0,5 bulurken, Manson bu değeri -0,6 civarında bulmuştur. Morrow ise c değerinin -0,5 ile -0,7 arasında değiştiğini belirtmiştir. Fatemi ise -0,4 ile -0,7 değiştiğini belirtip karakteristik değerinin -0,6 olduğunu söylemiştir. Bannatin sünek malzemeler için ortalama değeri -0,6 olarak vermekle birlikte, sert metaller -0,5 değerinin daha makul olduğunu belirtmiştir [6,11,12].

Çevrimsel yorulma özellikleri sabit genlikli, tam değişken gerinim kontrollü testlerden elde edilmekle birlikte bileşenler nadiren bu tür yüklemeye maruz kalmakta ve bazı ortalama gerilme veya gerinim etkileri meydana gelmektedir. Ortalama gerilme etkisi ağırlıklı olarak uzun ömürlerde görülür. Nominal bir basınç yükü ile yorulma ömrünü

arttırmak veya nominal çekme değeri ile yorulma ömrünü azaltmak mümkündür (Şekil 3.16.) [12].

Gerinim-ömür verilerini içeren yorulma ömrü tahmin yöntemlerinde ortalama gerilme etkilerini dâhil etmek daha karmaşıktır [11,12]. Kullanılan bazı yöntemler aşağıda kısaca açıklanmıştır.

Morrow Yöntemi: Gerinim-ömür eşitliğindeki elastik terim yazılırken ortalama gerilme etkisi dikkate alınır (Denklem 3.39).

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E}\left(2N_f\right)^b + \varepsilon_f'\left(2N_f\right)^c \tag{3.39}$$

Monson Halford Yöntemi: Hem elastik hem de plastik terimin ortalama gerilme tarafından etkilendiği kabul edilir (Denklem 3.40).

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E}\left(2N_f\right)^b + \varepsilon_f'\left(\frac{\sigma_f' - \sigma_m}{\sigma_f'}\right)^{c/b}\left(2N_f\right)^c \tag{3.40}$$

Smith, Watson ve Topper (SWT) Yöntemi: Maksimum gerilmenin ortalama gerilme tarafından etkilendiğini kabul eder. Gerinim-ömür eşitliğinde her iki tarafı σ_{max} ile çarpılarak Denklem 3.41 elde edilir.

$$\sigma_{max}\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\left(\sigma_f'\right)^2}{E}\left(2N_f\right)^{2b} + \sigma_f'\varepsilon_f'\left(2N_f\right)^{c-b} \tag{3.41}$$

3.4. Değerlendirme

Tezin bu bölümünde anlatılanların ışığında hasar oluşumunun yükleme tipine bağlı olarak sınıflandırılabildiği görülmektedir. Malzemenin ne zaman hasara uğrayacağını belirlemek için öncelikle yükleme çeşidinin karakterize edilip, uygulanan yükün statik veya değişken olarak sınıflandırılması gerektiği anlaşılmaktadır. Bu sınıflandırmanın ardından uygulanacak hasar teorisi belirlenebilir. Statik yüklemeler için kullanılan

hasar teorilerinde malzemenin süneklik ve gevreklik kavramları önem arz etmektedir. Değişken yüklemeler için yorulma hasarının hesaplanmasında ise gerilme-ömür ve gerinim-ömür olmak üzere iki yaklaşım öne çıkmaktadır. Literadürde gerilme-ömür yaklaşımının yüksek çevrim sayısına sahip uygulamalarda uygun sonuç vermekte olduğu belirtilmektedir. Gerinim-ömür yaklaşımının ise düşük çevrim sayısına sahip uygulamalarda uygun sonuçlar verdiği belirtilmekle birlikte son yıllarda özellikle otomotiv sektöründe tüm çevrim sayıları için gerinim-ömür metodunun ön plana çıktığı gözlemlenmektedir.

BÖLÜM 4. ÇOK EKSENLİ YORULMA

Çok eksenli yorulma, günümüzde başta otomotiv ve havacılık olmak üzere yapısal elemanların tasarımında büyük önem taşımaktadır. Parçalar geometrilerine bağlı olarak, asal gerilmelerin zamana bağlı değişimi nedeniyle çok eksenli yüklemelere maruz kalabilirler. Bu koşullarda güvenilir bir servis ömrü tespiti için yorulma ömrünün doğru değerlendirilmesi gereklidir. Literatürde farklı hasar modelleriyle çok eksenli yükleme koşullarında yorulma ömrünün tahmini üzerine çeşitli çalışmalar gerçekleştirildiği gözlemlenmiştir.

Tezin bu bölümünde öncelikle çok eksenli yükleme durumu incelenmiş, tez kapsamında kullanılan gerinim-ömür bağıntısını temel alan yorulma hasarı modelleri değerlendirilmiştir. Daha sonra çok eksenli yorulma ile ilgili literatür taraması yapılmıştır. Bu tez çalışmasında bir çevrimde oluşan hasar oluşumu incelendiğinden hasar birikim kurallarına değinilmemiştir.

4.1. Çok Eksenli Yükleme

Birçok gerçek tasarım durumunda gerilme tensörünün birden fazla bileşeni sıfır olmamalıdır. Sadeleştirilmiş durumda gerilmeler basit orantılı olarak değişir, bu nedenle asal düzlemlerin yönleri herhangi bir noktada zaman içinde sabit kalmaktadır. En genel durumda ise gerilmeler orantılı bir biçimde farklılık göstermeyecek ve asal gerilmelerin yönleri çevrim sırasında değişecektir, bu sebeple gerilmeler zamana bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanabilir. Bu durumda hasar başlangıcı birçok farklı düzlemde olabilmektedir. Bu anlatıların ışığında yükler; tek eksenli, çok eksenli-orantılı ve çok eksenli-orantısız olarak sınıflandırabilir [6].

Mevcut çok eksenli yorulma hasarı modelleri; eşdeğer gerinim temelli modeller, kritik düzlem modelleri ve enerji temelli modeller olarak sınıflandırılabilir [7, 33]. Tez çalışmasında, literatür çalışmasına istinaden seçilmiş olan eşdeğer gerinim modellerinden gerilme ve gerinim için ASME SEQA ile gerilme ve gerinim için ASME SALT hasar modelleri; kritik düzlem modellerinden ise Smith-Watson-Topper (SWT), kayma gerinimi ve Fatemi-Socie (FS) hasar modelleri incelenecektir.

4.2. Eşdeğer Gerinim Modelleri

4.2.1. Gerilme için ASME SEQA hasar modeli

Gerilme için ASME SEQA hasar modeli von Mises eşdeğer gerilmesi olarak tanımlanır [34,35]. ASME SEQA parametresini hesaplamak için öncelikle asal gerilmeler, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ve $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ olmak üzere asal gerilme farkları Denklem 4.1, 4.2 ve 4.3'te gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\sigma_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2) \tag{4.1}$$

$$\sigma_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3) \tag{4.2}$$

$$\sigma_{13} = (\sigma_1 - \sigma_3) \tag{4.3}$$

ASME SEQA gerilme hasar parametresi, $S\mathrm{EQA}_\sigma$ ise Denklem 4.4 ile hesaplanır.

$$S\mathrm{EQA}_\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}}[(\sigma_{12})^2 + (\sigma_{23})^2 + (\sigma_{13})^2]^{\frac{1}{2}} \tag{4.4}$$

Bu durumda gerilme-ömür eşitliği Denklem 4.5'teki gibi yazılabilir

$$S\mathrm{EQA}_\sigma = \sigma_f'(2N_f)^b \tag{4.5}$$

Bu eşitlikte,

N_f : Yorulma ömrü.

σ_f' : Yorulma dayanım katsayısı.

b : Yorulma dayanım üssü (Basquin üssü) değerleridir.

Hasar ise Denklem 4.6'da gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\Delta D_{\mathrm{SEQA}_\sigma} = \frac{1}{N_f} \tag{4.6}$$

4.2.2. Gerilme için ASME SALT hasar modeli

Gerilme için ASME SALT hasar modeli Tresca eşdeğer gerilmesi olarak tanımlanır [34,35]. ASME SALT parametresini hesaplamak için öncelikle asal gerilme farkları Denklem 4.1, 4.2 ve 4.3'te gösterildiği gibi hesaplanır. ASME SALT gerilme hasar parametresi, $SALT_\sigma$ ise Denklem 4.7 ile hasaplanır.

$$\mathrm{SALT}_\sigma = \max\left[\left|\frac{1}{2}\sigma_{12}\right| \ , \ \left|\frac{1}{2}\sigma_{23}\right|, \left|\frac{1}{2}\sigma_{23}\right|\right] \tag{4.7}$$

Bu durumda gerilme-ömür eşitliği Denklem 4.8'deki gibi yazılabilir.

$$\mathrm{SALT}_\sigma = \sigma_f'(2N_f)^b \tag{4.8}$$

Hasar ise Denklem 4.9'da gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\Delta D_{\mathrm{SALT}_\sigma} = \frac{1}{N_f} \tag{4.9}$$

4.2.3. Gerinim için ASME SEQA hasar modeli

Gerinim için ASME SEQA hasar modeli von Mises eşdeğer gerinimi olarak tanımlanır [34,35]. ASME SEQA gerinim parametresini hesaplamak için öncelikle asal gerinimler, $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ ve $\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3$ olmak üzere asal gerinim farkları Denklem 4.10, 4.11 ve 4.12'de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\varepsilon_{12} = (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \tag{4.10}$$

$$\varepsilon_{23} = (\varepsilon_2 - \varepsilon_3) \tag{4.11}$$

$$\varepsilon_{13} = (\varepsilon_1 - \varepsilon_3) \tag{4.12}$$

ASME SEQA gerinim hasar parametresi, $SEQA_\varepsilon$ ise Denklem 4.13 ile hesaplanır.

$$S\text{EQA}_\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\vartheta)}[(\varepsilon_{12})^2 + (\varepsilon_{23})^2 + (\varepsilon_{13})^2]^{\frac{1}{2}} \tag{4.13}$$

Bu durumda gerinim-ömür eşitliği Denklem 4.14'te gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$S\text{EQA}_\varepsilon = \frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c \tag{4.14}$$

Bu eşitlikte

N_f : Yorulma ömrü,
σ_f' : Yorulma dayanım katsayısı,
b : Yorulma dayanım üssü (Basquin üssü),
ϵ_f' : Yorulma süneklik katsayısı,
c : Yorulma süneklik üssü değerleridir.

Hasar ise Denklem 4.15'te gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\Delta D_{\text{SEQA}_\varepsilon} = \frac{1}{N_f} \tag{4.15}$$

4.2.4. Gerinim için ASME SALT hasar modeli

Gerinim için ASME SALT hasar modeli Tresca eşdeğer gerinimi olarak tanımlanır [34,35]. ASME SALT gerinim parametresini hesaplamak için öncelikle asal gerinim

farkları Denklem 4.10, 4.11 ve 4.12'de gösterildiği gibi hesaplanır. ASME SALT gerinim hasar parametresi, $SALT_\varepsilon$ ise Denklem 4.16 ile hesaplanır.

$$\text{SALT}_\varepsilon = \max\left[\left|\frac{1}{2}\kappa_{12}\right| \ , \ \left|\frac{1}{2}\kappa_{23}\right|, \left|\frac{1}{2}\kappa_{23}\right|\right] \tag{4.16}$$

Bu durumda gerinim-ömür eşitliği Denklem 4.17'de gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\text{SALT}_\varepsilon = \frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c \tag{4.17}$$

Hasar ise Denklem 4.18'de gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\Delta D_{\text{SALT}_\varepsilon} = \frac{1}{N_f} \tag{4.18}$$

4.3. Kritik Düzlem Modelleri

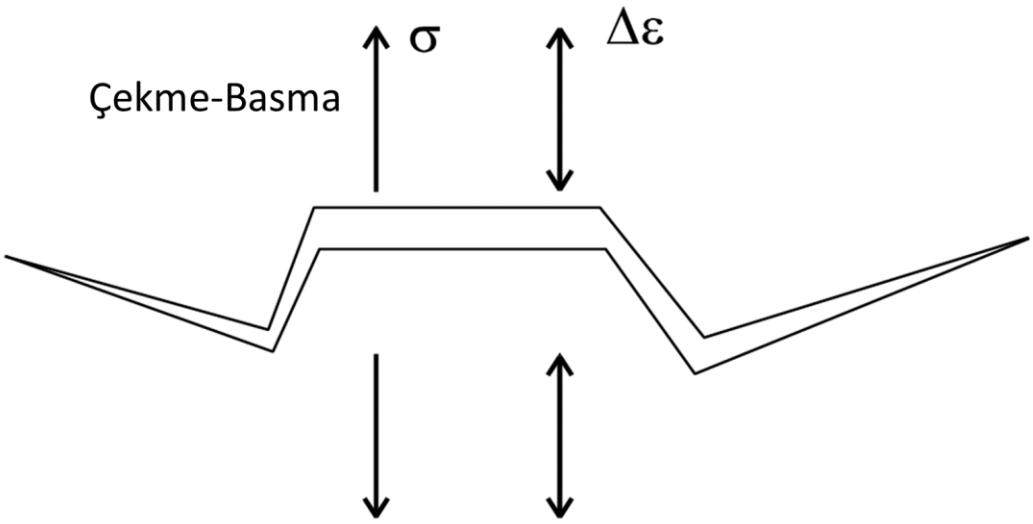
Çok eksenli yorulma analizinde kritik düzlem yaklaşımları araştırmacılar arasında geniş çapta kabul görmektedir. Bu yaklaşımlarda, yorulma ömrü tahmin modelleri, fiziksel çatlak düzlemindeki kritik düzlem denilen sürekli ortam mekaniği değişkenlerine dayanmaktadır. Kritik düzlem teorisi ilk olarak Brown ve Miller tarafından önerilmiştir [12,7]; burada hasar kriteri, kritik düzlemdeki genelleştirilmiş fonksiyonel bir kesme ve normal gerinimler şeklinde verilmiştir. Bu şekilde ifade edilmesinin sebebi, kesme geriniminin çatlak başlangıcında ve ilerlemesinde baskın rol oynaması, normal gerinimin ise çatlak ilerlemesine yardımcı olmasıdır. Kritik düzlem yaklaşımı, hasar başlama sürecinin fiziksel bir yorumunu sağlar. Çatlak yönü, hasar modeli bir düzlem üzerindeki kesme ve normal gerilmelerin bir fonksiyonu olarak tanımlandığı sayısız potansiyel çatlak başlangıç düzlemleri arasında en fazla hasarın olduğu düzlem tespit edilerek belirlenebilir.

Çok eksenli yorulma hasarının hesaplanmasında dikkat edilmesi gereken önemli konulardan biri, kesme ve normal gerilme-gerinim bileşen etkileşimlerinin yorulma hasarı mekanizmalarını nasıl etkilediğidir. Normal kesme gerilme-gerinim etkileşimi

birçok durumda ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle yıllar boyunca çeşitli kesme, normal gerilme-gerinim ve şekil değiştirme bileşenleri kombinasyonlarına dayanılarak yorulma hasarını hesaplayan pek çok kritik düzlem hasar parametresi önerilmekle birlikte, çok az malzemenin farklı yükleme koşulları için sürekli olarak gerçek yorulma ömrü verdiği görülmüştür [36].

4.3.1. Smith-Watson-Topper (SWT) hasar modeli

Smith ve ark [37], tek eksenli çekme ve basma altında yorulma ömrünün belirlenmesi için maksimum gerilme ve gerinin genliğini temel alan bir SWT hasar parametresi önermişlerdir (Şekil 4.1.).



Şekil 4.1. SWT hasar modelinin yorulma çatlakları üzerindeki etkisi [43].

SWT hasar parametresi kritik düzlemde meydana gelen gerilme ve gerinimler dikkate alındığında çok eksenli orantılı ve orantısız yükleme altında kullanılmaktadır. Maksimum normal gerinim düzlemi, kritik düzlem olarak alınmak üzere SWT parametresi, P_{SWT} Denklem 4.19'daki gibi ifade edilebilir [38,39,40].

$$P_{SWT} = \varepsilon_a \sigma_{\max} \tag{4.19}$$

Burada, ε_a gerinim genliğini, $\sigma_{\max}$ ise çevrimdeki maksimum gerilme değerini ifade etmektedir.

Gerinim-ömür denklemi kullanılarak elde edilen parametrelere bağlı ömür bağıntısı ise Denklem 4.20'de verilmiştir.

$$\varepsilon_a \sigma_{\max} = \frac{(\sigma_f')^2}{E}\left(2N_f\right)^{2b} + \sigma_f'\varepsilon_f'\left(2N_f\right)^{b+c} \tag{4.20}$$

Hasar ise Denklem 4.21'de gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\Delta D_{\text{SWT}} = \frac{1}{N_f} \tag{4.21}$$

4.3.2. Kayma gerinimi hasar modeli

Bu hasar modeli, yorulma hasarına neden olan çatlakların maksimum kesme düzleminde başladığını kabul eder. γ_a maksimum gerilme genliği olmak üzere gerinim-ömür bağıntısı Denklem 4.22'de ifade edilmiştir [12].

$$\gamma_a = \frac{\tau_f'}{2G}\left(2N_f\right)^b + \gamma_f'\left(2N_f\right)^c \tag{4.22}$$

Burada,

γ_a: Maksimum kayma gerinimi genliği,
τ_f': Kayma yorulma dayanım katsayısı,
γ_f': Kayma yorulma süneklik katsayısı,
G: Kayma modülüdür.

Bu hasar modeli ile yorulma ömrünün hesaplanabilmesi için çevrimsel burulma deneyinden elde edilen gerinim-ömür eğrisine ihtiyaç duyulmaktadır, ancak birçok malzeme için bu değerler bulunmayabilir. Bu durumda eşdeğer gerilme ve gerinim

değerleri ile çevrimsel çekme-basma testinden elde edilmiş gerinim-ömür eğrisinin kullanımı mümkün olur.

von Mises eşdeğer gerilme-gerinim değerleri ile elde edilen kayma yorulma dayanım ve kayma yorulma süneklik katsayısı sırasıyla Denklem 4.23 ve 4.24'te, Tresca eşdeğer gerilme-gerinim değerleri ile elde edilen kayma yorulma dayanım ve kayma yorulma süneklik katsayısı sırasıyla Denklem 4.25 ve 4.26'da ve maksimum asal gerinim için elde edilen kayma yorulma dayanım ve kayma yorulma süneklik katsayısı sırasıyla Denklem 4.27 ve 4.28'de verilmiştir [41,42].

$$\tau_f' = \frac{\sigma_f'}{\sqrt{3}} \tag{4.23}$$

$$\gamma_f' = \sqrt{3}\varepsilon_f' \tag{4.24}$$

$$\tau_f' = \frac{\sigma_f'}{2} \tag{4.25}$$

$$\gamma_f' = 1.5\varepsilon_f' \tag{4.26}$$

$$\tau_f' = \frac{\sigma_f'}{(1+\nu)} \tag{4.27}$$

$$\gamma_f' = 2\varepsilon_f' \tag{4.28}$$

Hasar ise Denklem 4.29'da gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\Delta D_\gamma = \frac{1}{N_f} \tag{4.29}$$

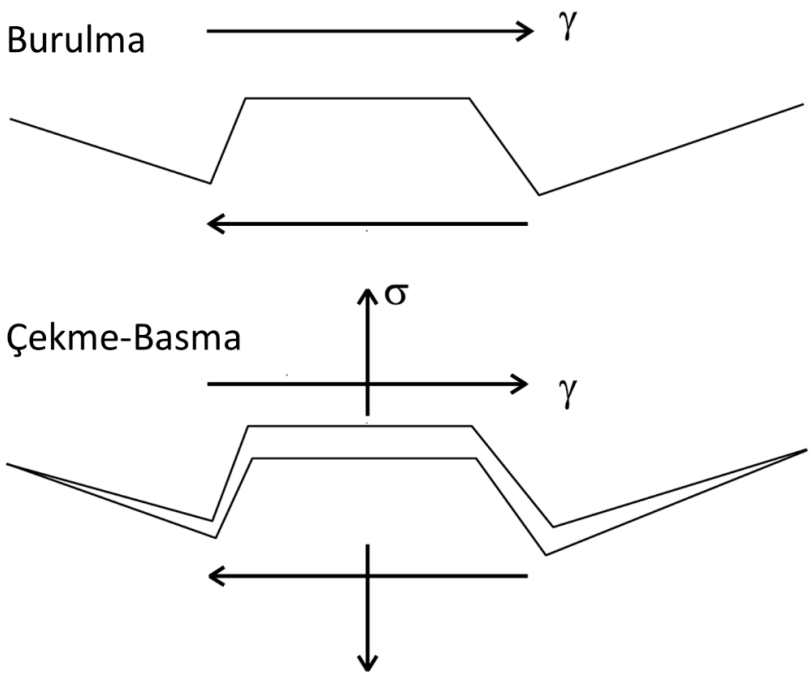
4.3.3. Fatemi-Socie (FS) hasar modeli

Bu model, yorulma hasarının fiziksel yorumuna dayanır. Yorulma hasarına sebep olan parametreler maksimum kesme gerinim genliği değerine ve maksimum kesme gerinim

genliği düzlemine etki eden maksimum normal gerinimdir (Şekil 4.2.). Fatemi-Socie parametresi, P_{FS} Denklem 4.30'da verilmiştir.

$$P_{FS} = \gamma_a \left(1 + k \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0}\right) \tag{4.30}$$

Burada, γ_a maksimum kayma gerinimi genliği, k ise malzeme sabitidir. k değeri yorulma testleri üzerinden eğri uydurma yöntemi ile bulunur. Eğer test verileri mevcut değil ise başlangıç yaklaşımı olarak $k = 1$ alınır [11].



Şekil 4.2. FS hasar modelinin yorulma çatlakları üzerindeki etkisi [43].

Fatemi-Socie hasar modeli Denklem 4.31 ile ifade edilebilir [11,44].

$$\gamma_a \left(1 + k \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0}\right) = \frac{\tau_f'}{2G}\left(2N_f\right)^b + \gamma_f'\left(2N_f\right)^c \tag{4.31}$$

Burada, $\sigma_{\max}$ maksimum gerilme, σ_0 monotonik akma sınırıdır.

Hasar ise Denklem 4.32'de gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\Delta D_{FS} = \frac{1}{N_f} \tag{4.32}$$

Fatemi-Socie hasar modeline göre yorulma hasarının meydana gelebilmesi için çevrimsel kesme gerinimi mevcut olmalıdır. Ortalama gerilme etkisini dikkate alan bu model, yorulma ömrü boyunca çatlak oluşumu ve büyümesinin büyük kısmının maksimum kayma düzlemleri üzerinde olduğu malzemeler için uygundur [11, 44].

4.4. Literatür Taraması

Literatürde çok eksenli yorulma hasarını inceleyen pek çok çalışma mevcuttur. Literatüre bakıldığında çalışmaların genellikle yükleme tiplerinin yorulma hasarına etkisi, çok eksenli yorulma hasar parametreleri, sonlu elemanlar ile yorulma hasarı tahmini ve çentik etkisi konularında yapıldığı gözlemlenmektedir.

Literatürdeki yükleme tiplerinin yorulma hasarına etkisini inceleyen çalışmalar genellikle kullanılan çok eksenli yorulma hasar parametrelerini de incelemektedir. Fatemi ve Socie [45] faz dışı yükleme sonucu ortaya çıkan ek çevrimsel pekleşmeyi normal gerilmeye dahil etmişler ve yaklaşımlarını 1045 HR çeliğinden yapılmış olan boru numuneler üzerinde gerçekleştirdikleri testlerle doğrulamışlardır. Çalışmalarında, Brown ve Miller bağıntısının faz dışı yükleme sonucu ortaya çıkan çevrimsel pekleşme etkilerini kapsamadığı belirtilmiş ve bu etkiyi içeren yeni bir bağıntı önerilmiştir. 1045 çeliği ile ilgili başka bir çalışma Fatemi ve Stephens [46] tarafından gerçekleştirilmiş olup, malzemenin oda sıcaklığında, dairesel, kare yükler altında faz içi ve faz dışı yüklemede çevrimsel şekil değiştirmesini incelemişlerdir. Araştırmacılar, Tresca ve von Mises kriterlerinin çevrimsel gerilme-gerinim çıktısıyla ilişkisini öngörme kabiliyetini değerlendirmişler, asal eksenlerin dönmesinden dolayı ortaya çıkan ek çevrimsel pekleşmeyi tartışmışlar ve bazı gerilme-gerinim döngülerini sunmuşlardır. Çalışmalarında, monotonik gerilme-gerinim eğrilerinin ve akma gerilmelerinin Tresca ve von Mises tahminleri arasında kaldığı gösterilmiş olup, çevrimsel burulmada da aynı şekilde iki kriter arasında, ancak düşük gerinimlerde ve faz içi eksenel burulma halinde von Mises kriterinin çok daha iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

Wang ve Yao [47], çok eksenli yorulma kriterlerini üç grup altında incelemişlerdir. Gerilme, gerinim ve enerji kriterlerinin ömür tahmin kabiliyetlerini, soğuk haddelenmiş çelik, düşük karbonlu çelik ve 42CrMo4 malzemelerden yapılmış altı ayrı numunenin orantısal ve orantısal olmayan yükleme koşullarında elde edilen deney sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucunda gerilme kriterlerinde Lee kriterinin, gerinim kriterlerinde Kandil, Brown ve Miller kriterlerinin, enerji kriterlerinde ise Farahani kriterinin deneysel verilerle en iyi uyumu gösterdiklerini belirtmişlerdir. Yazarlar ayrıca çok eksenli yorulma testlerinin özellikle yüksek çevrim testleri için karmaşık ve yüksek maliyetli oluşu nedeniyle literatürde az miktarda deneysel veri olduğuna dikkat çekmişlerdir. Diğer bir karşılaştırılmalı çalışma da Chen ve Kim [48] tarafından yapılmıştır. Yazarlar SNCNM630 çeliğinden dairesel tüp kesitli numuneler üzerinde monotonik çekme, eksenel yorulma, burkulma yorulması ve değişken büyüklükte düzensiz yüklemeli eksenel burkulma yorulma testleri gerçekleştirmişler ve orantısal olmayan yükleme yollarındaki pekleşmenin bu malzeme için ihmal edilebilir olduğunu göstermişlerdir. Çalışmalarında, Wang-Brown, Smith-Watson-Topper, Fatemi-Socie, Chen-Xu-Huang, Pan-Hung-Chen ve Varvani-Farahani yorulma parametrelerini yağmur damlası çevrim sayımı metoduyla incelemişler ve Miner-Palmgren hasar birikim kuralını uygulamışlardır. Çalışma sonucunda yazarlar, çok eksenli yorulma için sağlam temelli bir doğrusal olmayan hasar birikim modeli olmadığından, farklı yükleme profillerinde ardıllık etkisini doğru tahmin edememesine rağmen Miner-Palmgren metodunu tercih etmişlerdir. Fatemi-Socie parametresinin iyi ömür tahminleri verdiğini ve orantısal olmayan yüklemelerde Wang-Brown parametresinin bir miktar fazla güvenli tarafta kaldığını, enerji bazlı Pan-Hung-Chen ve Varvani-Farahani yöntemlerinin ise maksimum hasar düzlemi kritik düzlem olarak alındığında tatmin edici ömür tahminleri verdiklerini göstermişlerdir.

Kesme gerilmesi altında yorulma hasarını inceleyen bir çalışma Anes ve ark. [49] tarafından yapılmıştır. Sadece kesme gerilmesi altında yorulma çatlağı başlatmak için gereken gerilme düzeyinin eksenel düzeydekinden daha düşük olduğu deneysel olarak kanıtlanmış bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yazarlar, bu deneysel bilgiden yola çıkarak kesme gerilmesi ve eksenel gerilme arasında bir gerilme ölçek çarpanı

uygulamışlar ve farklı gerilmelerin aynı kesme gerilmesi ya da temel gerilme düzeyine indirgenerek yorulma hasar analizinin yapılması fikrini ortaya atmışlardır. Çalışmada bir dizi çok eksenli yorulma testi yüksek mukavemetli çelik numunelerle yapılmış, orantısal ve orantısal olmayan yüklemeler altında çok eksenli yorulma mukavemetinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Araştırmacılar tarafından gerilme ölçek faktörü önerilmiş ve bir eşlenik kesme gerilmesi değeri tanımlanarak yorulma ömrü tahmini yapılmıştır. Yapılan tahmin sonucunda, bu faktörün sabit bir değer olmadığı, gerilme büyüklüğüne ve yükleme yoluna büyük ölçüde bağlı olduğu görülmüştür. Araştırmacılar buradan, gerilme ölçek faktörünü gerilme yoğunluğu düzeyine ve yükleme yoluna bağlı bir fonksiyon olarak önermişler ve sonuçta eşdeğer gerilmenin başarılı bir şekilde orantısal ve orantısal olmayan yükleme yolları için uygulanabildiğini göstermişlerdir.

Aid ve ark. [50], mevcut modellerin rastlantısal yükleme altında yorulma ömrü tahmini kabiliyetlerini 6082-T6 alüminyum alaşımlı malzemelerden imal edilmiş olan ASTM E 739-91 standardına göre hazırlanmış numuneler üzerinde incelemişlerdir. Çalışmada kümülatif bir yorulma hasar modeli önerilmiş ve model özellikle rastlantısal yüklemeler için tasarlanmıştır. Hasar gerilmesi kavramı parçaların yorulma ömürlerini hesaplayabilmek için kullanılmış ve hasar gerilmesi uygulanan gerilme ve kopma gerilmesi ile modellenmiştir. Model farklı düzeylerde yükleme için hasarın değişimini ve yükleme sırasının etkilerini hesaba katmaktadır. Yazarlar modelden tahmin ettikleri sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırarak modelin tahmin kabiliyetinin iyi olduğunu ve çok eksenli yorulma koşullarına uyarlanabileceğini belirtmişlerdir. Aid ve ark. [51] yorulma ömür tahmini için yeni bir yaklaşım önermişlerdir. Tek eksenli gerilme için bir gerilme-ömür eğrisi, gerilme hasar modeli ve Miner kuralını birleştirmişlerdir. Çevrimler yağmur damlası algoritması ile sayılmış ve eşlenik gerilme değişken sayaç olarak kullanılmıştır. Çalışma kapsamında önerilen algoritmadan tahmin edilen sonuçlar haç şekilli 10HNAP çeliğinden numuneler üzerinde gerçekleştirilen testlerle karşılaştırılmış ve sonuç olarak çok eksenli bir kritere dayanan eşdeğer gerilme modeli ile yorulma ömrü tahmininin çok eksenli rastlantısal yükleme altında yapılabilmesi sağlanmıştır. Çok eksenli yükleme altında şekil değiştirme ve yorulma davranışını deneysel ve teorik olarak inceleyen diğer bir çalışma Wang ve Brown [52] tarafından yapılmıştır. Yazarlar karmaşık yükleme

yörüngeleri altında inelastik gerilme-gerinim davranışını arttırımlı bir plastisite modeli ile tahmin etmişlerdir, bu model değişken büyüklük ve orantısal olmayan etkileri hesaba katabilmek için bir hafıza kuralı kullanmaktadır. Çok eksenli rastlantısal yükleme için histerisiz gerinim pekleşme davranışına ve çok eksenli yorulma altındaki hafıza etkisine dayanan mekanik bazlı bir çevrim sayma metodu da önerilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma hasarının tahmin edilmesi günümüzde daha çok benimsenmektedir ve bu analizlere temel oluşturan yük girdileri testlerden ya da bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerinin uygulandığı sanal prototiplerden elde edilmektedir. Lee ve Han [53] tarafından yapılan çalışmada, yapısal performansların sağlıklı değerlendirilebilmesi için gerçeklikle iyi bağdaştırılmış bir modelin gerekli olduğunu belirtmişlerdir. Test ve benzetim arasındaki ilişki kurabilmek için sonlu elemanlar modeli güncelleme teknikleri geliştirilmiş ve mevcut sonlu elemanlar yazılımlarına en iyileme süreci uygulanmıştır. Sonlu elemanlar tabanlı diğer bir çalışma da Keyak ve Rossi [54] tarafından yapılmıştır. Yazarlar gerilme ve gerinim temelli kırılma teorilerini incelemişler ve modellerini kalça kemiği kırılma yükünün tahmininde kullanmışlardır. Çalışmalarında dokuz farklı gerilme ve gerinim bazlı kırılma teorilerinin performansları değerlendirilmiş ve modeller, on sekiz uzvun bağlanma noktasına yakın kalça kemiği, bir eklem yüklemesi modeli ve bir de düşme sonrası darbe yüklemesi modelinde olmak üzere iki yükleme konfigürasyonunda incelenmiştir. Yazarlar, ölçülen ve sonlu elemanlar modeli ile hesapladıkları kırılma yüklerini her iki model için de ilişkilendirmişler ve sonuç olarak "kesme gerilmesi-geriniminin" önemli bir kırılma modu olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Makina bileşenlerinin pek çoğu çentik ihtiva ettiğinden, çentik etkisi altındaki yapıların yorulma hasarının incelenmesi önem arz etmektedir. Fırat [55] yaptığı çalışmada akma yüzeyi kavramına dayanan ve küçük gerinim-çevrimsel plastisite modelini kullanarak, gerilme-şekil değiştirme ilişkilerini tanımlayan 1070 çelik malzemeden imal edilmiş çentikli bir numunenin birleşik eksenel ve burulma yüklemesi altında çok eksenli gerinimlerinin sayısal olarak öngörülmesini amaçlamıştır. Hesaplanan gerinim döngülerinin deneysel verilere uygunluk gösterdiğini belirtmiş ve kesme gerinimlerine göre eksenel gerinim tahminlerinin daha

doğru olduğunu tespit etmiştir. Fırat [38] tarafından yapılmış bir diğer çalışmada ise SAE 1045 normuna uygun bir çentikli numunenin birleşik eğilme-burulma yorulması benzetimini, sonlu elemanlar yöntemine dayanan bir çentik analizi ve iki kritik düzlemli çok eksenli yorulma kriteri ile birleştirerek yapmıştır. Çalışmada Fatemi-Socie ve Smith-Watson-Topper hasar modelleri kullanılmıştır. Yazar yükleme testlerinde modelden gelen öngörülerin deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğunu belirtip, sayısal hesaplama metodolojisi oluşturmuştur.

Çentiğin yorulma hasarına etkisinin literatürde sık incelenen bir konu olduğu görülmektedir. Fırat [56], metalik yapıların yorulma hasarının modellenmesi için çevrimsel bir plastisite modeli sunmuş ve sonlu elemanlar uygulamasını, küçük gerinimli plastisite çerçevesinde tarif etmiştir. Geliştirilen sonlu elemanlar modeli çevrimsel şekil değiştirme analizi yapılan, çevresel olarak çentikli bir numunenin birleşik eksenel kuvvet-burulma yükü testlerine uygulamıştır. Hesaplanan çentik kökü deformasyonları ölçülen çentik kökü gerinim geçmişi ile karşılaştırmış ve modelden gelen öngörülerin değerlendirmesinde orantısal olmayan yükleme testlerinin iyi bir doğrulukla benzetiminin yapılabildiğini gözlemlemiştir. Yazar çentik kökünde meydana gelen gerinimlerdeki hataların yükleme yolunun şekline bağlı olduğunu ve eksenel gerinimlere göre kesme gerinimi hatalarının daha büyük olduğunu tespit etmiştir. Çentik kökündeki gerinimlerin tahminine yönelik bir diğer çalışmada Branco ve ark [57] tarafından yapılmıştır, DIN 34CrNiMo6 yüksek mukavemetli çelikten yapılmış yanal çentikli silindirik çubukların eğilme, burulma ve eğilme–burulma kombine yüklemeleri altında yorulma davranışını incelemişlerdir. Yorulma ömrü tahminleri doğrusal elastik sonlu elemanlar benzetimleri ile lokal von Mises eşdeğer gerinim parametresi kullanılarak Coffin-Monson metodu ile elde edilmiştir. Çentik etkisini modellemek için ise eşdeğer gerilme enerjisi yoğunluğu metodu uygulanılmıştır. Yazarlar tahmin edilen sonuçların deneysel sonuçlar ile iyi korelasyon gösterdiğini belirtmekle birlikte özellikle düşük çevrimli yorulma için tahminlerin aşırı emniyetli sonuçlar verdiğini ifade etmişlerdir. Bu konuda diğer bir çalışma ise İnce ve Glinka [58] tarafından yapılmıştır. Yazarlar çok eksenli orantısal olmayan yüklemeye maruz kalan çentikli bir bileşenin çentik ucundaki elastik-plastik malzeme davranışını tahmin etmek için Graud çevrimsel plastisite modeli ile entegre Neuber düzeltme

kuralına dayanan, doğrusal elastik sonlu elemanlar yöntemini kullanan bir çok eksenli çentik analiz modeli geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu modelin uygulanması ve doğrulanması, orantısal olmayan yük yollarına maruz kalan SAE 1070 çeliğinden imal edilmiş çentikli milin deneysel verileri ile karşılaştırılarak sunulmuştur. Yazarlar hesaplanan ve ölçülen gerilme-gerinim davranışları arasındaki uyumun nitelik ve nicelik bakımından iyi olduğunu belirtmekle birlikte hesaplanan gerinim aralıklarının deneysel verilerden yaklaşık olarak %5-%15 daha küçük olduğunu göstermişler ve gerinim aralıklarında düşük tahminin olması gerekenden yüksek yorulma ömrü tahminlerine neden olabileceğini belirtmişlerdir.

4.5. Değerlendirme

Tez çalışmasının bu bölümünde çok eksenli yükleme kavramı açıklanmış yorulma hasarı hesaplanmasında kullanılan modeller incelenmiştir. Bunu takiben literatür taraması yapılmıştır. Literatürdeki çalışmalar özetlendiğinde metal esaslı malzemelerin yorulma hasarı benzetimlerinde asal, von Mises ve Tresca gerinim modellerinin başlıca kullanılan gerinim modelleri olduğu görülmüştür. Kullanılan hasar parametrelerine bakıldığında ise eş değer gerilme-gerinim ve kritik düzlem modellerinin kullanıldığı göze çarpmaktadır. Çalışmalardan ortaya çıkan diğer bir sonuç ise yorulma hasarı tahmininde çentikli parçalarda elde edilen aşırı güvenli sonuçlardır.

BÖLÜM 5. YORULMA HASARI HESAPLAMA YÖNTEMİ

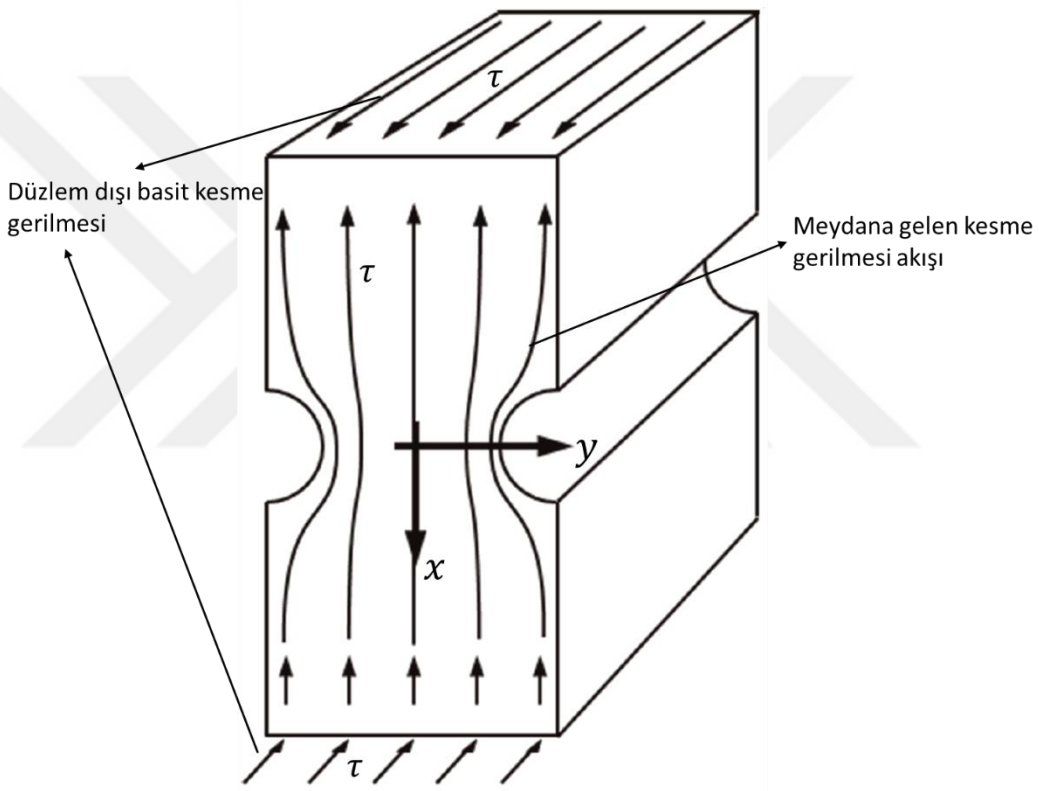
Bu bölümde tez çalışması kapsamında yorulma hasarının hesaplanması amacıyla önerilen yönteme yer verilmiştir. Öncelikle çalışmanın motivasyonu anlatılmış sonrasında ise çalışma sırasında kullanılan doğrusal olmayan ve analitik olarak çözümsüz denklemler için kullanılan yaklaşıma yer verilmiştir. Daha sonra gerinim-ömür bağıntısının çözüm yöntemi anlatılarak çok eksenli yorulma hasarının hesaplanması için uygulanan yöntem açıklanmış ve önerilen çözüm yöntemine ait bir akış şeması ortaya konulmuştur.

Günümüzde mühendislikte kullanılan yapıların servis ömrü boyunca oluşabilecek yorulma hasarının tahmin edilebilmesi için ticari yazılımlar kullanılmaktadır. Bu yazılımlar birim yükleme metoduyla işlem yapmaktadır. Bu metotta birim yük ile sonlu elmanlar analizi işlemi yapılır ve her bir düğüm noktası için kullanılan hasar modeline göre hasar tahmini gerçekleştirilir. Birim yük ile yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçları kullanıldığından hasar tahmini yapılan yazılımda yük katsayısı verilerek yükleme işlemi tanımlanır [59]. Bu nedenle yazılımlar yorulma hasarını tahmin edebilmek için doğrusal sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmiş, gerilme ve gerinim geçmişini ihtiva eden sonuçlara ve yükleme geçmişine ihtiyaç duyar. Birim yükleme metodunun kullanılması nedeniyle birden fazla yükün olduğu durumlarda her bir yük için ayrı ayrı sonlu elemanlar analizi yapılması gerekmektedir.

Çentik bulunduran yapılarda, çentik kökünde plastik gerinimlerin oluştuğu tez çalışmasının önceki bölümlerinde belirtilmişti. Hasar tahmini yapan yazılımlar doğrusal sonlu elemanlar yöntemi kullandığından çentik kökündeki gerinimler elastik olarak hesaplanmaktadır. Bu nedenle çentik kökündeki gerilme-gerinim geçmişini nominal yükle ilişkilendiren ampirik bağıntılar kullanılarak gerilme-gerinim

geçmişinde düzeltme yapılır. Düzeltme yapmak için kullanılan ampirik bağıntılardan biri olan Neuber kuralı en yaygın çentik gerilme-gerinim analiz yöntemidir [6].

Çentik kökündeki gerilme-gerinim davranışının temsili için Neuber 1961 yılında uzunlamasına iki hiperbolik çentiği bulunan ve düzlem dışı basit kesme yüküne maruz kalan prizmatik şaft (Şekil 5.1.) için Denklem 5.1'deki bağıntıyı önermiştir [60,61]. Bu yükleme sonucunda prizmanın enine kesitinde, $x - y$ düzleminde, iki boyutlu bir kesme gerilmesi oluşur.



Şekil 5.1. Monotonik düzlem dışı kesme yüküne maruz kalan şaft [61].

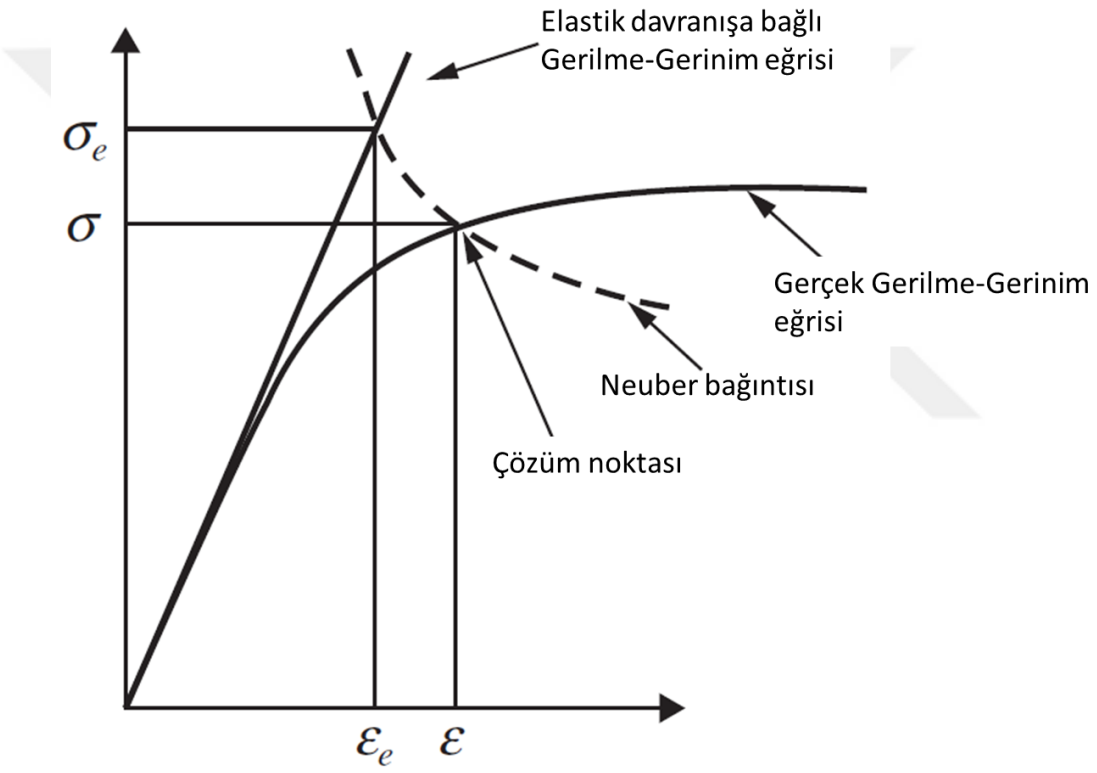
$$K_T = \sqrt{(K_\sigma \, . \, K_\varepsilon)} \tag{5.1}$$

Burada K_T gerilme yığılma faktörü, K_σ gerilme faktörü ve K_ε ise gerinim faktörüdür. K_σ ve K_ε Denklem 5.2 ve 5.3 ile ifade edilebilir [6, 60].

$$K_\sigma = \frac{Çentikteki\ Maksimum\ Gerilme}{Nominal\ Gerilme} \tag{5.2}$$

$$K_\varepsilon = \frac{\text{Çentikteki Maksimum Gerinim}}{\text{Nominal Gerinim}} \tag{5.3}$$

Neuber kuralı gerilme yığılma faktörünün, gerilme ve gerinim yığılmalarının geometrik ortalamasına eşit olduğunu belirtir. Lokal gerçek çentik gerilmesinin elastisite teorisi tarafından öngörülen pseudo gerilmesinden daha az olduğu, lokal gerçek çentik geriniminin ise elastisite teorisi tarafından tahmin edilenden daha büyük olduğu gözlemlenmektedir. Neuber kuralının fiziksel yorumlaması Şekil 5.2.'de verilmiştir [7,12].



Şekil 5.2. Neuber kuralı [28].

Neuber kuralı yalnızca Şekil 5.1.'de gösterilen hiperbolik çentik geometrisi için kanıtlanmış olmasına karşın bu ilişkinin diğer çentik geometrileri için de geçerli olduğu varsayılmaktadır [12]. Ayrıca tanımı gereği çentik kökündeki gerinimler daha büyük tahmin edilmektedir [7,62]. Bu nedenlerden, sonlu analizleri ile yapılan çentikli parçaların gerinim-ömür temelli yorulma hasarı tahminlerinde aşırı güvenli sonuçlar alınabilmektedir [57,58].

Sonuç olarak doğrusal elastik analiz yöntemlerinin kullanıldığı çentik analiz modellerinin yükleme tipine de bağlı olarak yorulma hasarı tahmini sonuçlarının aşırı güvenli olduğu görülmektedir. Bu anlamda temel problemin çentik kökündeki gerilme-gerinim davranışının doğru tahmin edilememesi olduğu söylenebilir. Literatür incelendiğinde gerek Neuber gerekse enerji tabanlı çentik kökü gerinim tahmini yöntemlerinin bu gerinimleri doğru tahmin edemediği görülmektedir [57,58]. Bahsi geçen çalışmalar çentik içeren mühendislik bileşenleri için farklı bir yaklaşım uygulanması gerektiği ihtiyacını göstermiştir. Ayrıca verilen her bir yük için sonlu elemanlar analizlilerinin ayrı ayrı yapılması gerekmektedir.

Yukarıda bahsedilen dezavantajları ortadan kaldırmak amacıyla tez çalışması kapsamında çentik kökündeki gerilme-gerinim geçmişini nominal yüke plastik davranış ile bağlayan ve verilen yükleme çevrimi için yorulma hasarını hesaplayan bir yöntem geliştirilmiştir. Geliştirilen bu yöntem ile tam çevrimli çekme-basma deneylerinden elde edilen malzeme verileri kullanılarak tek eksenli ve çok eksenli yorulma hasarının hesaplanabilmesi amaçlanmaktadır. Önerilen yöntem verilen yükleme çevrimi ile çalışacaktır, yöntemin uygulamaları tez çalışmasının 6. bölümünde yer almaktadır.

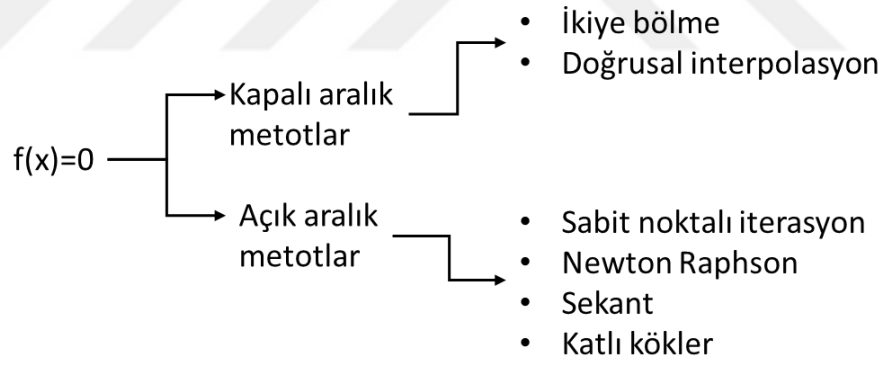
5.1. Yorulma Hasarı Hesaplama Yöntemi

Önerilen yöntemde yorulma hasarının hesaplanması iki kısma ayrılabilir. İlk kısım gerilme-gerinim davranışının hesaplandığı bölümdür. İkinci kısım ise hesaplanan gerilme-gerinim davranışına istinaden ilgili hasar modeline bağlı olarak kullanılan bağıntılar ile hasar tahminin yapıldığı bölümdür.

İlk kısımda gerilme-gerinim geçmişinin özellikle çentik kökü için doğru hesaplanması önem arz etmektedir. Çentik kökündeki gerinim değerlerinin hesaplanması için herhangi bir çentik düzeltme metodu uygulanmayacak olup doğrusal olmayan sonlu elemanlar yöntemi çentik kökündeki gerinimin hassas olarak hesaplanması amaçlanacaktır. Tez çalışması kapsamında yapılan sayısal benzetimler için Marc ticari yazılımı kullanılmıştır. Marc genel amaçlı, doğrusal olmayan sonlu elemanlar

yazılımıdır. Doğrusal olmayan malzeme modelleri ve çözüm algoritmalarındaki çok yönlü özellikleriyle, karmaşık problemler için ideal bir çözücüdür. Yazılımın başlıca yetenekleri; ileri düzey doğrusal olmayan malzeme tanımlama, temas çözümleri, doğrusal olmayan yapısal problemlerin çözümleri, termal ve elektromanyetik problemler ile tümleşik çözümü, ileri düzey ısı transfer problemlerinin çözümü olarak sayılabilir [63]. Ayrıca yazılımın yeteneklerini alt programlama yöntemiyle geliştirmek mümkün olmaktadır. Yazılım, kullanıcı alt programları üzerinden malzeme ve hasar modellerinin kullanımına müsaade etmektedir.

Önerilen yöntemin ikinci kısmında ise yorulma hasarını hesaplayan bağıntılar kullanılmaktadır. Bu bağıntılar sayısal analizde doğrusal olmayan ve analitik olarak çözümsüz bir bilinmeyenli denklemler olarak adlandırılır. Sayısal analiz metotları ile yapılan çözümler, analitik çözümlerin aksine yaklaşık sonuç vermektedir. İstenilen hassasiyete belirli bir hata payı ile yakınsandığında çözüm sonlandırılır. Bu metotlar açık ve kapalı olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 5.3.) [64,65,66].



Şekil 5.3. Tek değişkenli denklemlerin çözüm metotlarının sınıflandırılması.

Bu çalışmada denklem sistemlerinin çözümü için Newton-Raphson metodu kullanılmıştır. Bu yöntem, denklem çözümünün açık aralık olması ve köke en hızlı yaklaşan sayısal analiz yöntemi olması sebebiyle seçilmiştir.

Newton-Raphson metodu Taylor serisinden türetilerek çıkarılabilir [64,65]. $f(x)$ fonksiyonu x_1 değerinde Taylor serisine açılırsa Denklem 5.4'teki form elde edilir.

$$f(x) = f(x_1) + (x - x_1)f'(x_1) + \frac{1}{2!}(x - x_1)^2 f''(x_1) + \cdots \quad (5.4)$$

x_2, $f(x)$ fonksiyonunun kökü olduğu düşünülürse, bu durumda Denklem 5.5 elde edilebilir.

$$f(x_2) = 0 = f(x_1) + (x_2 - x_1)f'(x_1) + \frac{1}{2!}(x_2 - x_1)^2 f''(x_1) + \cdots \quad (5.5)$$

Serinin sadece ilk iki terimi dikkate alınırsa x_2 için yaklaşık çözüm Denklem 5.6'daki gibi yazılabilir.

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)} \quad (5.6)$$

Bağıntı genelleştirilirse Denklem 5.7'de verilmiş olan ifade yazılabilir.

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (5.7)$$

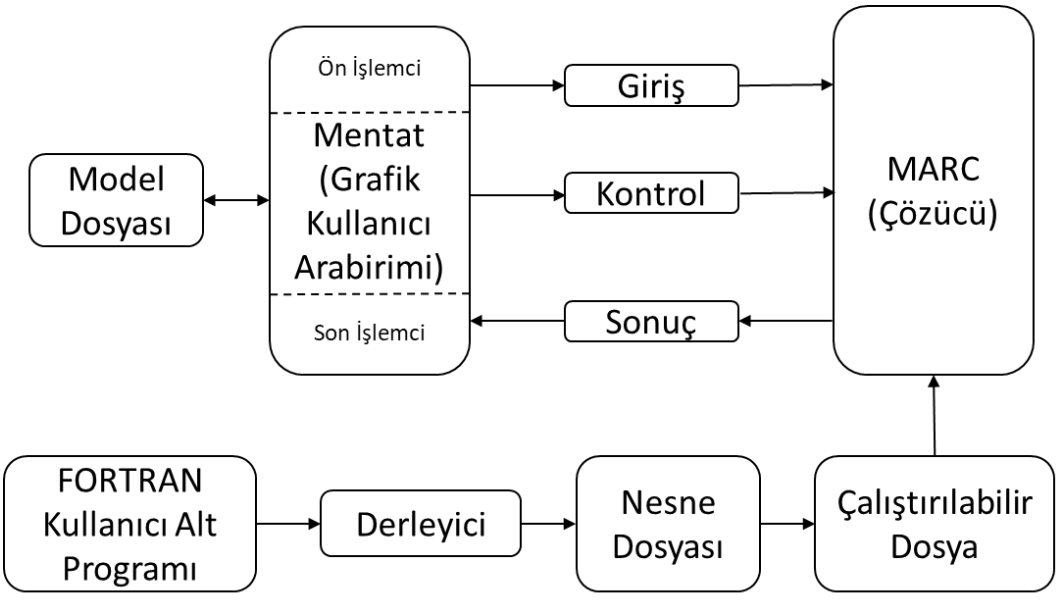
Çalışmanın gerek gerilme-gerinim geçmişinin hesaplandığı bölüm gerekse hasar tahminin yapıldığı bölümün uygulanması için kullanıcı tanımlı alt programlar kullanılacaktır.

5.2. Kullanıcı Tanımlı Alt Program Kullanımı

Kullanıcı tanımlı alt programlar standart olmayan problemlerin benzetim sürecini özelleştirmek için esneklik sağlar. Kullanıcılar alt programları kullanmak suretiyle yazılımda var olan standart rutini devre dışı bırakarak yeni fizik kurallarını tanıtabilir veya ihtiyaca göre işlem çıktısını özelleştirilmiş olarak alabilir. Kullanıcı alt programları Fortran 77 veya Fortran 90 standardı ile yazılmaktadır. Yüksek düzey programlama dili prensipleri çerçevesinde, 1954 yılında IBM firması tarafından geliştirilen bu programlama dilinin [67], ilk sürümü 1957 yılında yine IBM tarafından dağıtılmıştır. Esas olarak, makina diline alternatif olarak IBM 704 bilgisayarlarının daha verimli kullanımı için geliştirilmiştir. Bu programlama dili günümüzde de

geliştirilmeye devam edilmekte olup, sayısal hesaplama özelliklerinin güçlü ve esnek olması nedeniyle özellikle mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır [68].

Kullanıcı tanımlı alt programların arkasındaki felsefe bir çözüm prosedürünün esnekliğini özel bir kod parçası ekleyerek arttırmaktır. Karmaşık problemlerde alt programlama ihtiyacı kaçınılmaz olmakla birlikte etkin bir kullanıcı tanımlı alt program geliştirmek için kapsamlı bir sonlu elemanlar metodu bilgisine sahip olmak gerekmektedir. Marc ticari yazılımı; kullanıcıların kendi malzeme, hasar ve sınır koşulları gibi özellikleri tanımlayabilmeleri için yaklaşık 260 adet alt programa sahiptir. Bu alt programlar Marc ticari yazılımının içinde bulunmakta ancak içlerinde kod satırı barındırmamaktadır, bu yüzden taklit alt program olarak adlandırılırlar. Bir analizin kapsamında altprogramları sürece katmak için kullanıcı uygun bir kodlama ve çalıştırma rutini ile bunları devreye almalıdır. Fortran derleyicileri yardımıyla bu kaynak kodundan bir nesne dosyası oluşturulur, daha sonra Fortran derleyicisi ile bu kodu Marc ticari yazılımının ilgili kütüphane dosyaları ile ilişkilendirerek çalıştırılabilir bir dosya yaratılır. Bu dosya modelin çözümü sırasında sürece dahil olmaktadır. Alt programların kullanımı ve ön işlemci olarak kullanılan Mentat ticari yazılımı ile Marc ticari yazılımı arasındaki etkileşim Şekil 5.4.'te verilmiştir [63,69].



Şekil 5.4. Kullanıcı alt programı etkileşimi [69].

Önerilen yöntemin uygulanabilmesi için hypela2 adı verilen ve kullanıcı tabanlı malzeme tanımı yapılmasına olanak sağlayan alt program seçilmiştir. Bu alt programın seçimi ile yazılım dahilinde kullanılan malzeme tanımlama rutini devre dışı bırakılır ve kullanıcı istediği malzeme özelliklerini uygulayabilir. Marc ticari yazılımı toplam yer değiştirme, artırımlı yer değiştirme, toplam mekanik gerinim ve mekanik gerinim artışı gibi bilgileri bu alt programa sağlar. Kullanıcı alt programı bu bilgiler vasıtasıyla istenilen malzeme özelliklerini hesaplar ve durum değişkenlerine kaydeder [63]. Bu prosedür kullanıcı tanımlı malzeme olarak (UMAT) adlandırılmaktadır.

Dikkat edilmesi gereken bir nokta da hafıza kullanımıdır, kullanıcı alt programları verileri durum değişkenlerinde saklamakta, bu sebeple durum değişkenleri hafıza kullanımının artmasına sebep olmaktadır. Marc ticari yazılımı hafızayı dinamik olarak kontrol etmekte, kullanıcı müdahalesine izin vermemektedir [63]. Bu nedenle yükleme çevrimindeki her bir nokta için durum değişkenlerine istenilen verilerin yazılacağı göz önüne alınarak, yazılacak programda istenilen durum değişkeni sayısına, sonlu elemanlar modelinde ise eleman sayısına dikkat edilmektedir.

5.3. Gerinim-Ömür Bağıntısının Newton-Raphson Metodu ile Çözümü

Denklem 3.33'te verilmiş olan gerinim-ömür bağıntısının çözümü için, sonlu elemanlar metodu ile elde edilen gerinim değeri kullanılır, bu durumda bağıntı doğrusal olmayan bir bilinmeyenli denklem halini alır. Bu bağıntının Newton-Raphson metodu ile çözümü için öncelikle $2N_f = x$ kabulü yapılır. Bu durumda gerinim-ömür bağıntısı Denklem 5.8'de gösterildiği şekilde ifade edilebilir.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E}(x)^b + \varepsilon_f'(x)^c \tag{5.8}$$

Bu bağıntı fonksiyon olarak yazarsak Denklem 5.9'teki eşitlik elde edilir.

$$f(x) = \frac{\Delta\varepsilon}{2} - \left(\frac{\sigma_f'}{E}(x)^b + \varepsilon_f'(x)^c\right) \tag{5.9}$$

Bu fonksiyonun türevi Denklem 5.10'da verilmiştir.

$$f'(x) = -b\frac{\sigma_f'}{E}(x)^{b-1} - c\varepsilon_f'(x)^{c-1} \tag{5.10}$$

Newton-Raphson yönteminde denklemin çözümü için bir başlangıç değerine (x_0) ihtiyaç duyulur. $x = x_0$ değeri için ilk kök tahmini x_1 değeri Denklem 5.11 ile bulunabilir.

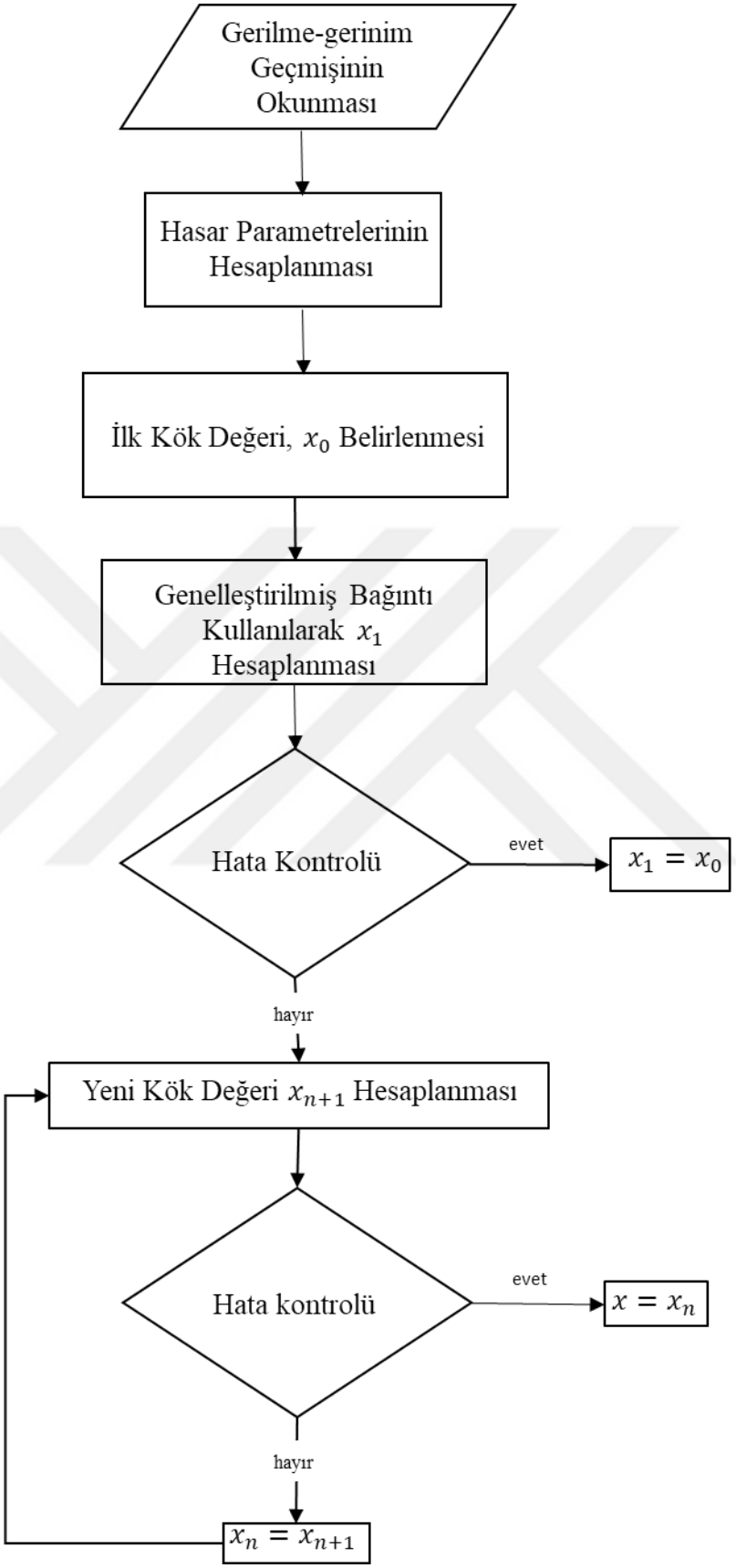
$$x_1 = x_0 - \frac{\frac{\Delta\varepsilon}{2} - \left(\frac{\sigma_f'}{E}(x_0)^b + \varepsilon_f'(x_0)^c\right)}{-b\frac{\sigma_f'}{E}(x_0)^{b-1} - c\varepsilon_f'(x_0)^{c-1}} \tag{5.11}$$

İlk başlangıç değeri x_0 iki farklı yaklaşım ile belirlenebilir. Bunlardan birincisi Denklem 3.30'da verilmiş olan Basquin bağıntısı veya Denklem 3.31'de verilmiş olan Manson-Coffin bağıntısı kullanılarak analitik çözüm ile elde edilen bir ömür değerinin başlangıç değeri olarak kullanılabilmesidir. İkinci yaklaşım ise belirli bir değer vererek köke yaklaşmasını sağlamaktadır. Bu çalışmada, ek bir hesaplama ihtiyacını ortadan kaldırmak amacıyla ikinci yaklaşım seçilmiştir.

Genelleştirilmiş bağıntı ise Denklem 5.18 ile ifade edilebilir.

$$x_{n+1} = x_n - \frac{\frac{\Delta\varepsilon}{2} - \left(\frac{\sigma_f'}{E}(x_n)^b + \varepsilon_f'(x_n)^c\right)}{-b\frac{\sigma_f'}{E}(x_n)^{b-1} - c\varepsilon_f'(x_n)^{c-1}} \tag{5.12}$$

Şekil 5.5.'te gerinim-ömür bağıntısı için hazırlanan akış şeması verilmiştir.



Şekil 5.5. Newton-Raphson metodu akış şeması.

Sayısal metotların sonuca belirli bir değer ile yaklaştığını daha önce belirtilmişti. Bu belirlenmiş değer tolerans olarak adlandırılır. Newton-Raphson metodunda iterasyon, köke verilmiş olan tolerans mertebesinde yaklaşınca durdurulur [64,65]. Durma koşulunun tespitinde hata kavramı önem kazanmaktadır. Bulunan kök ile bir önceki kök arasındaki fark hata (Denklem 5.13) olarak adlandırılır. Hatanın tolerans değerinden küçük olması durumunda iterasyon sona erdirilir.

$$|x_{n+1} - x_n| < tolerans \tag{5.13}$$

Hata tanımının eksikliği, incelenmekte olan değerin mertebesinin dikkate alınmamasıdır [65]. Bu nedenle hata gerçek değere normalize edilebilir. Bu durumda bağıl hata (Denklem 5.14) elde edilir. Aynı şekilde bağıl hata değeri tolerans değerinden küçük ise iterasyon durdurulur.

$$\frac{|x_{n+1}-x_n|}{|x_{n+1}|} < tolerans \tag{5.14}$$

Yüzde bağıl hata ise Denklem 5.15'teki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$\left(\frac{|x_{n+1}-x_n|}{|x_{n+1}|}\right) 100 < tolerans \tag{5.15}$$

Tez çalışmasında kullanılacak hata değerini belirleyebilmek için bir ön çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın yapılabilmesi için öncelikle Ek A'da verilen Fortran kodları yazılmış daha sonra bu kodlar yardımıyla hata yöntemi ve mertebesi belirlenmiştir. Doğrulama çalışmasının detayları Ek B'de verilmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde, durma koşulu olarak hata kullanıldığında ömür değeri azaldıkça verilen hata tolerans değerini yükseltmek gerekliliğinin ortaya çıktığı, aksi halde programın döngüden çıkamadığı görülmüştür. Ön çalışmada ömür değerleri arasındaki farkın yüzde ortalama hatası 0,4, ortalama iterasyon sayısı ise 29826 olarak gerçekleşmiştir. Durma koşulu olarak yüzde bağıl hata kullanıldığında ise ömür değerleri arasındaki farkın yüzde ortalama hatası 0,58, ortalama iterasyon sayısı ise 8225 olarak gerçekleşmiştir. Ortalama hata değeri yüksek olmasına karşın, durma koşulu olarak yüzde bağıl hata

seçilmiştir. Bu durma koşulunun avantajı iterasyon sayısının düşük ve durma koşulu için tek bir hata tolerans değerinin yeterli olmasıdır. Bu durum aynı zamanda programlama mantığı için de uygundur. Yapılan en iyileme çalışması sonucu hata toleransı %1 olarak belirlenmiştir. Yapılan denemeler sonucunda ilk başlangıç değeri x_0 için ise 100 çevrim uygun görülmüştür.

5.4. Yorulma Hasarı Çözüm Şeması

Yukarıda verilen bilgileri kullanarak tez çalışmasında kullanılacak hasar modellerinin sayısal olarak hesaplanabilmesi için aşağıda verilen çözüm şeması geliştirilmiştir. Bu çözüm şeması oluşturulmasında amaçlanan programlamaya uygun bir yapının elde edilebilmektedir. Tezin önceki bölümlerinde yorulma hasarından bahsedebilmek için öncelikle bir tekrarlı yükleme olması gerektiği belirtilmişti. Bu nedenle bir yükleme çevrimi verilmesi gerekmektedir. Bu çözüm şemasının aşamaları aşağıda anlatılmıştır.

Adım 0: Verilen yükleme çevrimi için asal gerinim ve eşdeğer gerinim modelleri ile gerilme-gerinim geçmişi hesaplanır. Bu adımda sonlu elemanlar modeli, verilen yükleme çevriminin değişim noktalarının tamamını temsil etmelidir.

Literatürde yorulma hasarını hesaplayabilmek için önerilmiş eşdeğer gerinim modelleri mevcuttur. Bu çalışmada kullanılan eşdeğer gerinim modelleri, von Mises, oktohedral, maksimum normal ve Tresca gerinim modelleri sırasıyla Denklem 5.16-5.19'da verilmiştir [6,11,12].

$$\varepsilon_{\text{eq}} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\upsilon)}((\varepsilon_1-\varepsilon_2)^2+(\varepsilon_1-\varepsilon_3)^2+(\varepsilon_2-\varepsilon_3)^2)^{\frac{1}{2}} \tag{5.16}$$

$$\gamma_{\text{oct}} = \frac{2}{3}((\varepsilon_1-\varepsilon_2)^2+(\varepsilon_1-\varepsilon_3)^2+(\varepsilon_2-\varepsilon_3)^2)^{\frac{1}{2}} \tag{5.17}$$

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon_1+\varepsilon_2}{2} \tag{5.18}$$

$$\gamma_{\text{eq}} = \left|\frac{\varepsilon_1-\varepsilon_3}{2}\right| \tag{5.19}$$

Hesaplanan değerlerin sonraki hesaplama adımlarında kullanılabilmesi veya Mentat ticari yazılımı ile görüntülenebilmesi için durum değişkinlerine kaydedilmelidir. Durum değişkenleri yapının her bir düğüm noktası için kullanıcı tanımlı skaler büyüklüklerin hafızada depolanmasını sağlar [63]. Hesaplanan değerlerin durum değişkenlerine kaydedilmesini takiben diğer adımlarına geçilebilir.

Adım 1: Durum değişkenlerine kaydedilen gerilme-gerinim geçmişleri kullanılarak, minimum gerilme-gerinim, maksimum gerilme-gerinim ile gerilme-gerinim genlikleri, Denklem 5.19-5.22'de verilmiş olan gerinim modelleri ve asal gerilme-gerinim için hesaplanır ve durum değişkenlerine kaydedilir.

Adım 2: Durum değişkenlerine kaydedilen minimum gerilme-gerinim, maksimum gerilme-gerinim ile gerilme-gerinim genlikleri kullanılarak, Denklem 4.1-4.3'te verilmiş olan asal gerilme farkları ve Denklem 4.10-4.12 ile verilmiş olan asal gerinim farkları hesaplanır ve durum değişkenlerine kaydedilir.

Adım 3: Gerilme için ASME SEQA, gerilme için ASME SALT, gerinim için ASME SEQA ve gerinim için ASME SALT hasar parametreleri hesaplanır. Ayrıca 0. adımda hesaplanan değerler kullanılarak Smith-Watson-Topper (P_{SWT}) parametresi ve Fatemi-Socie (P_{FS}) parametresi de bu adımda hesaplanır. Hesaplanan değerler durum değişkenlerine kaydedilir.

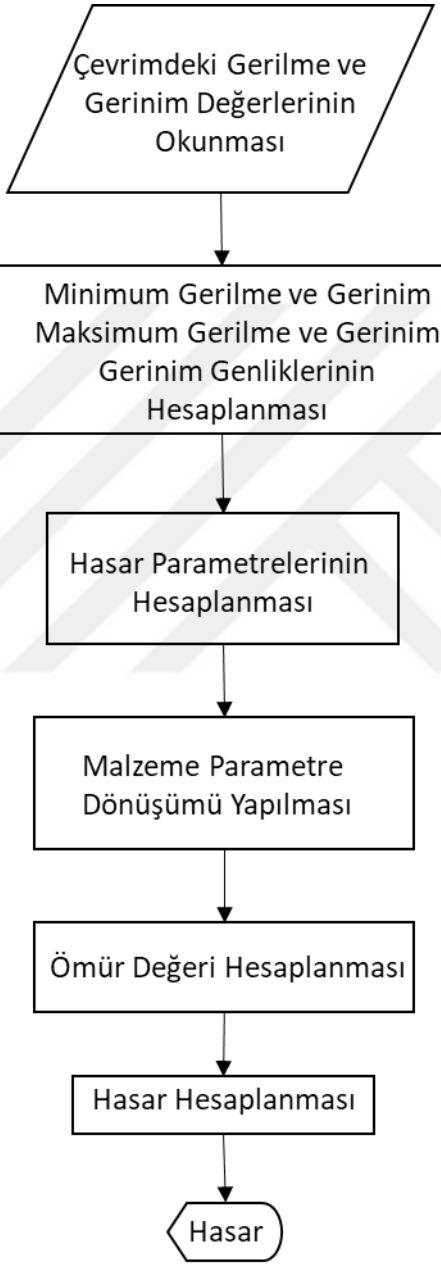
Adım 4: Eğer tam çevrimli burulma testlerinden elde edilen malzeme değerleri yok ise tam çevrimli çekme- basma deneylerinden elde edilen malzeme değerleri, kullanılan eşdeğer gerinim modeline uygun olarak dönüştürülür.

Adım 5: Durum değişkenlerine kaydedilen hasar parametreleri kullanılarak her bir hasar modeline ait ömür bağıntıları Şekil 5.5.'te verilmiş olan Newton-Raphson akış şeması ile çözülerek ömür değeri bulunur.

Adım 6: Hesaplanmış olan ömür değerleri kullanılarak her bir parametre için hasar değeri bulunur.

Adım 7: Hasar değeri Mentat ticari yazılımı ile görüntülenir.

Tez çalışması kapsamında önerilen yöntemin çözümüne ait akış şeması Şekil 5.6.'da verilmiştir.



Şekil 5.6. Tekrarlı çözüm akış şeması.

Yukarıdaki şemayı temel alarak çözüm yapan ASME Salt gerinim hasar modeline ait alt program örnek olarak Ek C'de verilmiştir.

5.5. Değerlendirme

Yukarıdaki anlatılanlar ışığında tez çalışması kapsamında önerilen yöntem temelde çevrimsel plastisite ve hasar teorilerinin birlikte kullanımına dayanmaktadır. Önerilen yönteme literatürde geçerliliği olan hasar modelleri ve kullanıcı temelli hasar modelleri entegre edilebilmektedir. Günümüzde çevrimsel plastisite içeren hasar hesaplamalarında genellikle çentik etkisi elastik olarak alınıp yaklaşık bir çözüm ortaya konulmaktadır. Önerilen yöntemde ise, bu hesaplamalarda sonlu elemanlar yöntemi ile denge ve bünye denklemlerinin tam çözümü gerçekleştirilmektedir. Bu hesaplama tekniği sonlu elemanlar sonuç geçmişini birebir kullanmaktadır. Sonlu elemanlar integral noktası düzeyinde lokal gerinim yaklaşımı ile her türlü hasarı hesaplayabilen ve eş zamanlı birden fazla hasar modeli kullanabilmesi özellikleri ile geleneksel hesaplama yöntemlerine göre önemli bir özgünlük içermektedir. Yöntem aynı zamanda teorinin ideal koşullarını da gerçekleştirebilmektedir. Günümüzdeki ticari yazılımlarda her bir hasar modeli için ayrı ayrı hesaplama yapılmaktadır. Ayrıca önerilen yöntem üniversal bir yöntem olup entegre edilen hasar modelleri gerek hacim merkezli kübik gerekse de yüzey merkezli kübik yapıda metal alaşımlarının yorulma ömrünün tahmininde kullanabilmekte olup önerilen yönteme istenilen hasar modeli entegre edilebilmektedir. Ayrıca önerilen yöntem sadece Marc yazılımıyla değil, diğer ticari sonlu elemanlar analizi yazılımlarıyla da çalışabilmektedir. Tez çalışmasında bu yöntem gerek literatürde kabul görmüş gerekse de endüstriyel anlamda zor problemler üzerinde uygulanmıştır.

BÖLÜM 6. UYGULAMA ÖRNEKLERİ

Bu bölümde tez çalışması kapsamında önerilen yöntemin uygulanması ile ilk olarak literatürde sıklıkla kullanılan üç farklı çentikli deney numunesinin hasar tahmini yapılmıştır. Daha sonra ise endüstriyel uygulama olarak bir yarı bağımsız arka süspansiyonun hasar tahmini yapılmıştır.

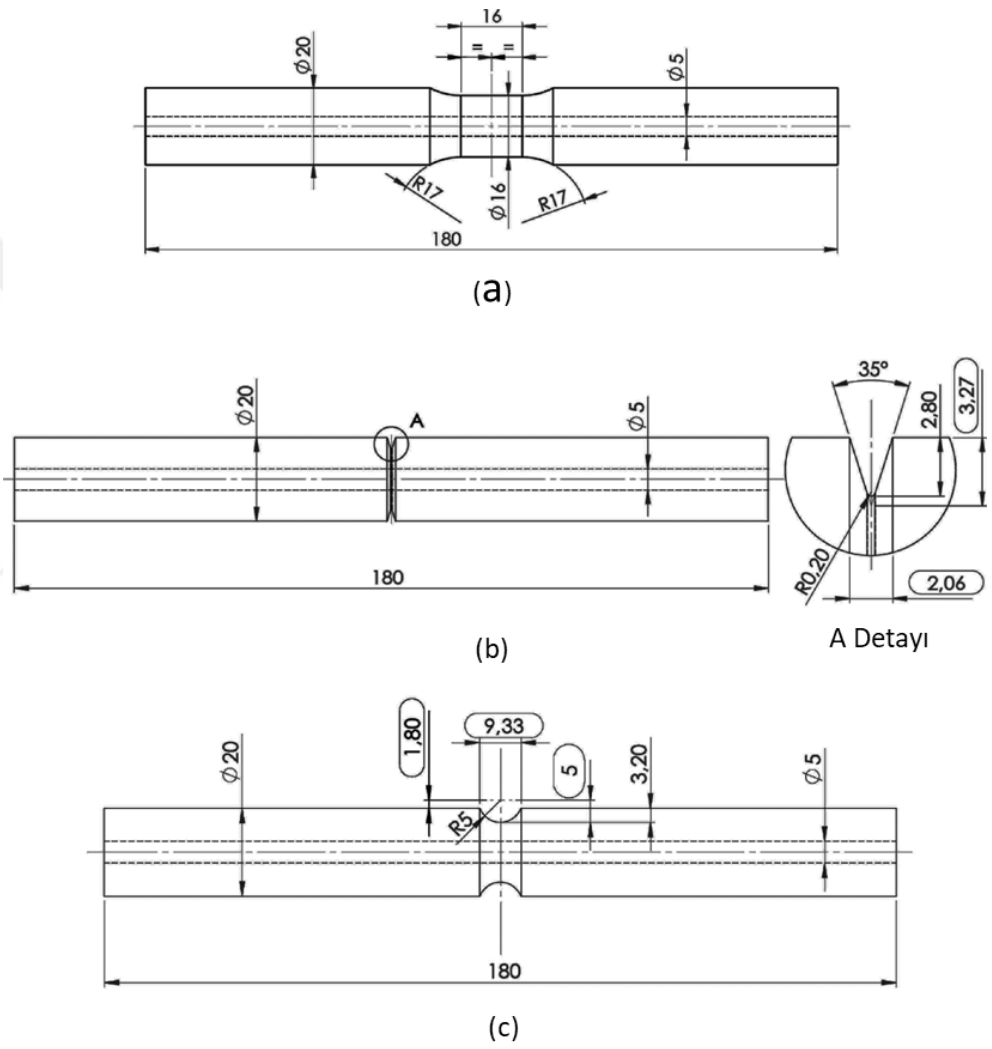
6.1. Literatür Uygulamaları: Çentikli Numunelerde Yorulma Hasarı

Önerilen yorulma hasarı hesaplama yönteminin doğrulanması ilk olarak Livieri ve ark. tarafından gerçekleştirilen çalışma [70] ile yapılmıştır. İlgili çalışmada, düşük ve orta çevrimli yorulma ömründe sünek malzemeden yapılmış üç boyutlu çentikli bileşenler için klasik düşük devirli yorulma konseptine dayanan yeni bir doğrusal olmayan prosedür önerilmiştir. Tam değişken (R=-1) ve sıfırdan maksimuma (R=0) ile yüklenen çentikli numunelerle ilgili deneysel veriler verilmiştir. Ardından, yorulma dayanımı Walker metodu ile değerlendirilmiştir. İlgili çalışmada kullanılan test numuneleri Şekil 6.1.'de (yumuşak çentikli numune (Şekil 6.1.); V çentikli numune (Şekil 6.1.) ve yarı dairesel çentikli numune (Şekil 6.1.)) gösterilmiştir. Referans çalışmada numunelere çevrimsel gerinim verilmiş olup, her bir gerinim için elde ömür değeri belirlenmiş ve deneysel ömür-gerinim eğrileri çıkarılmıştır.

Malzeme olarak FeP04 kullanılmış olup malzemenin mekanik özellikleri Tablo 6.1.'de verilmiştir.

Tablo 6.1. FeP04 mekanik özellikleri [70, 71]

Çevrimsel dayanım katsayısı (K')	502MPa
Çevrimsel dayanım üssü (n')	0,0667
Akma gerilmesi (σ_y)	313MPa
Elastik modül (E)	197GPa
Poisson oranı (υ)	0,3
Yorulma dayanım katsayısı	859MPa
Yorulma dayanım üssü	-0,138
Yorulma süneklik katsayısı	1,7
Yorulma süneklik üssü	-0,676



Şekil 6.1. Çalışma kapsamında kullanılan test numuneleri [70].

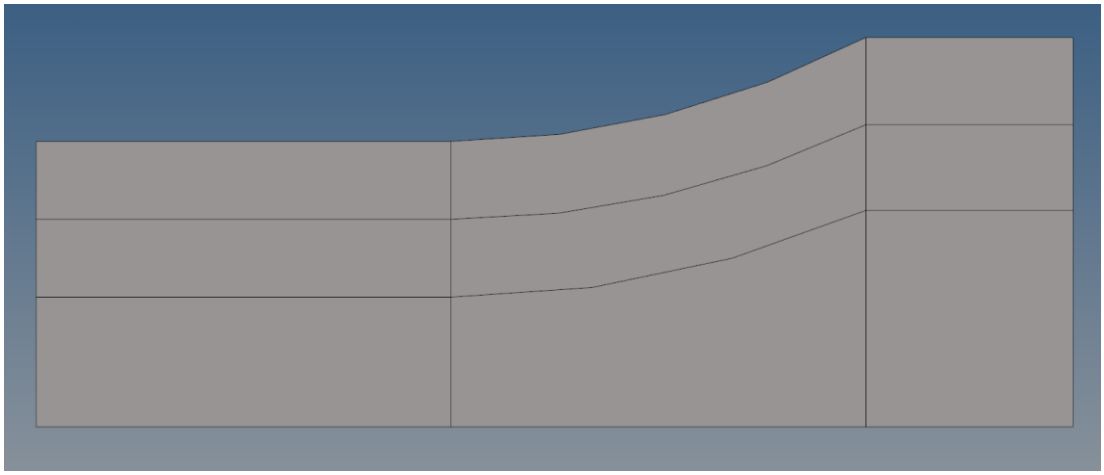
Tez kapsamında deneysel verilerin kullanıldığı referans çalışmada yer alan numunelerin sonlu elemanlar modelleri hazırlanarak yorulma hasarı benzetimleri yapılmıştır.

Sonlu elemanlar modellemesinde numune geometrileri simetrik olduğundan çözüm süresini azaltmak amacıyla çeyrek model kullanılmış ve çentikli kısmın modellemesi yapılmıştır. Benzetimler R=0 ve R=-1 durumları için asal gerilme ve gerinim değerleri kullanılarak deplasman kontrollü olarak yapılmıştır. Sonuçlar literatür sonuçları ile karşılaştırılacağından her numune tipi için literatürdeki değerler ile uygun olacak şekilde farklı deplasman değerleri verilmiştir.

Hasar oluşumunun modellenmesi için eşdeğer gerinim hasar modellerinden gerilme ve gerinim için ASME SALT, gerilme ve gerinim ASME SEQA; kritik düzlem hasar modellerinden ise Smitt-Watson-Topper (SWT), kayma gerinimi ve Fatemi-Socie (FS) hasar modelleri kullanılmıştır. Ayrıca Fatemi Socie yönteminde üç farklı malzeme parametresi kullanılarak değişim gözlemlenmiştir.

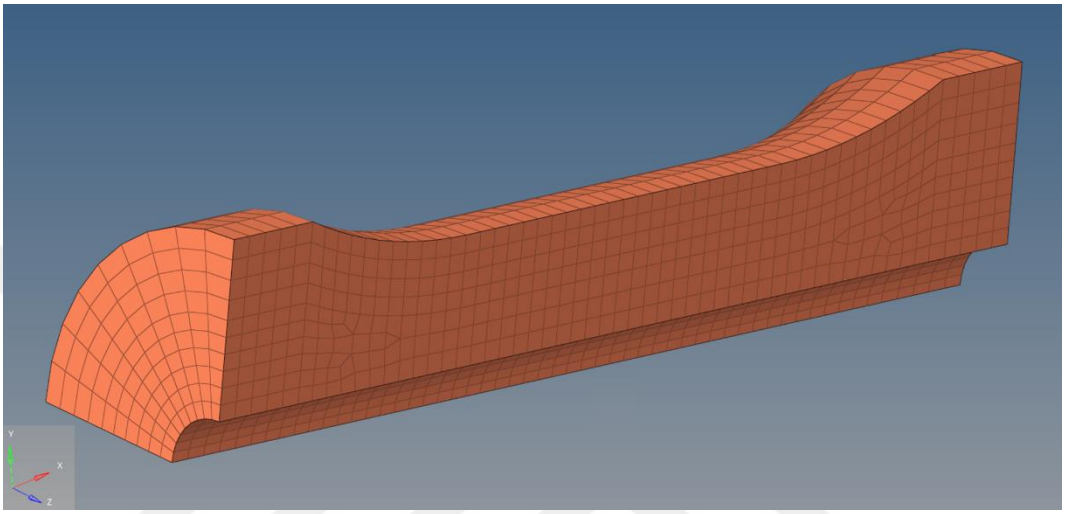
6.1.1. Yumuşak çentikli numune

Şekil 6.1.'da gösterilen yumuşak çentikli numune öncelikle Hypermesh ticari yazılımı ile 1/4 model olarak toplam boy 40mm olacak şekilde yüzey modellemesi yapılmıştır. Ağ yapısının çentik bölgesinde hassas olarak oluşturulabilmesi amacıyla yüzey üzerinde bölümleme işlemi gerçekleştirilmiştir (Şekil 6.2.). Modelin değişken ve sıfırdan maksimuma yükleme durumu için yedi farklı hasar modeli ve bu modellerden Fatemi-Socie hasar modeli için üç farklı malzeme katsayısıyla benzetim yapılmıştır.



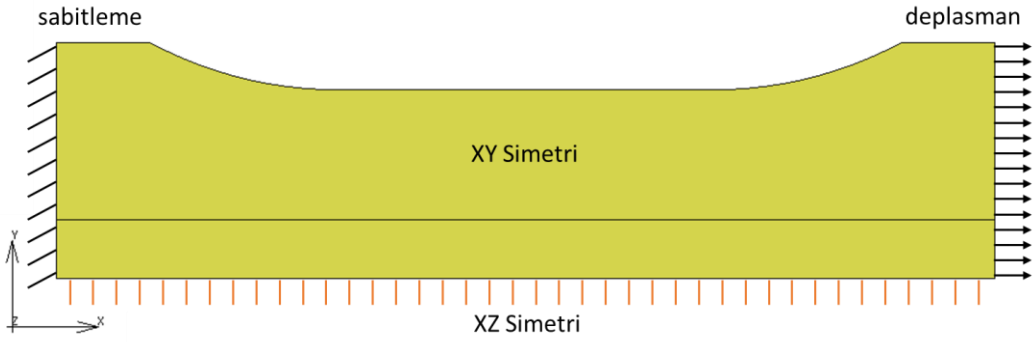
Şekil 6.2. Yumuşak çentikli numune 1⁄4 yüzey modeli.

İki boyutta oluşturulan yüzey modeli üzerinde öncelikle iki boyutlu bir ağ yapısı oluşturulmuş ve bu ağ yapısı X ekseni üzerinde 90 derece döndürülerek üç boyutlu sonlu elemanlar modeli elde edilmiştir (Şekil 6.3.). Bu ağ yapısı NASTRAN formatında dışarı aktarılarak Marc ticari yazılımının kullanımına uygun hale getirilmiştir. Bunu takiben sınır şatlarının verilmesine geçilmiştir.



Şekil 6.3. Yumuşak çentikli numune üç boyutlu ağ modeli.

Geometri 1/4 olarak modelleneceğinden Şekil 6.4.'te gösterildiği üzere XY ve XZ düzlemlerinde simetri sınır şartı verilmiştir. Ayrıca, X ekseni boyunca model bir uçtan tutulmuş diğer ucundan ise modele deplasman verilmiştir.



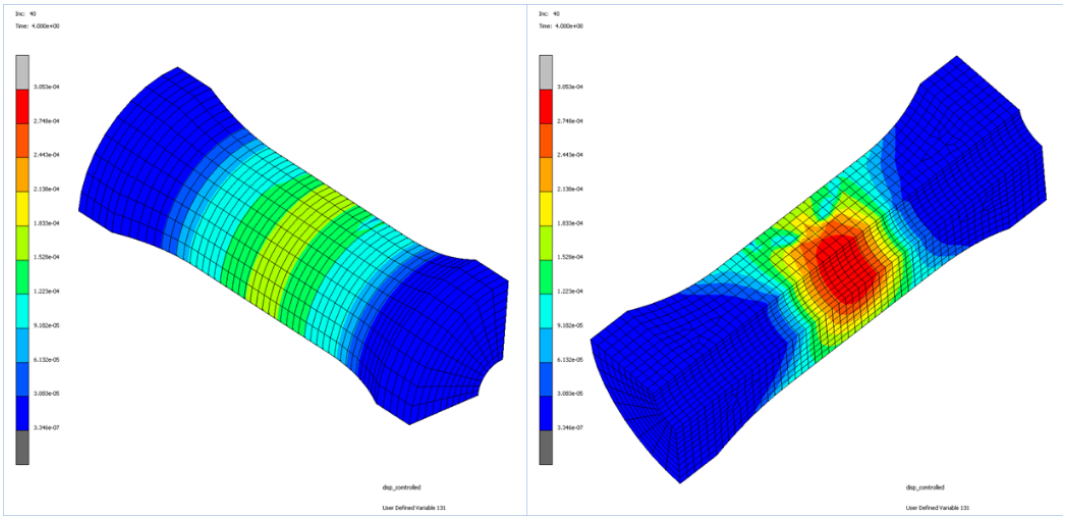
Şekil 6.4. Yumuşak çentikli numune sınır şartları.

Yumuşak çentikli numunenin tam değişken yükleme ile yapılan benzetimleri sonucu elde edilen maksimum gerilme ve gerinim genliği sonuçları Tablo 6.2.'de listelenmiştir.

Tablo 6.2. Yumuşak çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=-1.

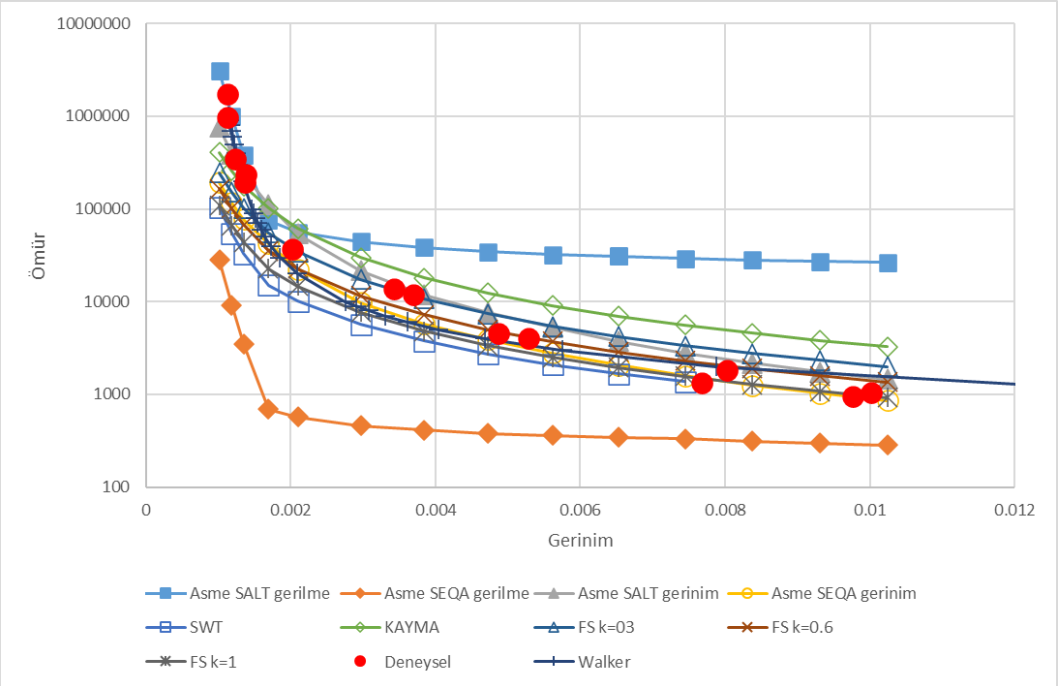
Verilen Deplasman (mm)	Maksimum Gerilme Genliği (MPa)	Maksimum Gerinim Genliği (mm/mm)
0,15	378,905	0,0102434
0,14	376,902	0,00931114
0,13	374,641	0,00838066
0,12	372,105	0,00745069
0,11	369,174	0,00652907
0,1	365,768	0,005618
0,09	362,19	0,00472847
0,08	357,338	0,00384047
0,07	350,647	0,00297001
0,06	341,334	0,00209852
0,05	327,053	0,0016877
0,04	261,638	0,00135014
0,035	228,932	0,00118136
0,03	196,226	0,00101259

Maksimum deplasman değeri olan 0,15mm için kayma gerinimi hasar modeli ile elde edilen sonuçlar Şekil 6.5.'te gösterilmiştir. Maksimum deplasman değeri ile yapılan benzetimin sonuçları tüm hasar modelleri için Ek D'de verilmiştir.



Şekil 6.5. Yumuşak çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1.

Yorulma ömrü değerleri grafiği Şekil 6.6.'da gösterilmiştir. Grafiklerin daha anlaşılabilir olması için incelen hasar modelleri gruplanarak Ek D'de verilmiştir.



Şekil 6.6. Yumuşak çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=-1.

Sonuçlar incelendiğinde gerilme için ASME SALT ve SEQA modelleri hariç olmak üzere tahminlerin deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmektedir. Livieri ve ark. [70] çalışmalarında kullandıkları modeli yumuşak çentikli numuneye ait tam değişken yük altında aldıkları test sonuçlarını kullanarak eğri uydurma yöntemiyle tespit ettiklerinden Walker modeli bütün yorulma ömrü aralığında iyi bir uyum göstermektedir. Walker modelinin 100000 çevrim üstü değerlerdeki uyumu özellikle dikkat çekmektedir.

Gerinim için ASME SEQA ve SALT hasar modelleri bütün yorulma aralıklarında iyi bir uyum göstermektedir. 10000 çevrim sayısı altında ise ASME SEQA gerinim modeli ile hem ASME SALT gerinim hem de Walker hasar modelinden daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Kayma gerinimi hasar modeli 100000 çevrim sayısı üstü için deney sonuçlarıyla uyum göstermekle beraber çevrim sayısı düştükçe bu uyum azalmaktadır. Örneğin 37000 çevrim için yaklaşık 24000 çevrim fazla hesaplanmakta iken 1000 çevrim için 2800 çevrim fazla hesaplanmaktadır.

SWT hasar modeli genel olarak bütün ömür aralıklarında aşırı emniyetli sonuçlar vermiştir. Bunun sonucu olarak ilk üç deplasman değeri için hasar görülmektedir. 346000 çevrim için 100000 çevrim hesaplanmış, 1315 çevrim için 1368 çevrim sonucu elde edilmiştir. SWT hasar modeli 0,007 mm/mm gerinim genliği altındaki değerlerde hesaplama alanı dışına çıkmaktadır.

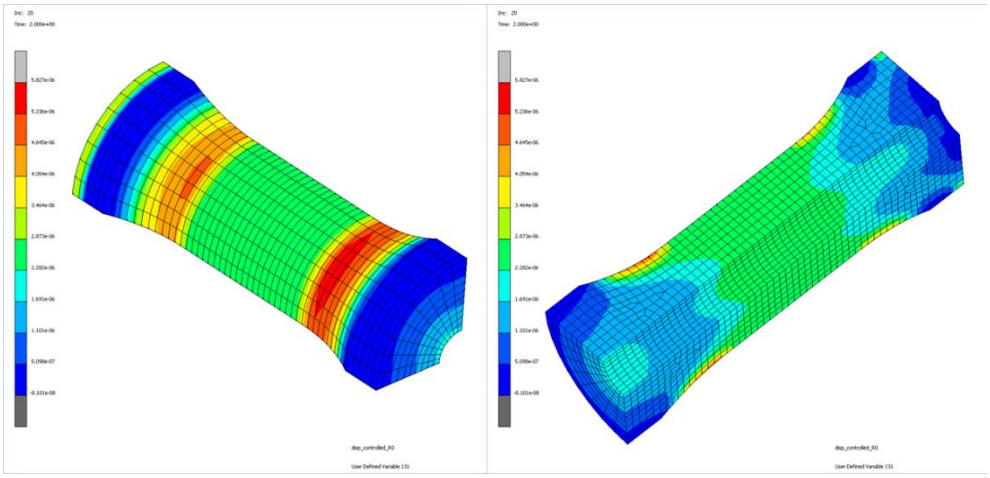
Fatemi-Socie hasar modelinde malzeme parametresi 0,3, 0,6 ve 1 olmak üzere üç farklı değer kullanılmış ve bu model genel olarak değerlendirildiğinde 40000 çevrim üstünde aşırı emniyetli sonuçların elde edildiği gözlemlenmiştir. Malzeme parametresi 0,3 alındığında 10000-40000 çevrim arası sonuçlar çok iyi uyum göstermiş, malzeme parametresi 0,6 alındığında 1000-10000 çevrim arası, malzeme parametresi 1 alındığında ise 1000 çevrim altında model daha iyi sonuçlar vermiştir.

Tez çalışmasında bir sonraki aşama olarak yumuşak çentikli numunenin sıfırdan maksimuma yüklemesi için elde edilen maksimum gerilme ve gerinim genliği sonuçları Tablo 6.3.'te listelenmiştir.

Tablo 6.3. Yumuşak çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=0.

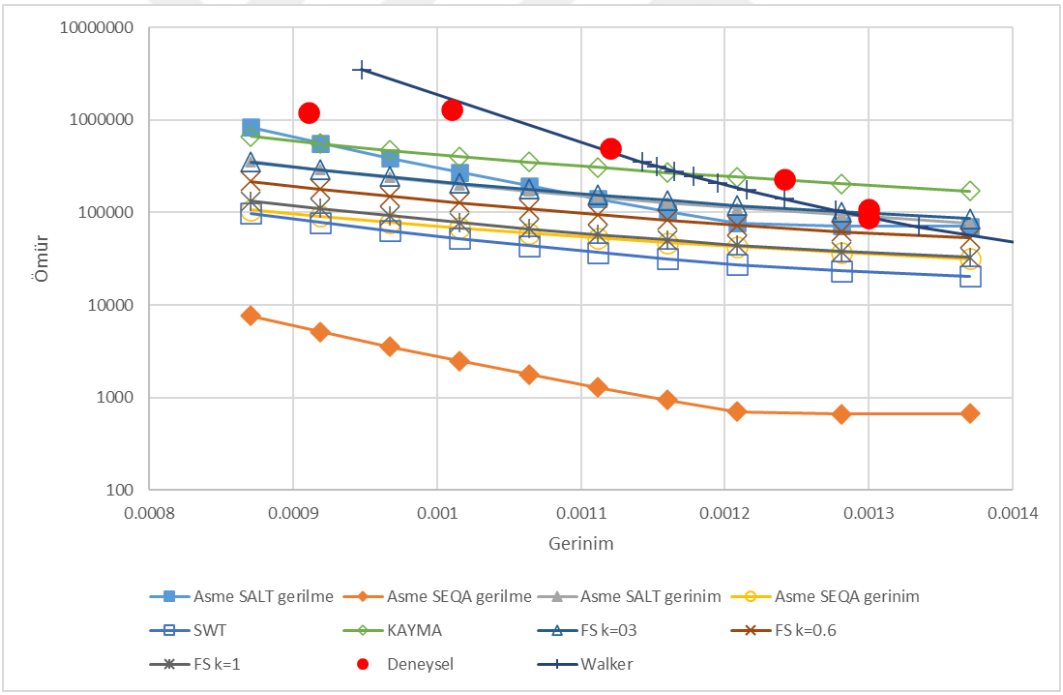
Verilen Deplasman (mm)	Maksimum Gerilme Genliği (MPa)	Maksimum Gerinim Genliği (mm/mm)
0,054	175,933	0,0013703
0,052	169,47	0,0012811
0,05	164,579	0,0012085
0,048	158,003	0,0011602
0,046	151,427	0,001112
0,044	144,85	0,0010637
0,042	138,273	0,0010154
0,04	131,694	0,0009671
0,038	125,116	0,0009188
0,036	118,536	0,0008705

Maksimum deplasman değeri olan 0,054mm için kayma gerinimi hasar modeli ile elde edilen hasarı gösteren sonuçlar Şekil 6.7.'de gösterilmiştir. Tüm hasar modelleri için sonuçlar ise Ek D'de verilmiştir.



Şekil 6.7. Yumuşak çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0.

Yorulma ömrü değerleri grafiği Şekil 6.8.'de gösterilmiştir. Grafiklerin daha anlaşılabilir olması için incelen hasar modelleri gruplanarak Ek D'de verilmiştir.

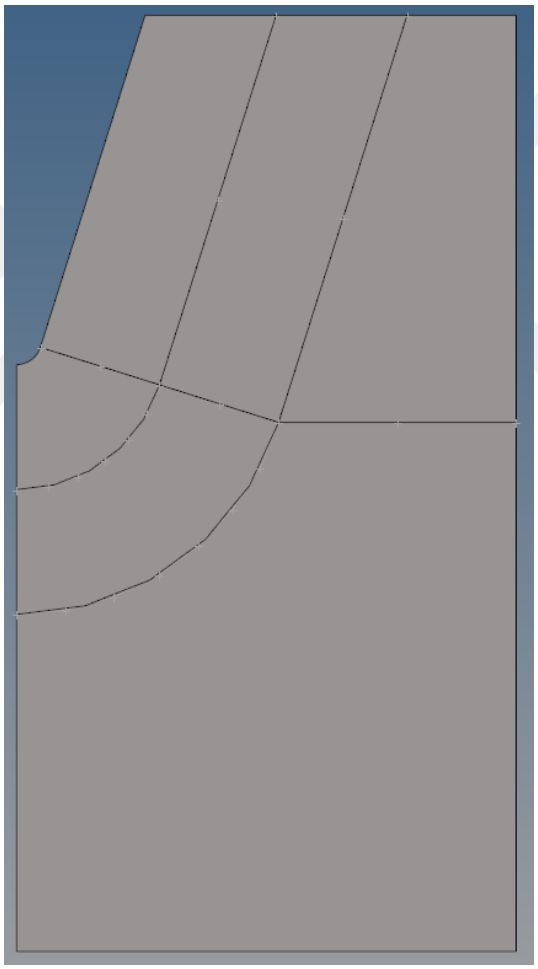


Şekil 6.8. Yumuşak çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=0.

Çevrim sayısı yükseldikçe önerilen hesaplama yönteminin tutarlılık göstermediği görülmektedir. Livieri ve ark [6] tarafından önerilen Walker modelinin hali hazırda 100000 çevrim üzeri sonuçları iyi tahmin ettiği gözlemlenmiştir.

6.1.2. V çentikli numune

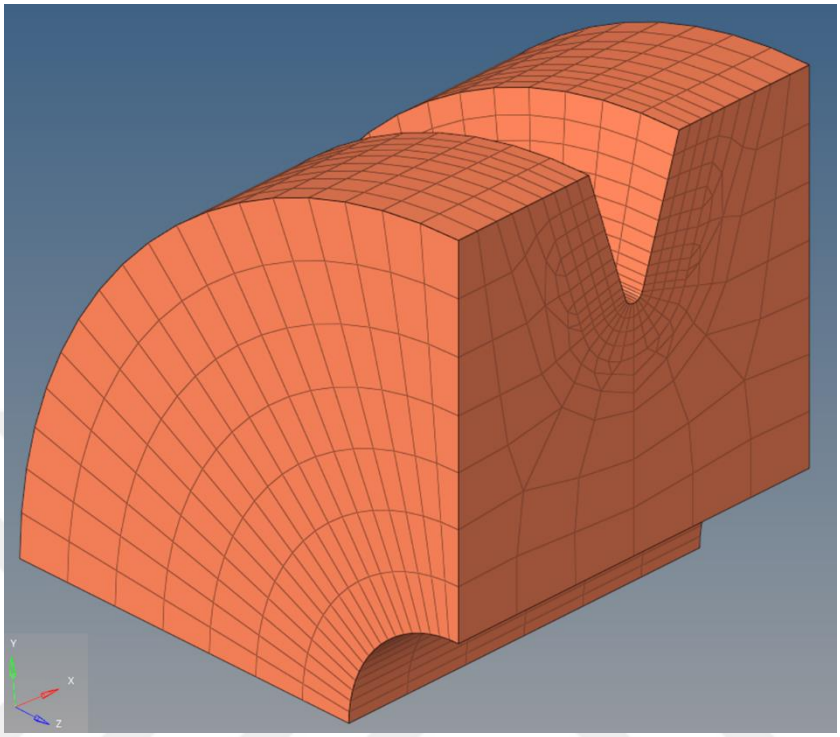
Şekil 6.1.'de gösterilen V çentikli numune öncelikle Hypermesh ticari yazılımı ile 1/4 model olarak toplam boy 8mm olacak şekilde yüzey modellemesi yapılmıştır. Ağ yapısının çentik bölgesinde hassas olarak oluşturulabilmesi amacıyla yüzey üzerinde bölümleme işlemi gerçekleştirilmiştir (Şekil 6.9.). Modelin tam değişken ve sıfırdan maksimuma yükleme durumu için yedi farklı hasar modeli ve Fatemi-Socie hasar modeli için üç farklı malzeme katsayısıyla benzetimi yapılmıştır.



Şekil 6.9. V çentikli numune 1⁄4 yüzey modeli.

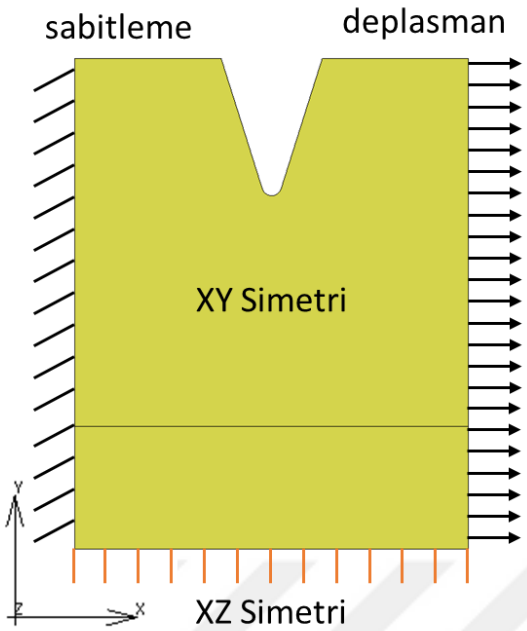
İlk olarak İki boyutta oluşturulan yüzey modeli üzerinde iki boyutlu bir ağ yapısı oluşturulmuş ve bu ağ yapısı X ekseni üzerinde 90 derece döndürülerek üç boyutlu ağ modeli elde edilmiştir (Şekil 6.10.). Ağ yapısı NASTRAN formatında dışarı

aktarılarak Marc ticari yazılımının kullanımına uygun hale getirilmiştir. Daha sonra sınır şartlarının verilmesine geçilmiştir.



Şekil 6.10. V çentikli numune üç boyutlu ağ modeli.

Geometri 1/4 olarak modelleneceğinden Şekil 6.11.'te gösterildiği üzere XY ve XZ düzlemlerinde simetri sınır şartı verilmiştir. Ayrıca, X ekseni boyunca model bir uçtan tutulmuş diğer ucundan ise modele deplasman verilmiştir.



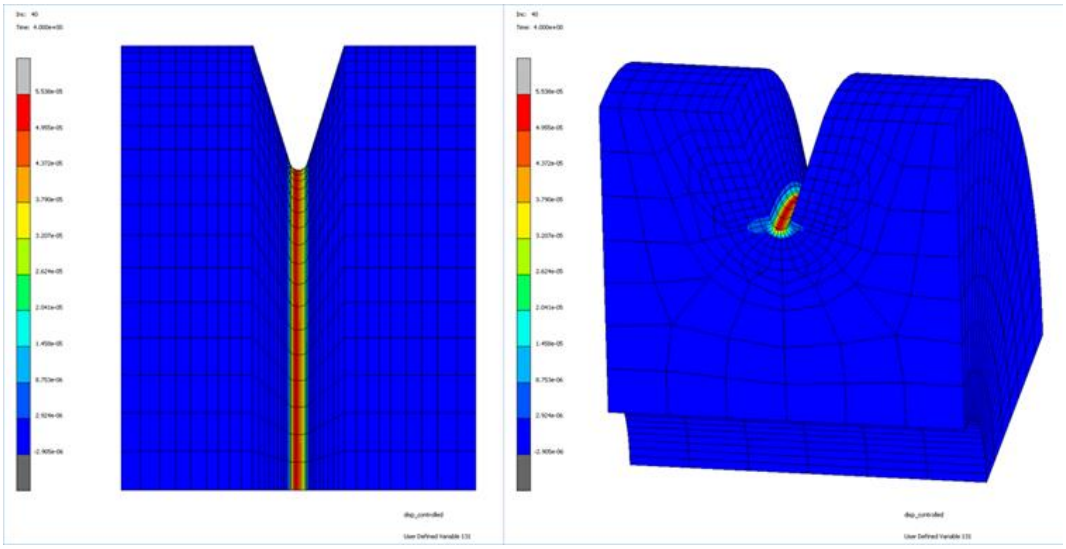
Şekil 6.11. V çentikli numune sınır şartları.

Yapılan benzetimler sonucunda elde edilen maksimum gerilme ve gerinim genliği sonuçları Tablo 6.4.'te listelenmiştir.

Tablo 6.4. V çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=-1

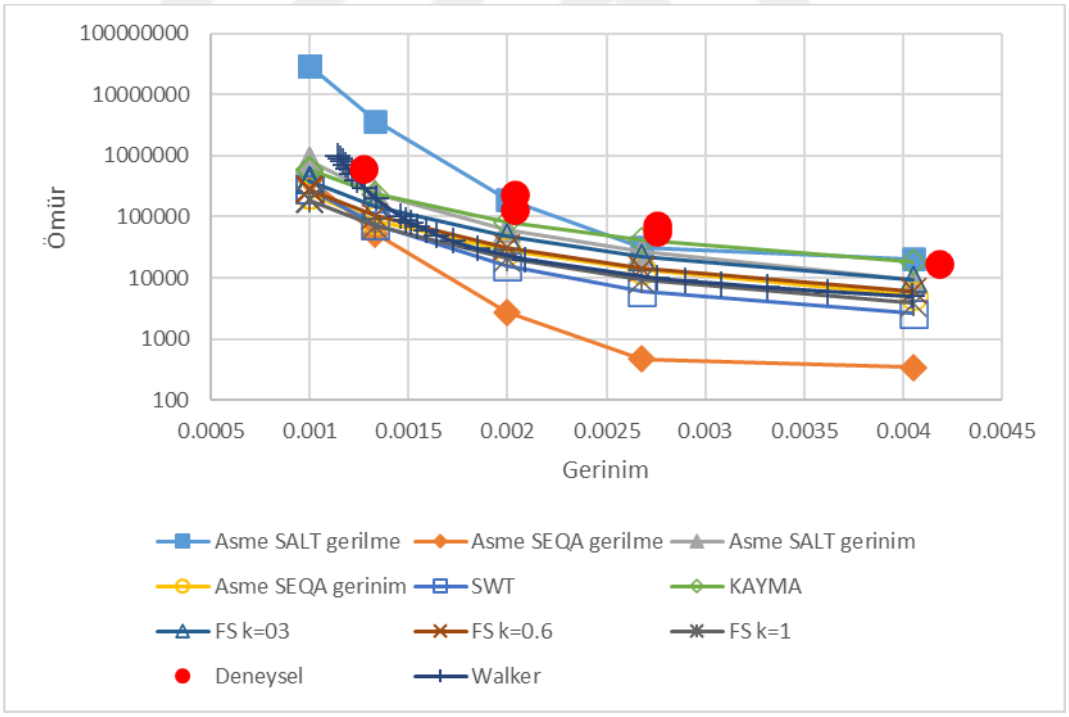
X Deplasman (mm)	Gerilme Genliği (MPa)	Gerinim Genliği (mm/mm)
0,005	484,865	0,004051
0,004	442,392	0,002679
0,003	348,561	0,001997
0,002	232,379	0,001331
0,0015	174,286	0,000998

Maksimum deplasman değeri olan 0,005mm için kayma gerinimi hasar modeli ile elde edilen hasarı gösteren sonuçlar Şekil 6.12.'de gösterilmiştir. Tüm hasar modelleri için sonuçlar ise Ek E'de verilmiştir.



Şekil 6.12. V çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1.

Yorulma ömrü değerleri grafiği Şekil 6.13.'te gösterilmiştir. Grafiklerin daha anlaşılabilir olması için incelen hasar modelleri gruplanarak Ek E'de verilmiştir.



Şekil 6.13. V çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=-1.

Sonuçlar incelendiğinde gerilme için ASME SEQA hasar modeli haricindeki modellerin test sonuçlarıyla uyum içinde olduğu görülmektedir. Gerilme için ASME

SALT hasar modeli ile 230000 çevrim altında en iyi sonucun elde edildiği görülmektedir. Bu model 128000 çevrim için 192000 çevrim ömür hesaplarken, 60000 çevrim için ise 32000 çevrim ömür değeri hesaplamıştır

Gerinim için ASME SEQA ve SALT hasar modellerine bakıldığında öncelikle her iki modelin de Walker hasar modelinden daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. ASME SALT hasar modelinin ASME SEQA hasar modelinden daha iyi bir sonuç vermesine rağmen sonuçların aşırı emniyetli olduğu görülmektedir. Bu model 128000 çevrim için 68000 çevrim ömür hesaplarken, 60000 çevrim için ise 28000 çevrim ömür değeri hesaplamıştır.

Kayma gerinimi hasar modelinin 100000 çevrim altında iyi bir sonuç verdiği görülmekle birlikte aşırı emniyetli sonuçlar verdiği görülmüştür. 128000 çevrim için 81000 çevrim ömür hesaplarken, 60000 çevrim için ise 40000 çevrim ömür değeri hesaplamıştır. SWT hasar modeli ise tüm ömür değerleri için Walker hasar modelinden daha başarısız performans göstermiştir.

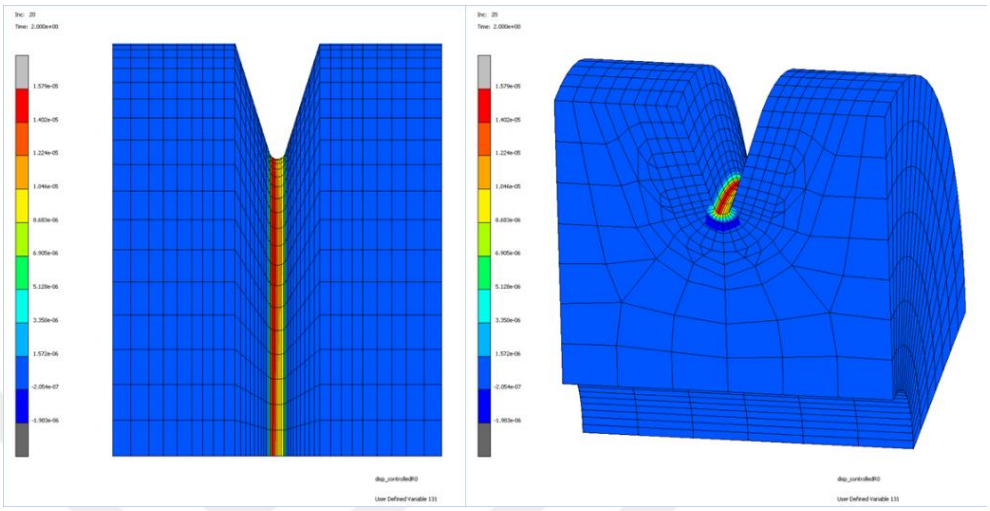
Fatemi-Socie hasar modeli tüm malzeme parametreleri için aşırı emniyetli sonuçlar vermiş olmakla birlikte malzeme parametresi büyüdükçe deney sonucundan uzaklaştığı gözlemlenmektedir. Malzeme parametresinin 1 olduğu durum hariç Walker hasar modelinden daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

V çentikli numunenin sıfırdan maksimuma yüklemesi ile elde edilen maksimum gerilme ve gerinim genliği sonuçları Tablo 6.5.'te listelenmiştir.

Tablo 6.5. V çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=0

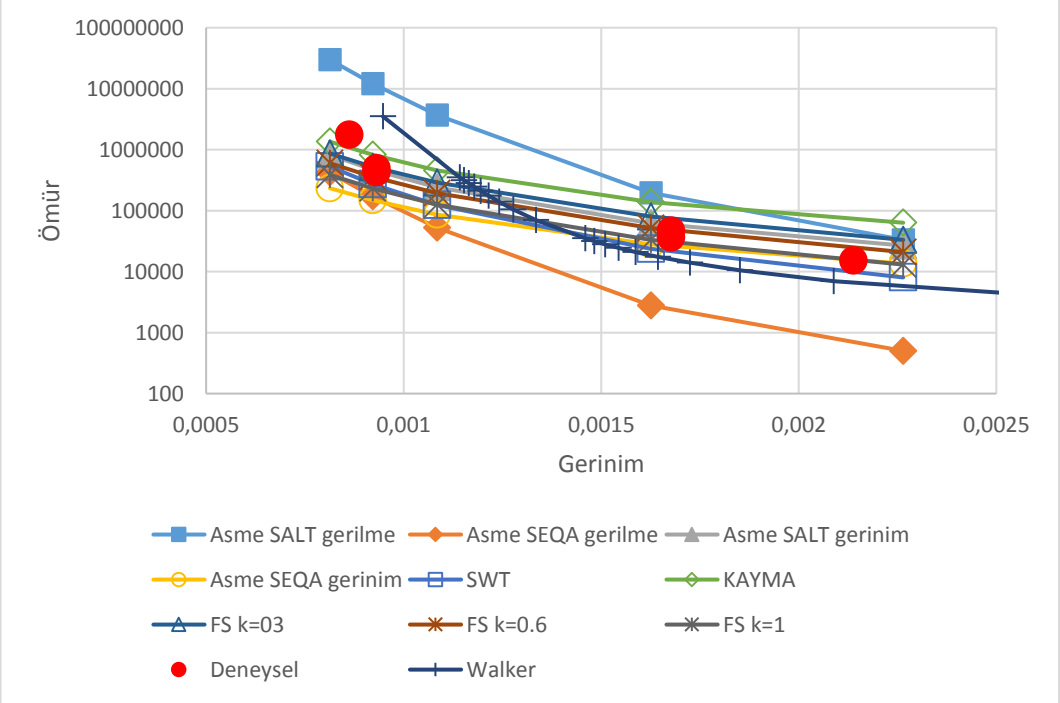
X Deplasman (mm)	Gerilme (MPa)	Genliği	Gerinim (mm/mm)	Genliği
0,004	223,018		0,002264	
0,003	166,61		0,001626	
0,002	111,099		0,001084	
0,0017	94,441		0,000922	
0,0015	83,3342		0,000813	

Maksimum deplasman değeri olan 0,004mm için kayma gerinimi hasar modeli ile elde edilen hasarı gösteren sonuçlar Şekil 6.14.'te gösterilmiştir. Tüm hasar modelleri için sonuçlar ise Ek E'de verilmiştir.



Şekil 6.14. V çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0.

Yorulma ömrü değerleri grafiği Şekil 6.15.'te gösterilmiştir. Grafiklerin daha anlaşılabilir olması için incelen hasar modelleri gruplanarak Ek E'de verilmiştir.



Şekil 6.15. V çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=0.

Sonuçlar incelendiğinde gerilme için ASME SEQA hasar modeli ve gerilme için ASME SALT hasar modeli haricindeki modellerin test sonuçlarıyla uyum içinde olduğu görülmektedir

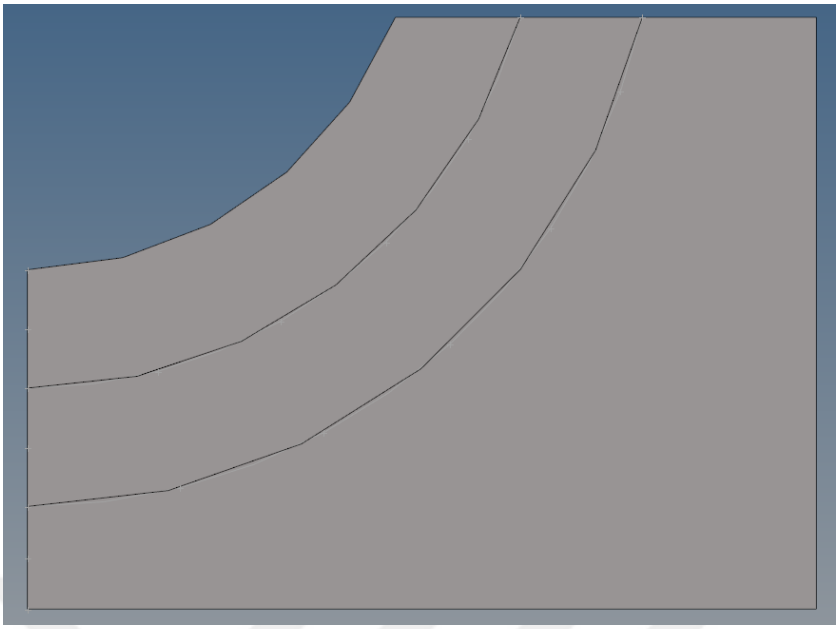
Gerinim için ASME SEQA ve SALT hasar modellerine bakıldığında öncelikle her iki modelin de Walker hasar modelinden daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. 100000 çevrim üstünde ASME SALT hasar modeli ile ASME SEQA hasar modelinden daha iyi bir sonuç elde edilmesine rağmen, 20000 ile 30000 çevrim arası her iki hasar modeli de yaklaşık aynı sonuçları vermektedir. 20000 çevrim altında ise ASME SEQA hasar modeli daha iyi sonuç vermiştir.

Yukarıda belirtilen sonuçlar değerlendirildiğinde Kayma gerinimi ve SWT hasar modelinin deneyle benzer karakteristikte sonuçlar verdiği görülmüştür. Her iki hasar modeli de 100000 çevrim altındaki ömür değerleri için Walker hasar modelinden daha iyi performans göstermiştir.

Fatemi-Socie hasar modeli tüm malzeme parametreleri için deneyle benzer karakteristikte sonuçlar vermiş olmakla birlikte bu hasar modelinde malzeme parametresi ile çevrim sayısı arasında ters orantı olduğu ve tüm ömür aralığında, bütün malzeme parametreleri için Walker hasar modelinden daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

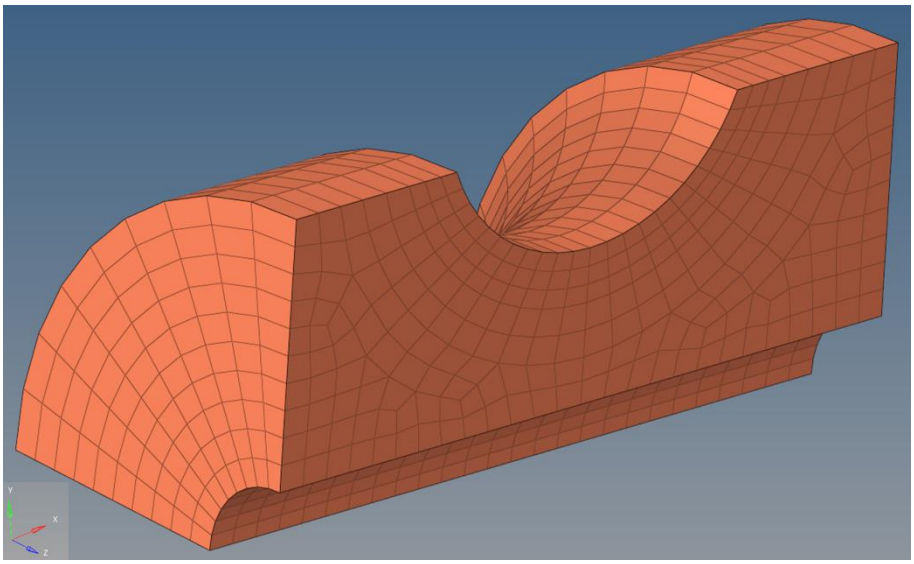
6.1.3. Yarı dairesel çentikli numune

Şekil 6.1.'de gösterilen yumuşak çentikli numune için öncelikle Hypermesh ticari yazılımı ile 1/4 model olarak toplam boy 20mm olacak şekilde yüzey modellemesi yapılmıştır. Ağ yapısının çentik bölgesinde hassas olarak oluşturulabilmesi amacıyla yüzey üzerinde bölümleme işlemi gerçekleştirilmiştir (Şekil 6.16.). Modelin tam değişken ve sıfırdan maksimuma yükleme durumu için yedi farklı hasar modeli ve Fatemi-Socie hasar modeli için üç farklı malzeme katsayısıyla benzetimi yapılmıştır.



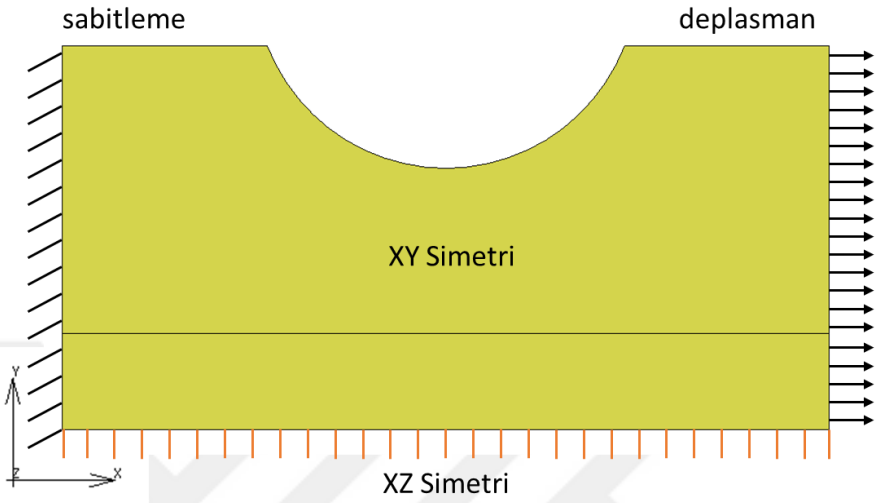
Şekil 6.16. Yarı dairesel çentikli numune 1⁄4 yüzey modeli.

İki boyutta oluşturulan yüzey modeli üzerinde öncelikle iki boyutlu bir ağ yapısı oluşturulmuş ve bu ağ yapısı X ekseni üzerinde 90 derece döndürülerek üç boyutlu ağ modeli elde edilmiştir (Şekil 6.17.). Bu ağ yapısı NASTRAN formatında dışarı aktarılarak Marc ticari yazılımının kullanımına uygun hale getirilmiştir.



Şekil 6.17. Yarı dairesel çentikli numune üç boyutlu ağ modeli.

Geometri 1/4 olarak modelleneceğinden Şekil 6.18.'de gösterildiği üzere XY ve XZ düzlemlerinde simetri sınır şartı verilmiştir. Ayrıca, X ekseni boyunca model bir uçtan tutulmuş diğer ucundan ise modele deplasman verilmiştir.



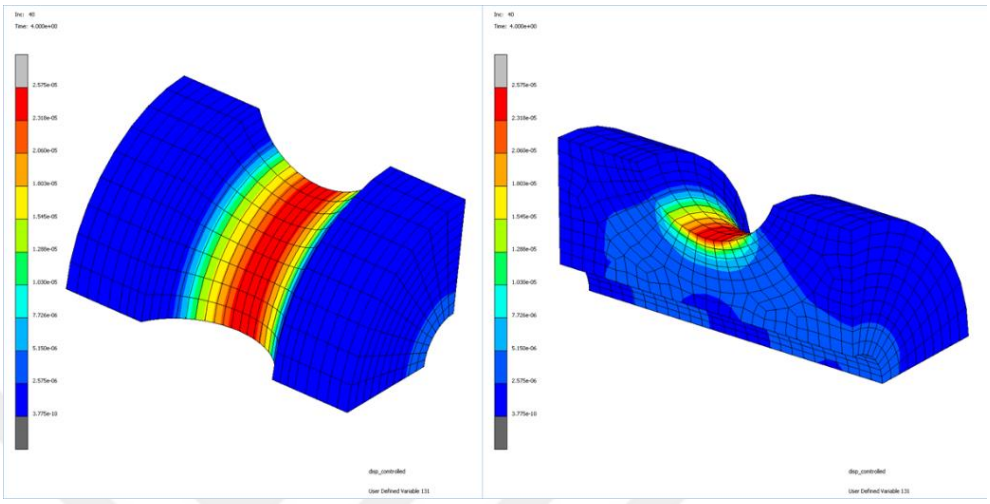
Şekil 6.18. Yarı dairesel çentikli numune sınır şartları.

Yarı dairesel çentikli numunenin tam değişken yükleme için yedi farklı hasar modeli ve Fatemi-Socie hasar modeli için üç farklı malzeme katsayısıyla benzetimi yapılmıştır. Elde edilen maksimum gerilme ve gerinim genliği sonuçları Tablo 6.6.'da listelenmiştir.

Tablo 6.6. Yarı dairesel çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=-1

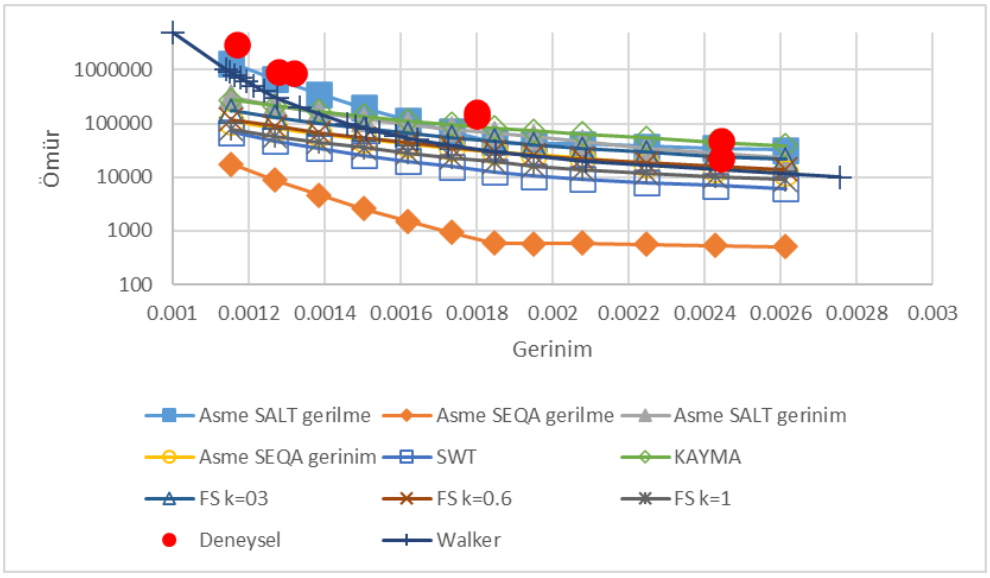
X Deplasman (mm)	Gerilme Genliği (MPa)	Gerinim Genliği (mm/mm)
0,021	380,119	0,0026123
0,02	374,413	0,00242818
0,019	367,466	0,00224738
0,018	362,687	0,00207684
0,017	359,239	0,00194857
0,016	353,467	0,00184823
0,015	343,906	0,0017334
0,014	326,383	0,00161783
0,013	306,563	0,00150226
0,012	284,118	0,0013867
0,011	260,44	0,00127113
0,01	237,933	0,00115557

Maksimum deplasman değeri olan 0,021mm için kayma gerinimi hasar modeli ile elde edilen hasarı gösteren sonuçlar Şekil 6.19.'da gösterilmiştir. Tüm hasar modelleri için sonuçlar ise Ek F'de verilmiştir.



Şekil 6.19. Yarı dairesel çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1.

Yorulma ömrü değerleri grafiği Şekil 6.20.'de gösterilmiştir. Grafiklerin daha anlaşılabilir olması için incelen hasar modelleri gruplanarak Ek F'de verilmiştir.



Şekil 6.20. Yarı dairesel çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=-1.

Sonuçlar incelendiğinde gerilme için ASME SEQA hasar modeli hariç tüm hasar modellerinin deneysel sonuçlar ile benzer karakteristikte olduğu görülmektedir.

Gerilme için ASME SALT hasar modeli aşırı emniyetli sonuçlar vermekle birlikte tüm ömür aralıklarında oldukça iyi uyum göstermiştir.

Gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile aşırı emniyetli sonuçlar elde edilmiş olup, 100000 çevrim altındaki ömür değerlerinde Walker hasar modeli ile aynı değerleri vermektedir. Gerinim için ASME SALT modeli ise yine aşırı emniyetli sonuçlar vermesine rağmen sonuçlar test değerlerine daha yakındır.

Kayma gerinimi hasar modeli gerinim için ASME SALT hasar modelinden daha iyi sonuçlar vermiştir. 100000 çevrim ömür değeri altında kayma gerinimi hasar modeli iyi bir sonuç verdiği görülmekle birlikte aşırı emniyetli sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. SWT hasar modeli ise tüm ömür değerleri için Walker hasar modelinden daha başarısız performans göstermiştir.

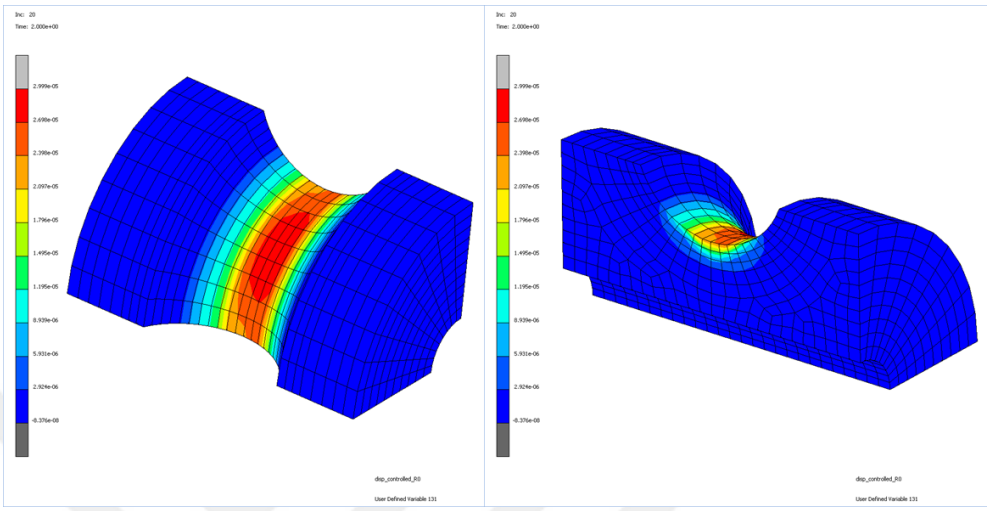
Fatemi-Socie hasar modeli tüm malzeme parametreleri için aşırı emniyetli sonuçlar vermiş olmakla birlikte en yakın ömür değerlerinin malzeme parametresi 0,3 olduğu durumda elde edildiği gözlemlenmiştir. 40000 çevrim altı ömür değerlerinde malzeme parametresinin 0.6 olduğu ömür grafiği Walker hasar modeli ile yaklaşık aynı değerleri vermiştir.

Yarı dairesel çentikli numunenin sıfırdan maksimuma yüklemesi ile elde edilen maksimum gerilme ve gerinim genliği sonuçları Tablo 6.7.'de listelenmiştir.

Tablo 6.7. Yarı dairesel çentikli numune gerilme ve gerinim genlikleri R=0

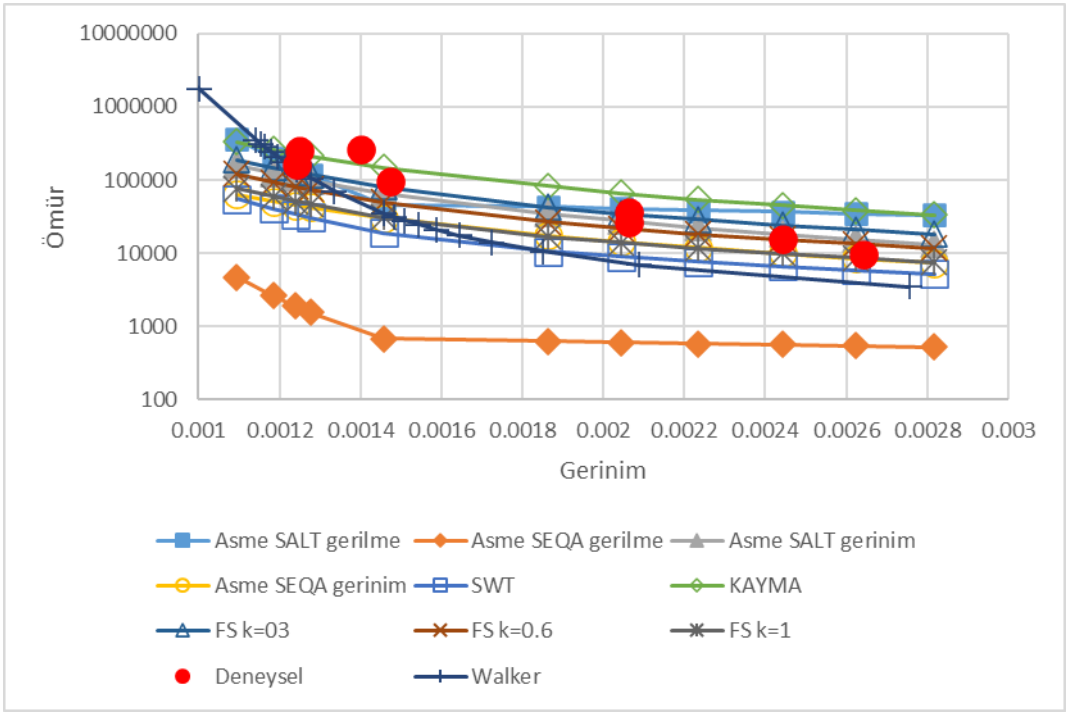
X Deplasman (mm)	Gerilme Genliği (MPa)	Gerinim Genliği (mm/mm)
0,024	265,511	0,00281708
0,023	254,358	0,00262389
0,022	243,343	0,00244167
0,021	232,356	0,00223285
0,02	221,194	0,00204351
0,019	209,418	0,00186414
0,016	177,844	0,00145744
0,014	155,832	0,00127614
0,0136	151,385	0,00123973
0,013	144,712	0,0011851
0,012	133,59	0,00109405

Maksimum deplasman değeri olan 0,024mm için kayma gerinimi hasar modeli ile elde edilen hasarı gösteren sonuçlar Şekil 6.21.'de gösterilmiştir. Tüm hasar modelleri için sonuçlar ise Ek F'de verilmiştir.



Şekil 6.21. Yarı dairesel çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0.

Yorulma ömrü değerleri grafiği Şekil 6.22.'de gösterilmiştir. Grafiklerin daha anlaşılabilir olması için incelen hasar modelleri gruplanarak Ek F'de verilmiştir.



Şekil 6.22. Yarı dairesel çentikli numune ömür-gerinim grafiği R=0.

Sonuçlar incelendiğinde gerilme için ASME SEQA hasar modeli haricindeki tüm hasar modellerinin deneyle benzer karakteristikte sonuçlar verdiği görülmektedir. Gerilme için ASME SALT hasar modeli ise 40000 çevrim ömrü üzerinde iyi sonuçlar vermekteyken, bu değerin altında deneye göre daha yüksek sonuçlar verdiği görülmektedir. 10000 çevrim ömrü altında ise Walker hasar modelinden daha başarısız bir performans göstermiştir.

Gerinim için ASME SALT hasar modelinin 10000-100000 çevrim ömrü arasında en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Gerinim için ASME SEQA hasar modeli deneysel sonuçlarla benzer karakteristikte olup aşırı emniyetli değerler vermiştir. 94900 çevrim ömrü için 31500, 26500 çevrim ömrü için 14360, 15750 çevrim ömrü için 9880, 9560 çevrim ömür değeri için ise 8520 değerini hesaplamıştır.

SWT hasar modeli aşırı emniyetli sonuçlar vermekle birlikte, 36000 çevrim ömür değerinin altında Walker hasar modelinden daha başarılı bir performans göstermiştir.

Kayma gerinimi hasar modeli genel olarak deneysel sonuçlarla benzer karakteristiktedir ve Walker hasar modelinden daha iyi bir performans göstermiştir. 100000 çevrim ömrü altında deneye göre daha yüksek sonuçlar vermiştir.

Fatemi-Socie hasar modeli tüm malzeme parametreleri için Walker hasar modelinden daha başarılı bir performans göstermiştir. Ayrıca malzeme parametresi ve ömür değeri arasında ters orantı olduğu görülmektedir. Çevrim sayısı düştükçe malzeme parametresinin yüksek olduğu değerler daha iyi sonuçlar vermektedir.

Gerilme için ASME SEQA hasar modeli hariç hesaplanan tüm hasar modellerinin deneysel sonuçlarla benzer karakteristikte olduğu görülmektedir. Ayrıca yine gerilme için ASME SEQA hasar modeli hariç tüm hasar modelleri önerilen Walker hasar modelinden [70] daha iyi sonuçlar vermiştir. Gerilme için ASME SALT hasar modeli ise benzer karakteristikte olmakla birlikte ömür değerlerini deneysel sonuçlardan daha yüksek hesaplamıştır. Gerinim için ASME SEQA hasar modeli tüm hasar modelleri

içinde en başarılı sonuçları vermiş olup gerinim için ASME SALT hasar modeli izlemiştir.

SWT hasar modeli tüm ömür değerleri için benzer karakteristikte olmakla beraber 100000 çevrim üstü ömür değerlerinde gerinim için ASME SALT hasar modelinden daha iyi sonuçlar vermektedir.

Fatemi-Socie hasar modeli tüm malzeme parametreleri için tutarlı sonuçlar vermiş olmakla birlikte malzeme parametresi ve ömür değeri arasında ters orantı olduğu görülmektedir. Çevrim sayısı düştükçe malzeme parametresinin yüksek olduğu değerler daha iyi sonuçlar vermektedir.

6.1.4. Literatür uygulaması sonuçlarının değerlendirilmesi

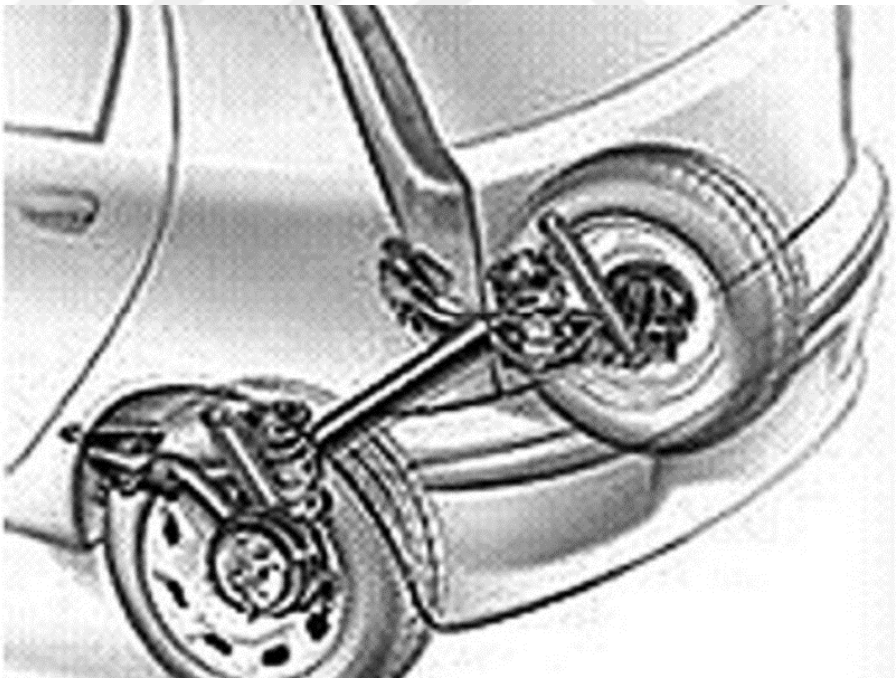
Literatür uygulaması çalışmaları özetlenecek olursa tez çalışması kapsamında Liviera ve ark. [70] tarafından çalışılan yumuşak çentikli, v çentikli ve yarı dairesel çentikli omak üzere üç farklı numune tipinin çevrimsel yükleme altında davranışları tez çalışması kapsamında önerilen sonlu elemanlar analizi temelli yöntem ile irdelenmiştir. Çalışmada hasar modeli olarak gerilme temelli ASME SALT, gerinim temelli ASME SALT, gerilme temelli ASME SEQA, gerinim temelli ASME SEQA, kayma gerinimi hasar modeli, Smitt-Watson-Topper modeli ve Fatemi Socie hasar modeli kullanılmış ve referans çalışmada kullanılan Walker modeli ile kıyaslamaları gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen sonuçlar genel olarak değerlendirildiğinde yumuşak çentikli numune için tam çevrimli yüklemede ASME SALT gerinim, sıfırdan maksimuma yüklemede ise kayma gerinimi hasar modelinin; v çentikli numune için tam çevrimli yüklemede kayma gerinimi, sıfırdan maksimuma yüklemede ise ASME SALT gerinim hasar modelinin, yarı dairesel çentikli numune için ise tam çevrimli yüklemede ASME SALT gerilme, sıfırdan maksimuma yüklemede ise ASME SALT gerinim hasar modelinin en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Görüldüğü üzere literatür uygulaması çalışmalarında genellikle gerinim temelli hasar modelleri deneysel sonuçlara en yakın tahminleri

vermiştir. Bunun nedeni olarak düşük çevrimli yorulmada gerinim temelli hasar modellerinin daha iyi sonuç vermesi olarak değerlendirilmektedir. Burada yarı dairesel çentikli numune için ise tam çevrimli yüklemede en iyi sonucu veren ASME SALT gerilme hasar modeli bu sonuçlardan ayrılmakla birlikte sonuçlara düşük çevrim bölgesi özelinde bakıldığında kayma gerinimi hasar modelinin en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Tez çalışması kapsamında kullanılan gerinim temelli tüm hasar modelleri, literatürde kullanılan Walker hasar modelinin eğri uydurmasının yapıldığı tam çevrimli yükleme durumu için yumuşak çentikli numunenin sonuçları hariç olmak üzere Walker hasar modelinden daha iyi sonuç vermiştir.

6.2. Endüstriyel Uygulama: Yarı Bağımsız Arka Süspansiyon

Tez çalışması kapsamında endüstriyel uygulama olarak bir binek aracın yarı bağımsız arka süspansiyonunun yorulma ömrü tahmini çalışılmıştır. Yarı bağımsız arka süspansiyonun araç içindeki konumu Şekil 6.23.'te gösterilmiştir.

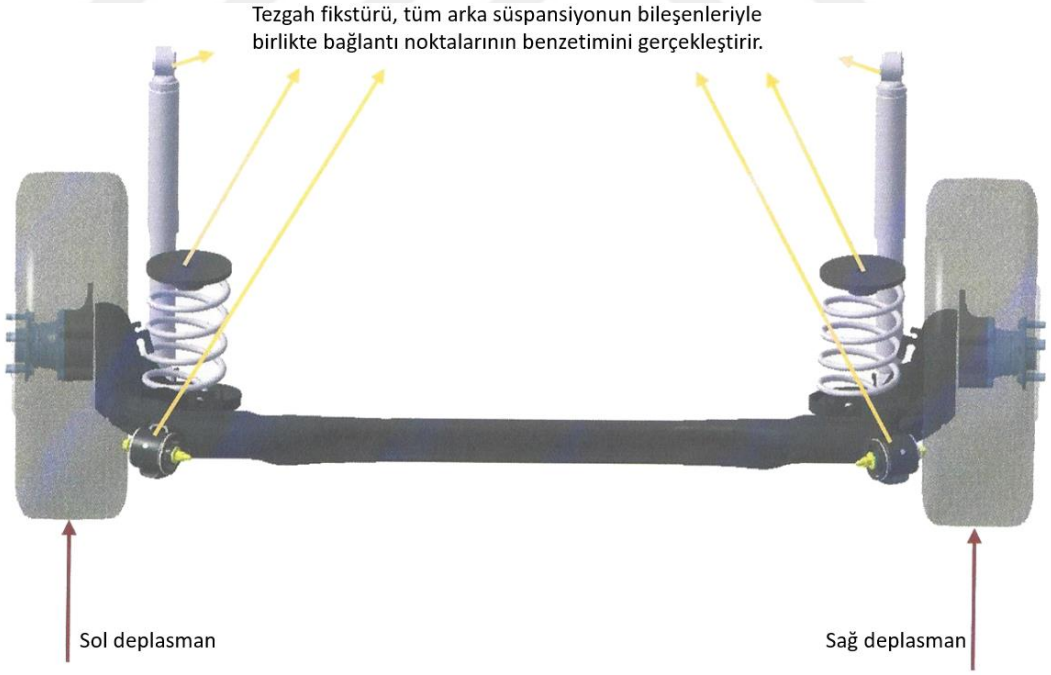


Şekil 6.23. Yarı bağımsız arka süspansiyon [72].

Süspansiyon sistemleri geometrilerine göre bağımlı ve bağımsız olarak iki ana grupta incelenmektedirler. Bu adlandırma karşılıklı tekerleklerin, hareketlerini diğerinden

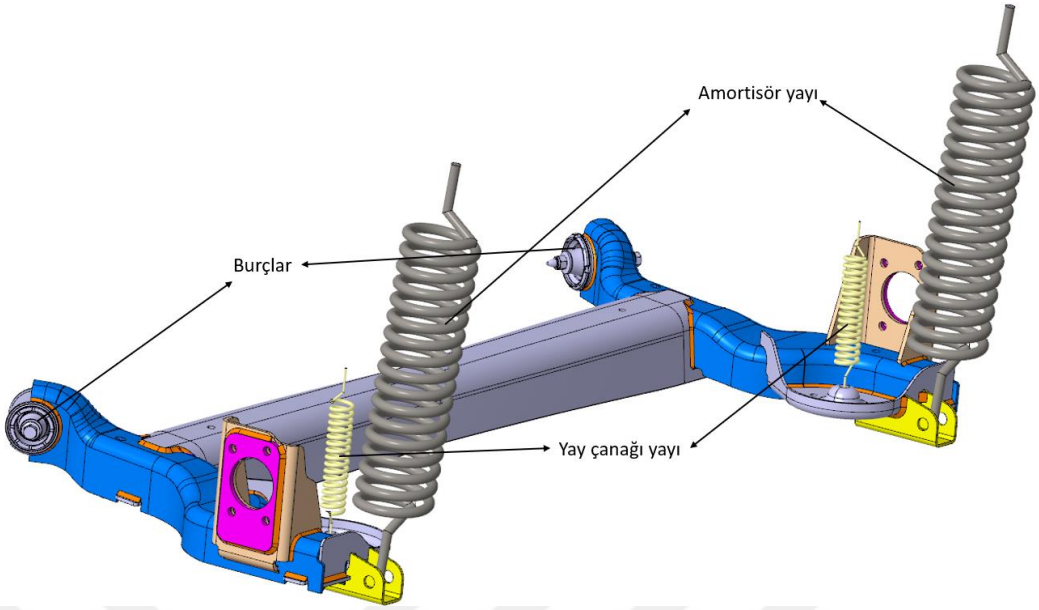
bağımsız olarak yapabilme yetisine göre yapılır. Bağımlı ve bağımsız süspansiyonların dışında karşılıklı tekerleklerin hareketleri diğerinin konumunu etkilerken, bağımlı süspansiyondaki gibi bir rijitlikten bahsedilemeyen süspansiyon tasarımları da kullanılmaktadır. Bu tip süspansiyonlar ana gruplara ek olarak yarı-bağımsız süspansiyon olarak adlandırılırlar. Yarı-bağımsız süspansiyonlar arasında en çok kullanılan tip bükülür kiriş (twist beam) tipi arka süspansiyondur. Bu süspansiyon sistemi, enine bir kiriş tarafından bağlanmış iki aks taşıyıcısından oluşur. Enine kirişin pozisyonu bir tasarım değişkeni olarak kullanılır. Enine kiriş sistemin en önemli elemanıdır ve tekerleklere gelen etkileri diğerine taşırken çeşitli yüklenme durumlarına maruz kalmaktadır [73,74,75].

Üretici firma yorulma ömrünün tespiti için "Rolling Fatigue" adını verdiği yükleme durumu belirlemiştir. Bu yükleme durumu hem testler hem de sonlu elemanlar benzetimleri için kullanılmaktadır [76]. Şekil 6.24.'te arka süspansiyonun test düzeneğinde konumu verilmiştir.



Şekil 6.24. Test düzeneğinde süspansiyonun konumu.

Sistemde iki adet burç ve dört adet yay bulunmaktadır (Şekil 6.25.). Burç özellikleri Tablo 6.8.'de yay özellikleri ise Tablo 6.9. ve 6.10.'da verilmiştir.



Şekil 6.25. Kullanılan burç ve yaylar.

Tablo 6.8. Burç rijitlik değerleri [76].

Radyal Rijitlik	$1300\ N/mm \pm \%20$
Eksenel Rijitlik	$360\ N/mm \pm \%20$
Burulma Rijitliği	$1700\ Nmm/° \pm \%20$
Konik Rijitlik	$3100\ Nmm/° \pm \%20$

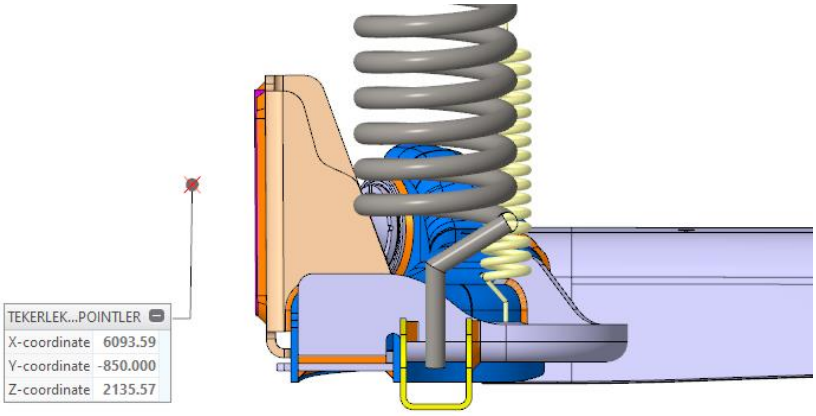
Tablo 6.9. Yay çanağı yayı [76].

Rijitlik	$22\ N/mm$
Ön yükleme	–

Tablo 6.10. Amartisör yayı [76].

Rijitlik	$101\ N/mm$
Ön yükleme	$3750N$

Sisteme uygulanan yüklemenin olduğu noktalar ve yükleme verisi üretici firma tarafından verilmiştir (Şekil 6.26.). Yükleme Z ekseninde olup yükleme noktası Y ekseninde simetriktir. Yükün uygulandığı nokta sol taraf için (6093.59, -850,2135.57) olan koordinatlarla sağ taraf için ise (6093.59,850,2135.57) olan koordinatlar ile verilmiştir [76].

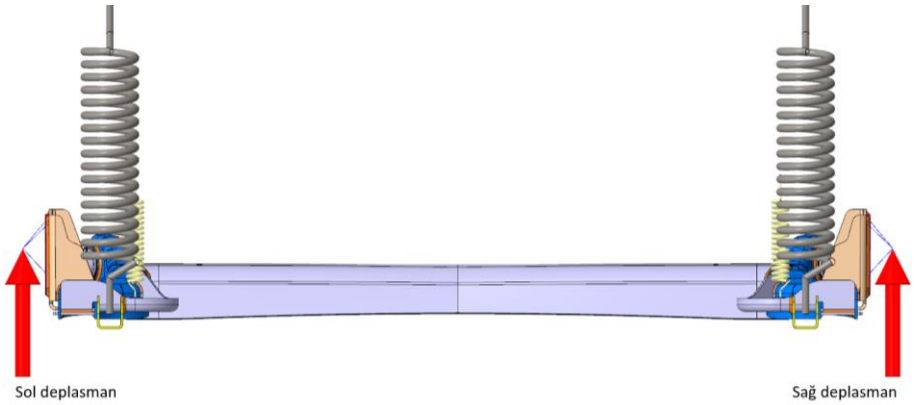


Şekil 6.26. Yükün uygulandığı nokta.

Tez çalışmasında kullanılan yükleme durumunun zamana bağlı deplasman verileri Tablo 6.11.'de verilmiştir [76]. Şekil 6.27.'de ise yükleme şeması verilmiştir.

Tablo 6.11. Deplasman-zaman değişimi.

Zaman (s)	Sol Deplasman (mm)	Sağ Deplasman (mm)
0	0	0
1	-117	-117
2	0	0
3	57	57
4	-13	78
5	57	57
6	78	-13



Şekil 6.27. Süspansiyon yükleme şeması.

Yükler blok yükleme metodu ile verilmiştir. Bu metotta saha testleri ile edilen veriler bilgisayar yazılımı vasıtasıyla sadeleştirilir. Veride hasar yaratmayan bloklar ayıklanır ve eş değer hasar veren, laboratuvar ortamında test yapmaya uygun yükleme verisi

elde edilir. Bu yöntemin kullanımında dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda belirtilmiştir [59].

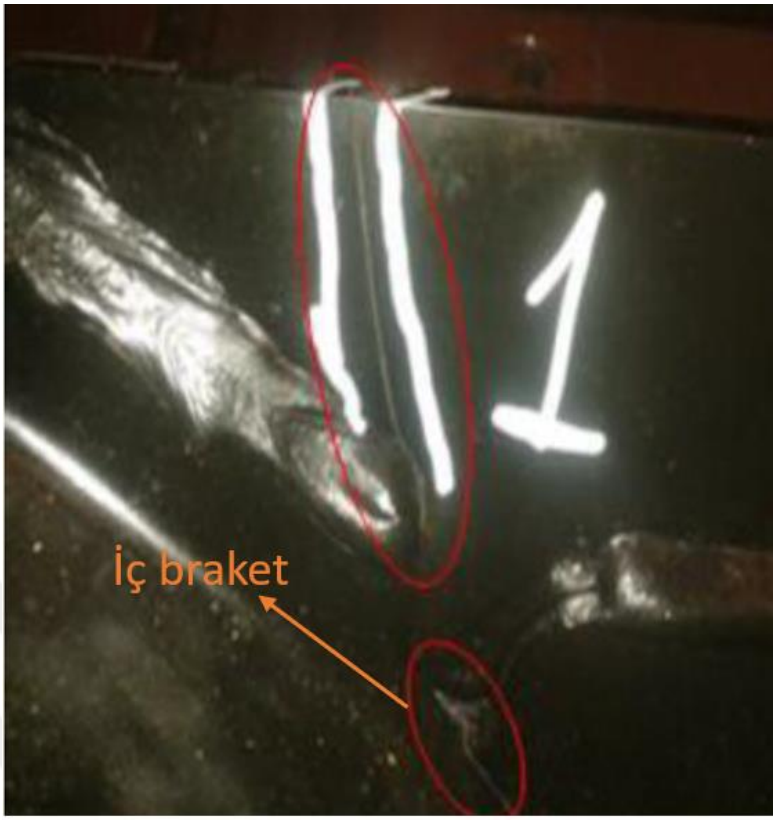
- Saha testi verisinden daha hızlı sonuç vermelidir.
- Hasar oluşumu saha testi verisi ile oluşan hasar ile aynı bölgede olmalıdır.
- Oluşan eşdeğer hasar değeri saha testi verisi ile oluşan hasar değeri ile aynı olmalıdır.

Arka süspansiyon için üç adet numune hazırlanmış ve testleri yapılmıştır. Test sonuçları Tablo 6.12.'de verilmiştir.

Tablo 6.12. Yorulma test sonucu.

Numune No	Ömür (Çevrim Sayısı)
1	47428
2	34970
3	28762
Ortalama	37053
Standart sapma	9506

Testi yapılan üç numuneye ait sonuçlar incelediğinde değerlerin dağılım gösterdiği gözlemlenmektedir. Bu nedenle ömür değerlerinin ortalamasının alınması uygun görülmüştür. Yapılan testlerde hedeflenen 150000 çevrim ömür sayısına ulaşılamadığı gözlemlenmiş olup, testler sonucunda üç numunede de çatlak başlangıcının iç braket olduğu sonrasında ise enine kirişin iç braket üstünde yer alan kısmında çatlak oluştuğu tespit edilmiştir (Şekil 6.28.).



Şekil 6.28. Arka süspansiyon bir numaralı numune test sonucu.

Yarı bağımsız arka süspansiyonun benzetimlerinde DOMEX 700, DOMEX 420 ve DOMEX 360 olmak üzere üç farklı malzeme kullanılmıştır. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri Tablo 6.13. ve 6.14.'te verilmiştir.

Tablo 6.13. Malzeme mekanik özellikleri [78,79].

Malzeme	Elastisite Modülü	Poisson Oranı	Akma Gerilmesi	Kopma Gerilmesi
DOMEX 360	200GPa	0,3	393MPa	457MPa
DOMEX 420	200GPa	0,3	420MPa	507MPa

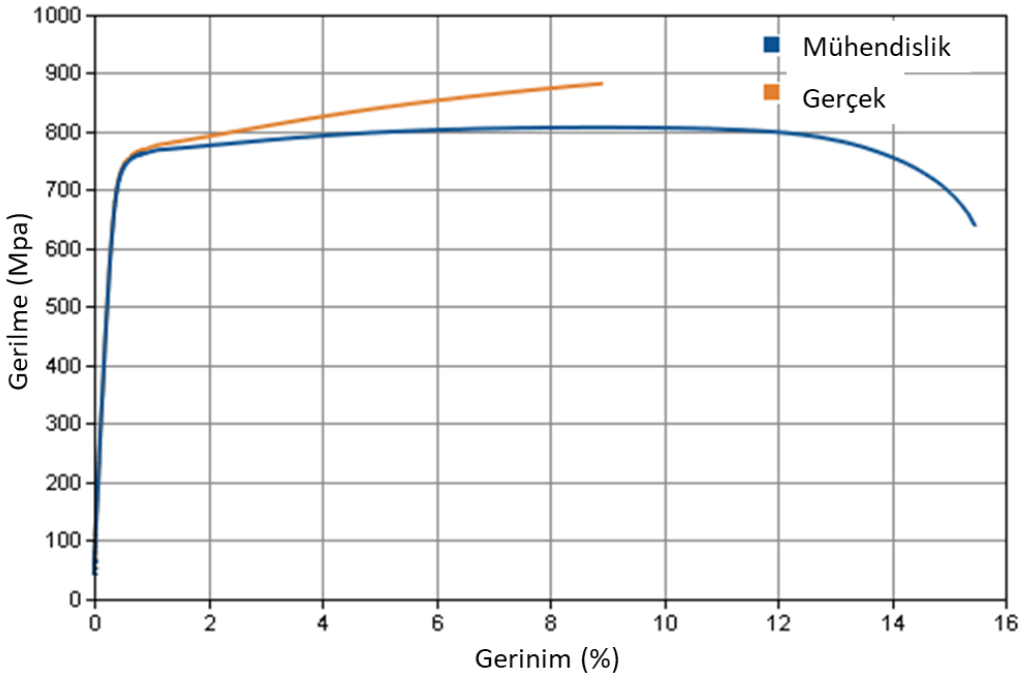
Tablo 6.14. DOMEX 700 mekanik özellikleri [80,81].

Çevrimsel dayanım katsayısı (K')	1308,69MPa
Çevrimsel dayanım üssü (n')	0.0826
Akma gerilmesi (σ_y)	775,76MPa
Elastik modül (E)	217,2GPa
Poisson oranı (υ)	0,3
Yorulma dayanım katsayısı	1685,45MPa
Yorulma dayanım üssü	-0,0909
Yorulma süneklik katsayısı	1,5224
Yorulma süneklik üssü	-0,973
Fatemi-Socie katsayısı	0,6

Yazılmış olan hypela2 alt programında malzemenin mekanik davranışı, Denklem 6.1'de verilen Swift bağıntısı tarafından kontrol edilmekte ve Chaboche kinematik pekleşme kuralını kullanmaktadır. Bu model karışık bir pekleşme modeli olup hem izotropik hem de kinematik kısmı bulunmaktadır.

$$\sigma_{true} = C(\varepsilon_0 + \varepsilon_p)^p \tag{6.1}$$

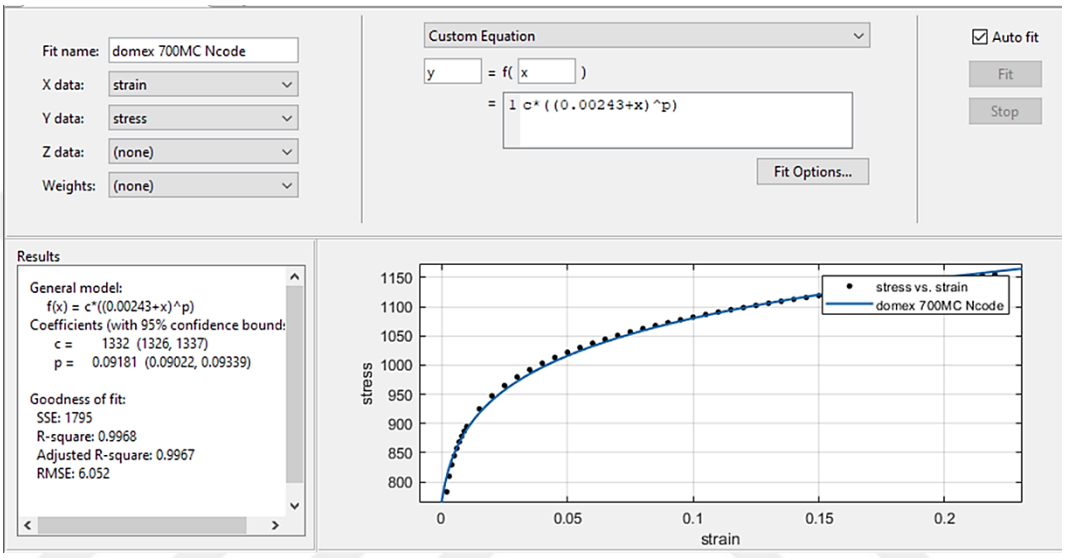
Burada, C Swift mukavemet katsayısını, ε_0 akma noktasındaki gerinimi, ε_p plastik gerinimi ve p Swift pekleşme üssünü ifade etmektedir. Yorulma hasarının gerçekleştiği küçük gerinim değerleri için bu bağıntı tercih edilmektedir [77]. Yorulma hasarı hesaplanacak parçalarda kullanılan DOMEX 700 çeliği için Swift malzeme parametrelerinin belirlenmesi gereklidir. Bu malzeme için üretici firma tarafından yapılmış çekme deneyi Şekil 6.29.'da verilmiştir.



Şekil 6.29. DOMEX 700 için gerilme-gerinim eğrisi [80].

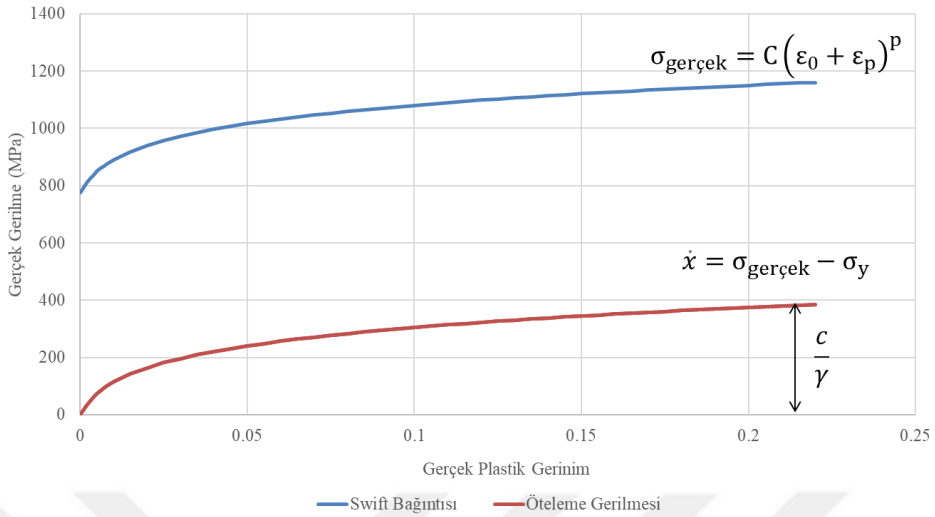
Swift bağıntısında kullanılan malzeme parametrelerinin belirlenebilmesi için malzemeye ait gerçek gerilme-gerinim eğrisinin bilinmesi yeterlidir. Bu eğriyi oluşturan veri seti kullanılarak eğri uydurma yöntemi ile malzeme parametreleri belirlenebilir. Eğri uydurma, matematiksel bir bağıntıyı verilen veri setindeki noktalara

uyduran prosedür olarak tanımlanabilir. Burada amaçlanan veri setine uyan bir bağıntı bulmaktır. Bu prosedür aynı zamanda veri setini temsil etmek için önerilen denklemin geçerliliğini görmek ve denklemlerdeki katsayıların değerlerini belirlemek için de kullanılabilir [64]. Tez çalışmasında eğri uydurma işlemleri için Matlab ticari yazılımı kullanılmıştır. Matlab eğri uydurma aracına Swift bağıntısı tanımlanmış ve veri seti olarak da gerçek gerilme-gerinim eğrisi verilmiştir (Şekil 6.30.).



Şekil 6.30. Matlab eğri uydurma aracı.

Hesaplanan değerler hypela2 kullanıcı alt programına, plastik davranış ile elde edilen gerilme-gerinim geçmişini kullanacak şekilde eklenmiştir. Chaboche pekleşme kuralının izotropik kısmı için Swift mukavemet katsayısı ve pekleşme üsteli yeterli olmakla birlikte kinematik kısmı için satürasyon öteleme gerilmesi ve satürasyon gerinimi programa girilmelidir. Bu parametrelerin tespitinde gerçek gerilme gerinim eğrisi satürasyon göstermediği için pratik olmamaktadır. Bu tez çalışmasında pratik bir yaklaşım olarak maksimum çekme dayanımı değerine karşılık gelen gerçek gerilme Şekil 2.28.'de verilmiş olan satürasyon gerilmesi olarak kabul edilmiştir. Bu değere karşılık gelen gerçek gerinim ise satürasyon gerinimi olarak kabul edilebilir. Domex 700 için Swift bağıntısını baz alarak hazırlanmış satürasyon gerilmesi-gerinim eğrisi Şekil 6.31.'de verilmiştir.



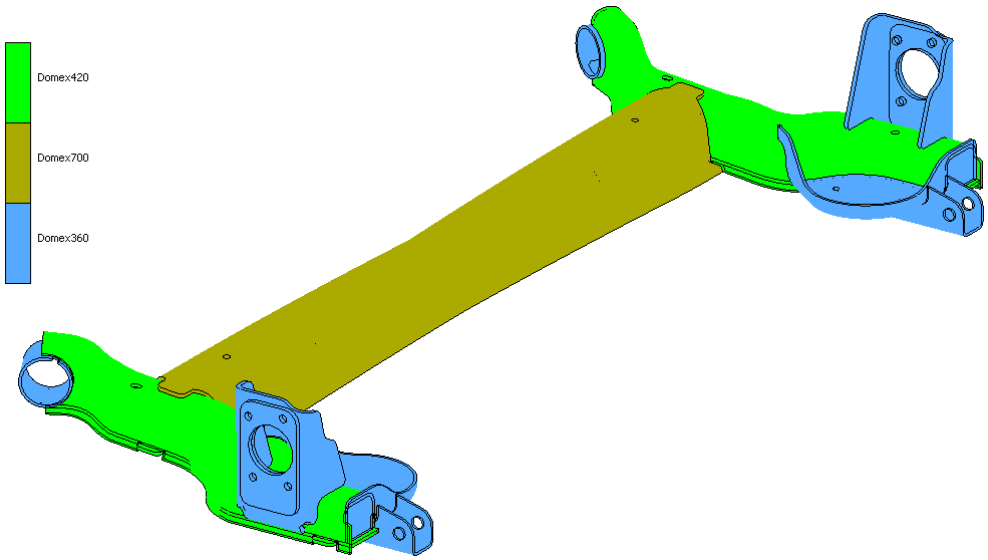
Şekil 6.31. DOMEX 700 için satürasyon gerilmesi-gerinim eğrisi.

Şekil 6.31'de üstte görülen, Swift bağıntısı ile tanımlanan akma eğrisi kullanılan Chaboche pekleşme kuralının izotrpik kısmını. Altta görülen öteleme gerilmesi ise kinematik kısmı gösterir.

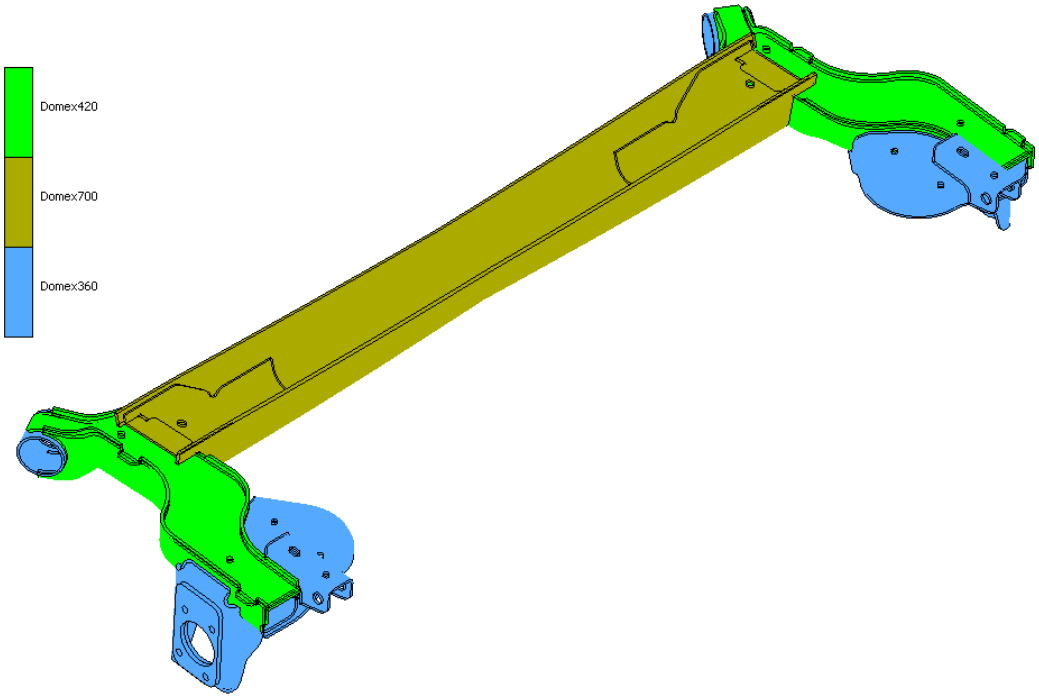
Yapılan bu işlemler sonucunda bulunan hypela2 kullanıcı alt programı için gerekli olan Swift malzeme parametreleri Tablo 6.15.'de verilmiştir. Şekil 6.32. ve 6.33.'te ise bu malzemelerin hangi parçalarda kullanıldığı gösterilmiştir.

Tablo 6.15. DOMEX 700 için hypela2 parametreleri.

Swift Mukavemet Katsayısı [MPa]	1332
Swift Pekleşme Üsteli	0,09181
Satürasyon Öteleme Gerilmesi [MPa]	106,54
Satürasyon Gerinimi	0,0892



Şekil 6.32. Malzeme atanması ön görünüm.



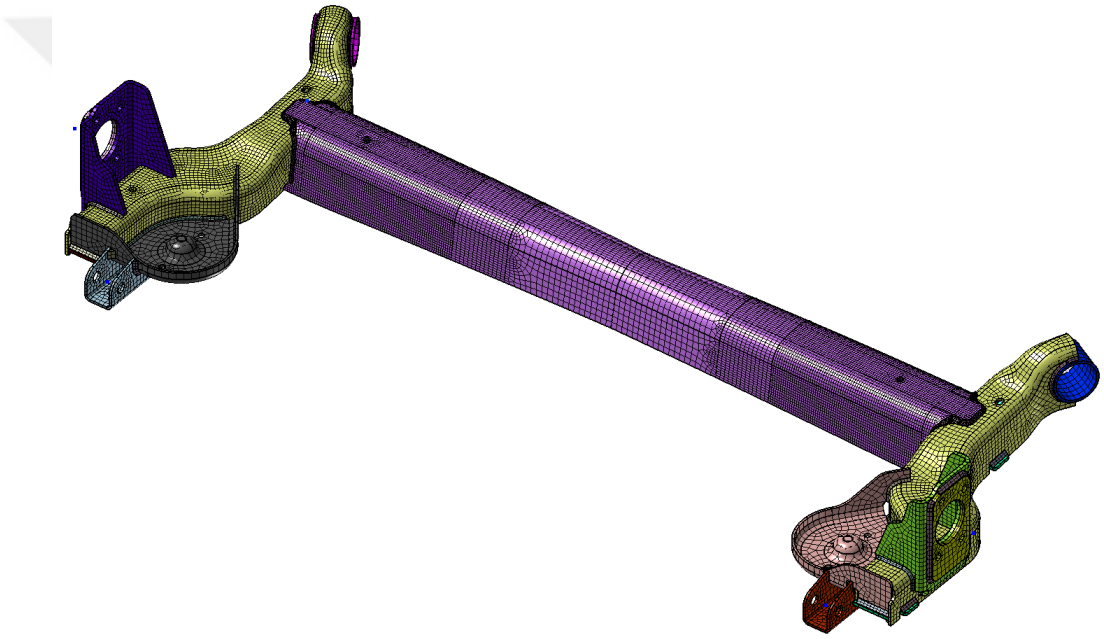
Şekil 6.33. Malzeme atanması arka görünüm.

Yapılan benzetimlerde yorulma hasarının hesaplanmayacağı DOMEX 360, DOMEX 420 ve kaynakların malzeme özellikleri doğrusal elastik olarak kabul edilmiştir. DOMEX 700 malzeme özellikleri ise kullanıcı alt programı ile kontrol edilmektedir.

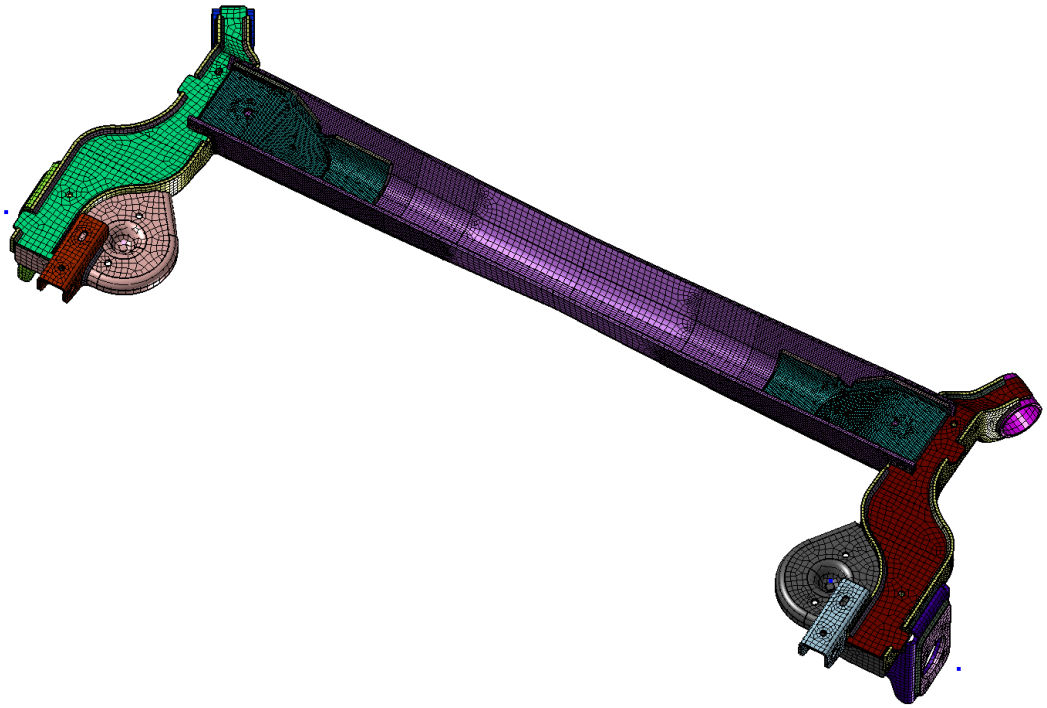
Ağ yapısı oluşturulmasında kullanılan kullanıcı alt programının durum değişkeni sayısının hafıza ihtiyacı esas alınmıştır. Çözüm için altı çekirdekli ve 128GB RAM

bulunduran bir iş istasyonu kullanılmıştır. Kullanıcı alt programında 8900 durum değişkeni bulunmaktadır.

Ağ yapısının oluşturulmasında Apex Modeler ticari yazılımı kullanılmıştır. Apex Modeler CAD verisini temizleme, basitleştirme ve eleme iş akışını kolaylaştıran bir CAE modelleme ve ağ yapısı oluşturma programıdır [81]. Oluşturulan ağ yapısı Şekil 6.34. ve 6.35.'te gösterilmiştir. Kaynaklar üç boyutlu ağ yapısı ile yaylar ve burçlar ise çizgisel elemanlarla temsil edilmiştir. Modelde yorulma hasarının meydana gelmesi öngörülen bölgelerde ağ yapısı hassaslaştırılmıştır.

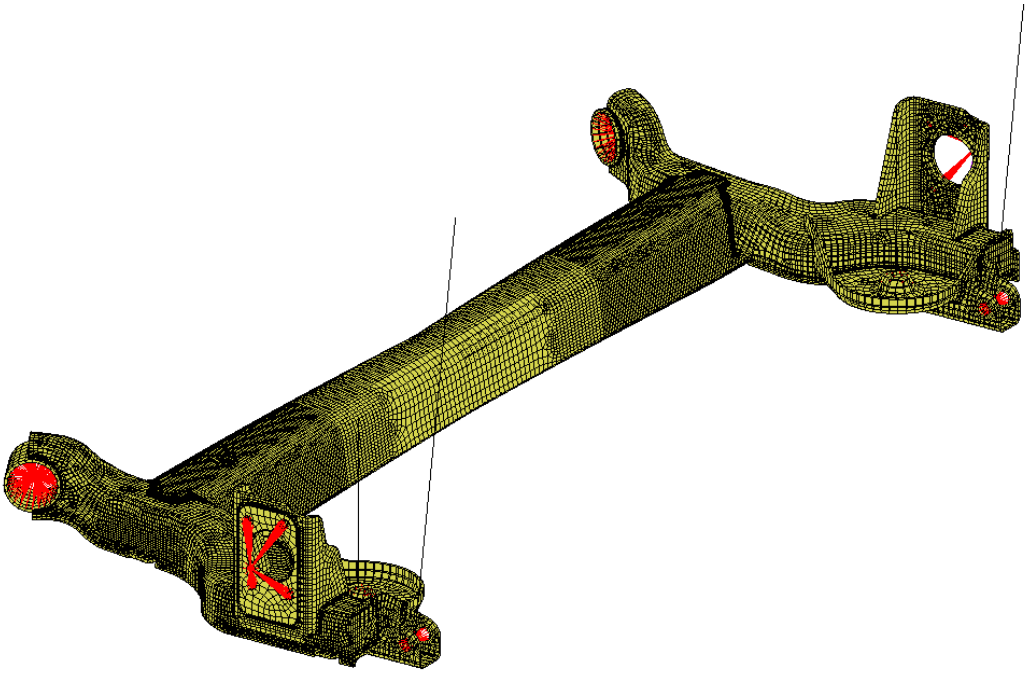


Şekil 6.34. Apex Modeler ağ yapısı ön görünüş.



Şekil 6.35. Apex Modeler ağ yapısı arka görünüş.

Hazırlanan ağ yapısının NASTRAN formatında çıktısı alınarak Marc ticari yazılımı içinde açılmış ve analiz modeli hazırlanmıştır (Şekil 6.36.). Modelde 127021 adet düğüm noktası ve 75077 adet eleman bulunmaktadır. Kullanıcı alt programı tarafından kontrol edilen DOMEX 700 malzeme özellikleri atanmış 57584 adet 8 düğüm noktalı altı yüzlü elemanlar analiz sırasında hafızada yaklaşık olarak 95GB yer kaplamaktadır.



Şekil 6.36. Arka süspansiyon sonlu elemanlar modeli.

Çalışmada kullanılan numune çok eksenli yüklemelere maruz kaldığından, kritik düzlem hasar modelleri; asal gerinim, von Mises gerinimi, oktahedral gerinim, normal gerinim ve Tresca gerinim modelleri için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

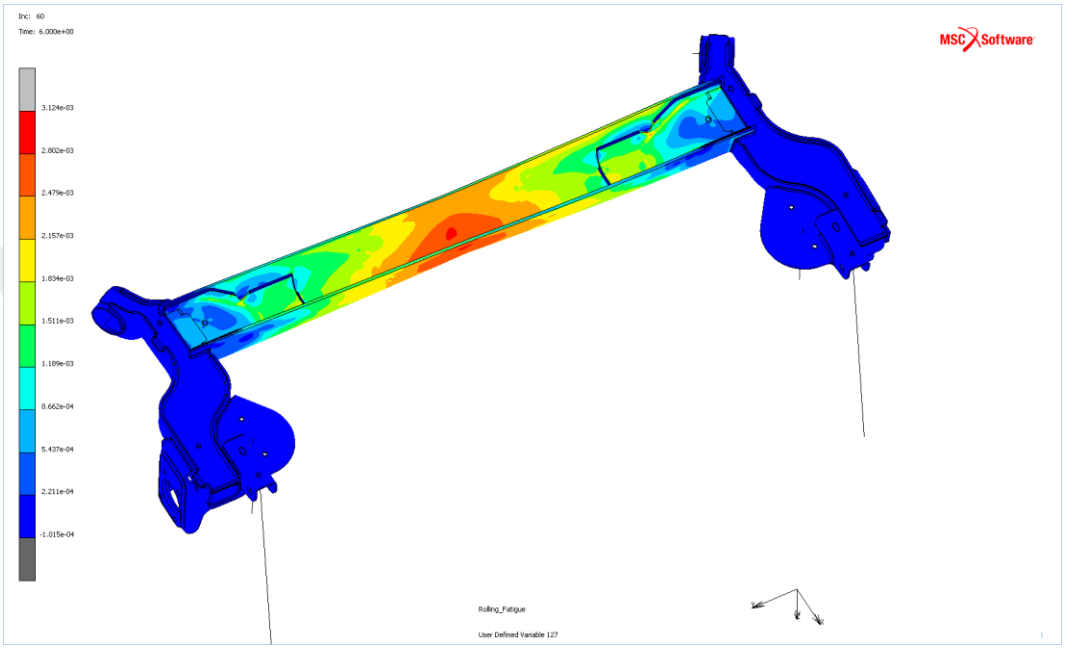
Elde edilen sonuçların karşılaştırmasında yüzde bağıl hata kullanılmıştır. Eşdeğer gerinim hasar modellerinin sonuçları incelendiğinde ASME Hasar modelleri ile hesaplanan arka süspansiyona ait yorulma ömürleri ve ömür değerlerinin ortalaması kullanarak hesaplanmış yüzde bağıl hatalar ise Tablo 6.16.'da verilmiştir.

Tablo 6.16. ASME hasar modelleri yorulma ömrü ve bağıl hata

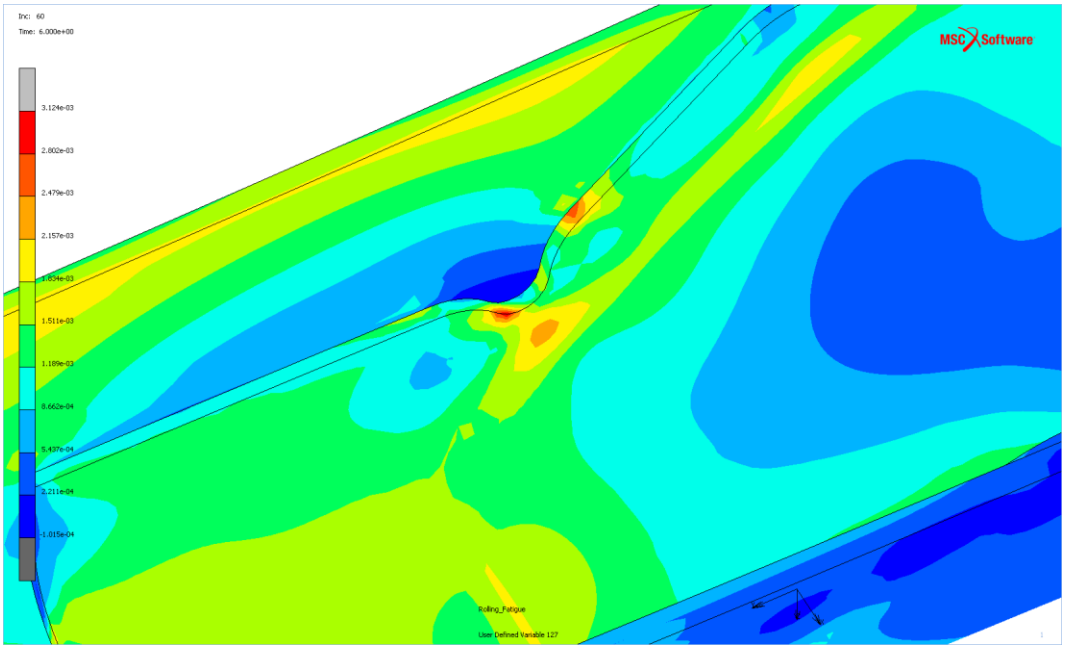
ASME Hasar Modeli	Ömür (Çevrim Sayısı)	%Hata
ASME SALT gerilme	2,17E+09	5863849
ASME SEQA gerilme	1575987	4153,292
ASME SALT gerinim	2003561	5307,235
ASME SEQA gerinim	33302,78	10,12203

Sonuçlar incelendiğinde ASME SEQA gerinim modelinin %10 hata ile deneysel sonuçlarla iyi bir uyum gösterdiği görülmektedir. Hesaplanan değer ile test sonucu arasındaki fark olan 3750 adet çevrim sayısı değeri standart sapmanın altındadır. Buna mukabil ASME SALT gerilme modeli 59000 misli, ASME, ASME SALT gerinim

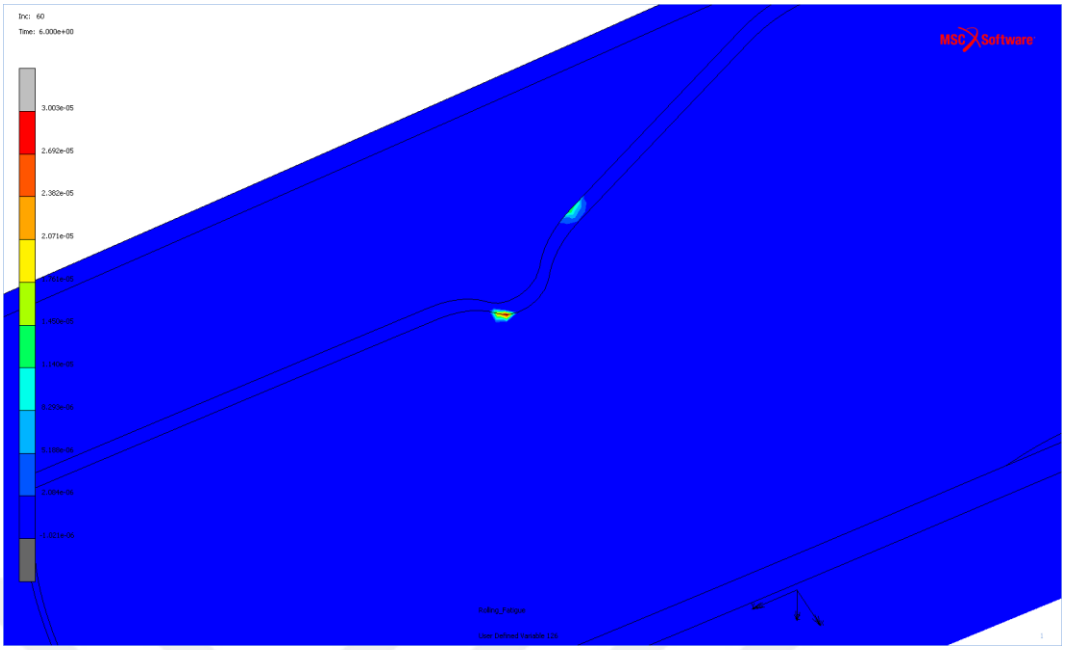
modeli 53 misli ve ASME SALT gerilme modeli ise 41 misli fazla sonuç vermiştir. Hasar başlangıç yeri tüm hasar modelleri için aynı olup test sonuçları ile benzer karakteristiktedir, Şekil 6.37., 6.38. ve 6.39.'te ASME SEQA gerinim modeli için sonuçlar verilmiştir. Tüm eşdeğer gerinim modelleri için hasar modellerine ait sonuçlar Ek G'de verilmiştir.



Şekil 6.37. ASME SEQA eşdeğer gerinim.



Şekil 6.38. ASME SEQA iç braket eşdeğer gerinim.



Şekil 6.39. ASME SEQA gerinim hasar modeli iç braket hasar oluşumu.

Kritik düzlem modelleri ile hesaplanan arka süspansiyona ait yorulma ömürleri Tablo 6.17.'de ömür değerlerinin ortalaması kullanarak hesaplanmış yüzde bağıl hatalar ise Tablo 6.18.'de verilmiştir.

Tablo 6.17. Yorulma ömrü

Gerinim Modeli	SWT	KAYMA	FS k=0,3	FS k=0,6	FS k=1
Asal	3489193	2,98E+05	92558	34346	12107
von Mises	9782651	2,66E+06	511009	126261	28452
Oktahedral	4417921	2,92E+05	65722	20419	6803
Normal	N/A	2,14E+12	2,14E+12	6,22E+11	1,86E+11
Tresca	N/A	1,50E+14	8,34E+13	4,72E+13	2,31E+13

Tablo 6.18. % Bağıl Hata

Gerinim Modeli	SWT	KAYMA	FS k=0,3	FS k=0,6	FS k=1
Asal	9316,677	705,118	149,7965	7,30618	67,32538
von Mises	26301,54	7084,159	1279,118	240,7552	23,21455
Oktahedral	11823,14	687,0057	77,37113	44,89368	81,64057
Normal	N/A	5,77E+09	5,77E+09	1,68E+09	5,02E+08
Tresca	N/A	4,06E+11	2,25E+11	1,27E+11	6,24E+10

Sonuçlar incelendiğinde maksimum normal ve Tresca gerinim modellerinin incelenen tüm hasar modellerinde deneysel sonuçlara uzak değerler verdiği gözlemlenmektedir. Ayrıca maksimum normal gerinim için hesaplanan hasar modelleri çatlak başlangıcını doğru tahmin edememiştir. SWT hasar modelinde için bu iki gerinim modeli için

hesaplama sonucu alınamamıştır. Bu nedenle bu iki gerinim modeli değerlendirmede dikkate alınmamıştır. Bu durum Fatemi ve Socie [45] tarafından Tresca kriterinin çok eksenli yorulma hesaplarında iyi bir korelasyon göstermediği şeklindeki tespitiyle uyumludur.

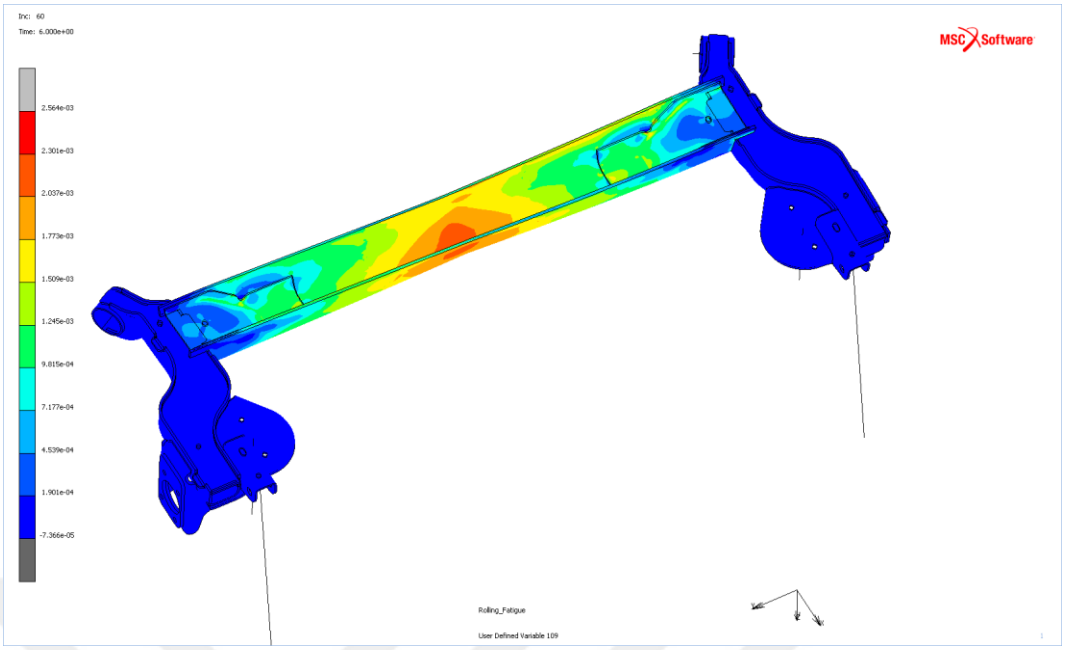
Gerinim modellerine bakıldığında en düşük hata oranının asal gerinim modelinde olduğu görülmektedir, hasar modellerinde ise Fatemi-Socie hasar modelinin en uygun sonuçları verdiği gözlemlenmiştir. En uygun modelin %7,3 hata payı ile asal gerinim modeli ile hesaplanan, $k = 0{,}6$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli olduğu görülmektedir. Hesaplanan değer ile test sonucu arasındaki fark olan 2707 adet çevrim sayısı değeri standart sapmanın altındadır. Bu durum malzeme özelliklerinde belirtilen Fatemi-Socie katsayısı olan 0,6 değeri ile uyumludur.

Asal gerinim modeli ile hesaplanmış olan SWT hasar modeli 93, kayma hasar modeli 7, $k = 0{,}3$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli 1,5 misli fazla sonuç vermekte iken $k = 0{,}6$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli 0,07, $k = 1$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli ise 0,67 misli düşük sonuç vermiştir.

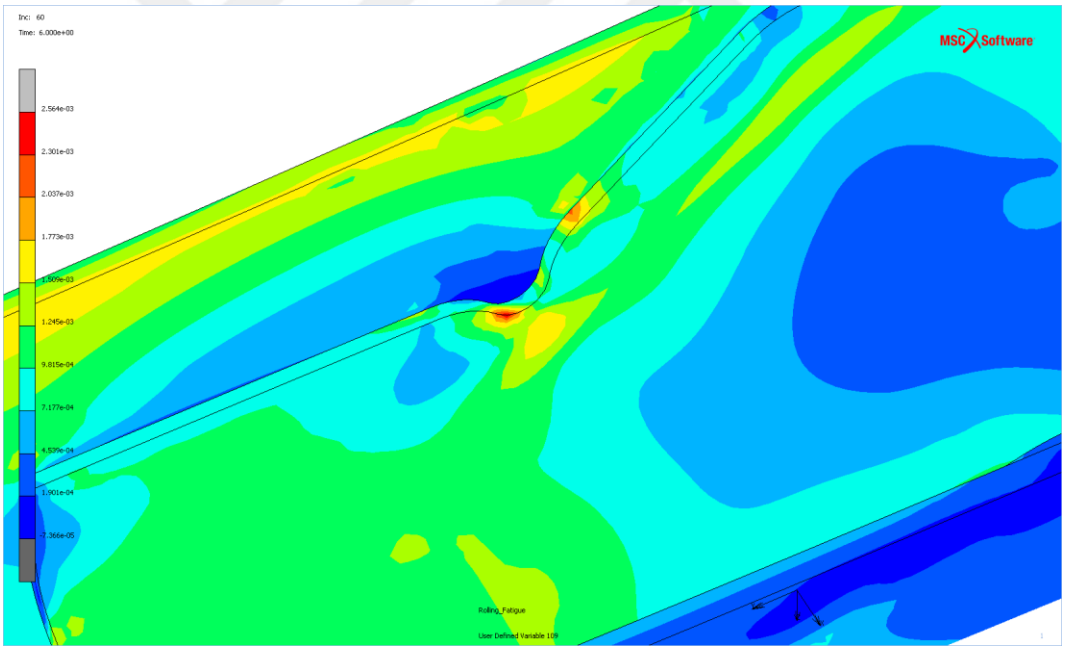
von Mises gerinim modeli ile hesaplanmış olan SWT hasar modeli 263, kayma hasar modeli 71, $k = 0{,}3$ için Fatemi-Socie hasar modeli 12,8, $k = 0{,}6$ katsayısına sahip için Fatemi-Socie hasar modeli 2,4 misli fazla sonuç vermekte iken $k = 1$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli ise 0,23 misli düşük sonuç vermiştir.

Oktahedral gerinim modeli ile hesaplanmış olan SWT hasar modeli 118, kayma hasar modeli 6,9, $k = 0{,}3$ için Fatemi-Socie hasar modeli 0,77 misli fazla sonuç vermekte iken $k = 0{,}6$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli 0,45, $k = 1$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli ise 0,82 misli düşük sonuç vermiştir.

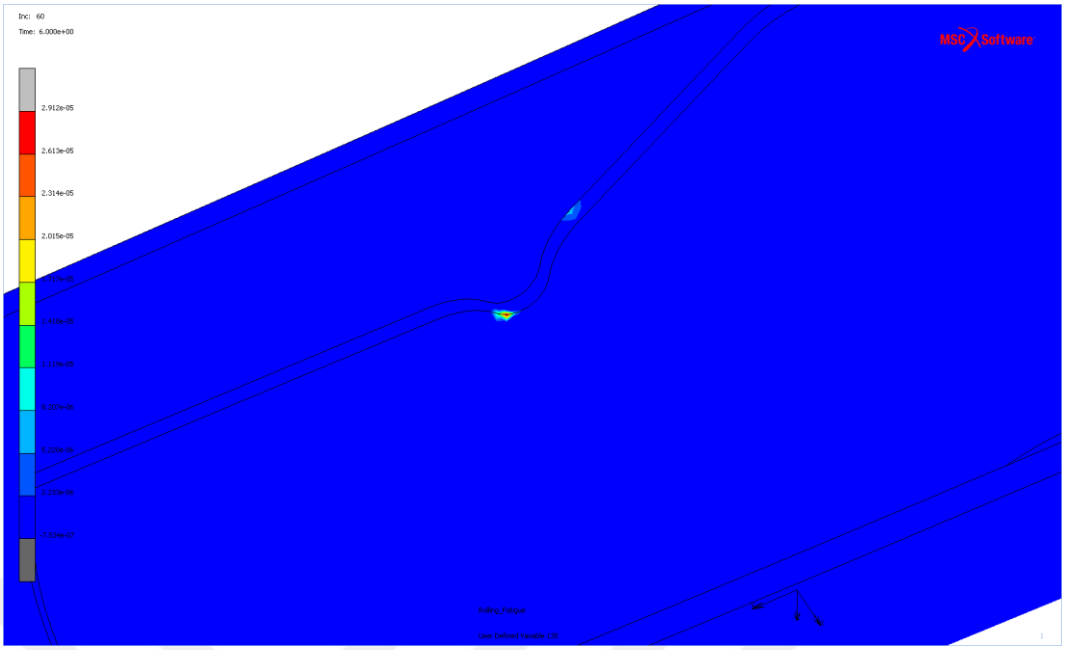
Hasar başlangıç yeri maksimum normal gerinim modeli haricindeki tüm gerinim ve hasar modelleri için aynı olup Şekil 6.40., 6.41. ve 6.42.'de asal gerinim modeli ile hesaplanmış $k = 0{,}6$ katsayısına sahip Fatemi-Socie hasar modeli için sonuçlar verilmiştir. Tüm kritik düzlem hasar modelleri için sonuçlar ise Ek G'de verilmiştir.



Şekil 6.40. Asal gerinim genliği.



Şekil 6.41. Asal gerinim genliği iç braket eşdeğer gerinim.



Şekil 6.42. Asal Gerinim için Fatemi-Socie hasar modeli iç braket hasar oluşumu.

BÖLÜM 7. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

7.1. Değerlendirme

Bu tez çalışmasının temel amacı, otomotiv endüstrisinde yorulma dayanımı yüksek mekanik parçaların tasarlanması için, hasar tahminine dayalı hesaplamalı bir yöntem geliştirmektir. Böylece prototip sayısı en aza indirilmeye çalışılacaktır.

Yorulma hasarı tekrarlı yükler altında meydana gelir. Bu sebepten çevrimsel yükleme altında gerçekleşen çevrimsel plastisite özelliklerinin tespiti malzeme karakterizasyonu için önemlidir. Bu nedenle tez çalışmasında öncelikle çevrimsel plastisite kavramı anlatılmış ve mühendislik yaklaşımı açısından bir plastisite modelinin sahip olması gereken özellikler belirtilmiştir. Deneysel bulguların tanımlanması akma fonksiyonlarının kalibre edilmesi ve değerlendirilmesi açısından önemli olduğundan, deneysel bulgular açıklanmasını takiben akma fonksiyonu ve akma yüzeyi kavramları üzerinde durulmuştur. Plastisite modelleri bir pekleşme kuralı içerir ve pekleşme kurallarının bir sonucu olarak akma yüzeylerinin yer değiştirmesi nedeniyle farklılık gösterir [15]. Bu sebepten pekleşme kuralları da kısaca açıklanmıştır. Bu inceleme sonucunda çevrimsel plastisite modellerinin Mroz tipi pekleşme kuralı ihtiva eden modeller ve Armstrong-Frederick tipi pekleşme kuralı ihtiva eden modeller olmak üzere ikiye ayrılabildiği görülmektedir. Literatür araştırmaları da dikkate alındığında tez çalışmasında uygulanan yöntem için Armstrong-Frederick tipi kinematik pekleşme kuralını ihtiva eden von Mises akma yüzeyi seçilmiştir. von Mises akma yüzeyi literatürde yaygın kullanımı ve hesaplama kolaylığı açısından uygun görülmüştür.

Önerilen yorulma hasarı hesaplama yönteminin doğrulanması için öncelikle Livieri ve ark. yapmış oldukları çalışma [70] incelenmiştir. İlgili çalışmada tam değişken (R=-1)

ve sıfırdan maksimuma (R=0) ile yüklenen yumuşak çentikli, V çentikli ve yarı dairesel çentikli numunelerle ilgili deneysel veriler verilmiş, sonrasında yorulma dayanımı Walker metodu ile değerlendirilmiştir. Doğrulama çalışmasında kullanılan eleman boyutları yapılan yakınsama çalışması sonucu belirlenmiş ve her üç numune için çeyrek model hazırlanmıştır. Numunelere ait sonlu elemanlar modelleri, plastisite ve hasar modellerini içeren kullanıcı alt programları ile ilgili çalışmada verilen değerler ile uyumlu deplasman değerleri ile ayrı ayrı çalıştırılarak her iki yükleme tipi için gerinim ömür eğrileri çıkartılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde değerlendirilmiştir.

- Yumuşak çentikli numunenin tam değişken yükleme için sonuçları incelendiğinde, gerilme için ASME SALT ve SEQA modelleri hariç olmak üzere kullanılan modellerin deneysel veriler ile aynı karakteristikte olduğu görülmektedir.
- Tez çalışmasının uygulama bölümünde deneysel veriler açısından referans alınan çalışmada Walker parametrelerinin tespitinde yumuşak çentikli numuneden elde edilen deney sonuçları kullanılmasına rağmen gerinim için ASME SEQA ve SALT hasar modelleri, SWT hasar modeli ve SWT hasar modeli 100000 çevrim altında Walker hasar modelinden daha iyi bir uyum göstermektedir.
- Kayma hasar modeli ise deneysel sonuçlarla benzer karakteristik göstermekle birlikte daha büyük sonuç vermiştir.
- Sıfırdan maksimuma yükleme için sonuçlara bakıldığında gerilme için ASME SEQA hasar modeli hariç tüm hasar modelleri deney eğrisi ile uyum göstermekle beraber Walker hasar modelinden başarısız sonuçlar alınmıştır. Bu durumun temel sebebi deneysel verilerin 100000 çevrim üzeri olmasıdır. Tam değişken yüklemede de 100000 çevrim üzeri için benzer sonuçlar alınmıştır.
- V çentikli numunenin tam değişken yükleme için sonuçları incelendiğinde gerilme için ASME SEQA hasar modeli haricindeki modellerin test sonuçlarıyla uyum içinde olduğu görülmektedir.

- SWT hasar modeli haricindeki tüm hasar modelleri Walker hasar modelinden daha iyi sonuç vermekle birlikte kayma hasar modeline ait ömür değerlerinin deneysel verilere en yakın sonuçları verdiği görülmüştür.
- Sıfırdan maksimuma yüklemede ise gerilme için ASME SEQA hasar modeli ve gerilme için ASME SALT hasar modeli haricindeki modellerin test sonuçlarıyla uyum içinde olduğu görülmektedir.
- 100000 çevrim altında gerilme için ASME SEQA hasar modeli haricindeki tüm hasar modelleri Walker hasar modelinden daha iyi sonuç vermiştir.
- Yarı dairesel çentikli numunenin tam değişken yükleme için sonuçları incelendiğinde gerilme için ASME SEQA hasar modeli hariç tüm hasar modellerinin sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür.
- Gerilme için ASME SALT hasar modeli aşırı emniyetli sonuçlar vermiş olmasına rağmen tüm ömür aralıklarında oldukça iyi uyum göstermiştir.
- Sıfırdan maksimuma yükleme için sonuçlar incelendiğinde gerilme için ASME SEQA hasar modeli haricindeki tüm hasar modellerinin deneyle uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.

Literatür numunelerinin sonuçları genel olarak değerlendirildiğinde her iki yükleme tipi için de önerilen yöntem ile hesaplanan sonuçların gerilme için ASME SEQA hasar modeli haricindeki tüm hasar modelleri için deney sonuçları ile uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. 100000 çevrim ömrü altında ise referans alınan çalışmada yazarlar tarafından önerilen Walker hasar modelinden daha başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Sıfırdan maksimuma yükleme tipi için verilen deney sonuçları 100000 çevrim üzeri olduğundan tez çalışması kapsamına uygun olmadığı tespit edilmiştir.

Doktora tez çalışmasında endüstriyel uygulama olarak bir binek aracın yarı bağımsız arka süspansiyonun yorulma ömrü tahmini çalışılmıştır. Yapılan testler sonucu hasar oluştuğu gözlemlenmiş olan DOMEX 700 malzemeden imal edilmiş süspansiyon parçalarının hasar tahmini gerçekleştirilmiştir. Üretici firma tarafından belirlenmiş olan yorulma test şartları esas alınmıştır. Benzetimlerin hassasiyetini arttırmak amacıyla burç ve yay özellikleri modele dahil edilmiştir. Gerçekleştirilen sonlu elemnalar anlizleri sonrasında elde edilen sonuçler aşağıda maddelenmiştir.

- Eşdeğer gerinim hasar modellerinin sonuçları incelendiğinde ASME SEQA gerinim modelinin en iyi sonucu verdiği görülmüştür. Hesaplanan değer ile test sonucu arasındaki fark olan 3750 adet çevrim sayısı değeri standart sapmanın altında çıkmıştır.
- Sonuçların gerinim modelleri temelli incelemesi yapıldığında en uygun modelin asal gerinim modeli ile hesaplanan Fatemi-Socie hasar modeli olduğu görülmüştür. Hesaplanan değer ile test sonucu arasındaki fark olan 2707 adet çevrim sayısı değeri standart sapmanın altında çıkmıştır.
- Yarı bağımsız arka süspansiyonun hesaplama sonuçları genel olarak değerlendirildiğinde yapının hedeflenen ömür olan 150000 çevrime ulaşamayacağı, teste gönderilmeden önce üzerinde tasarım değişikliği yapılması gerekli olduğu görülmektedir.

Yorulma ömür testleri uzun süre almakta ve maliyetleri yüksek olmaktadır, bu nedenle sayısal yöntemler kullanılarak prototip ve test sayıları azaltılmaya çalışılmaktadır. Önerilen yöntemin çentik ihtiva eden bölgelerdeki hasar tahmini hassasiyeti, yorulma dayanımı yüksek mekanik parçaların tasarımına yardımcı olmakta ve prototip sayısının azaltılmasına katkı sağlamakta olduğu tespit edilmiştir. Önerilen yöntemin diğer bir avantajı ise hasar başlangıcını doğru olarak tahmin etmesidir. Bu sayede başta havacılık endüstrisi olmak üzere, kırılma mekaniği davranışını temel alan hasar modellerinin kullanımında çatlak başlangıcının hassas olarak modellenebileceği öngörülmektedir.

7.2. Gelecekte Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler

Yapılan tez çalışmasında sayısal yöntemler için kullanılan donanım sebebiyle ağ yapısı boyutu hafıza kullanımı göz önüne alınarak belirlenmiştir. Bu nedenle daha uygun bir donanım üzerinde ağ boyutunun optimize edilip hasar tahmini üzerine etkilerinin incelenmesi faydalı olacaktır. Büyük miktarda bilimsel verileri depolamak ve düzenlemek için geliştirilmiş olan hiyerarşik veri formatı (HDF) [82] önümüzdeki sürümlerde MARC ticari yazılımına entegre edileceği beklenmektedir. Kullanıcı alt programlarında bu dosya formatının kullanılması hafıza kullanımını azaltabilir.

Çalışma kapsamında kullanılan hasar modellerine endüstride son yıllarda kullanım alanı artan enerji tabanlı modeller dahil edilmemiştir. Enerji tabanlı hasar modellerinin çalışmaya dahil edilip hasar ve hasar başlangıç yeri tahmininin araştırılması yararlı olacaktır. Ayrıca çalışmada yalnızca von Mises plastisite modeli kullanılmıştır, diğer plastisite modellerinin yorulma hasarı tahminine etkisinin araştırılmasının da faydalı olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Yayla, P., Kırılma Mekaniği, Çağlayan Kitapevi, sayfa 1-8, 2007.

[2] Budynas, R., Nisbett, K., Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Edition. McGraw-Hill; page 214-356, 2010.

[3] Tauscher, H., Çelik ve Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı, TÜBİTAK Marmara Bilimsel ve Endüstriyel Araştırma Enstitüsü, page 11-14, 1983.

[4] Ayadi, B.S., Material Enginering, Lecture Notes, University of Puerto Rico, page 3-4, 2011.

[5] Petinov, S.V., In-Service Fatigue Reliability of Structures, Springer, page xi-xvi, 2018

[6] Bishop, N.W.M., Sherratt, F., Finite Element Based Fatigue Calculations, NAFEMS, pages 15-63, 2000.

[7] Lee, Y.L., Barkey, M.E., Kang, H.T, Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-Solving Techniques For Computer-Aided Engineering, Elsevier Inc, pages 161-330, 2012.

[8] Liu, G.R., Quek, S. S., The Finite Element Method: A Practical Course, Second Edition. Elsevier, page 1-11, 2013.

[9] Fırat, M., Çevrimsel malzeme deformasyonlarının modellenmesi bölüm 1, plastisite bünye modelleri. Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 6 (1): 1-11, 2004.

[10] Halama, R., Sedlák, J., Šofer, M., Numerical Modelling. İçinde: Phenomenological Modelling of Cyclic Plasticity. Peep Miidla (Ed.), InTech, p. 329-355, 2012.

[11] Stephens, R.I, Fatemi,A., Robert R., Stephens, H. O. F., Metal Fatigue in Engineering, John Wiley & Sons, pages 59-341, 2000.

[12] Bannantine, J.A., Jess J.C., James, L.H., Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, pages 1-260,1990.

[13] Kang, G., Kan, Q., Cyclic Plasticity of Engineering Materials: Experiments and Models, Wiley, pages 1-9, 2017.

[14] Dieter, G.E., Mechanical Metallurgy, SI Metric ed., McGraw-Hill; pages 3-99, 1988.

[15] Jiang, Y., Zhang, J., Benchmark experiments and characteristic cyclic plasticity, Int. J. Plasticity, 24(9): 1481-1515, 2008.

[16] Banabic, D., Sheet Metal Forming Processes. Constitutive Modelling and Numerical Simulation. İçinde: Plastic Behaviour of Sheet Metal, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.

[17] Dunne, F., Petrinic, N. 2005. Introduction to Computational Plasticity, Oxford University Press, 1-239.

[18] Meuwissen, M.H.H. Yield Criteria for Anisotropic Elasto-Plastic Metals, Internal Report WFW 95.152, 1-20,1995.

[19] Krabbenhoft, K. 2002. Basic Computational Plasticity, Department of Civil Engineering Technical University of Denmark, 1-40.

[20] Soare S. 2007. On the Use of Homogeneous Polynomials To Develop Anisotropic Yield Functions With Applications To Sheet Forming. University of Florida, Doctoral Thesis.

[21] Zhao, K.M., Lee, J.K., Finite Element Analysis of the Three-Point Bending of Sheet Metals. J.Mater. Process. Tech. 122: 6-11, 2002.

[22] Trapp, M., Öchsner, A., Computational Plasticity for Finite Elements, Springer, 2018

[23] Ziegler, H., A Modification of Prager's Hardening Rule. Q. Appl. Mec. 17: 55-65, 1959.

[24] Armstrong, P.J., Frederick, C.O., A Mathematical Representation of the Multiaxial Bauschinger Effect, Central Electricity Generating Board Report, Berkeley Nuclear Laboratories. Pages: 1-26, 1966.

[25] Mroz, Z., On the Description of Anisotropic Workhardening. J. Mech. Phys. Solids 15: 163-175, 1967.

[26] Mroz, Z., An Attempt to Describe the Behavior of Metals Under Cyclic Loads Using a More General Workhardening Model. Acta Mech. 7: 199-212, 1969.

[27] Chaboche, J.L., Time-Independent Constitutive Theories for Cyclic Plasticity. Int. J. Plasticity 2: 149-188, 1986.

[28] Jiang, Y., Kurath, P., A Theoretical Evaluation Of Plasticity Hardening Algorithms For Nonproportional Loadings. Acta Mech., 118: 213–234, 1996.

[29] Ansel C.U., Saul K.F., Advanced Strenght and Applied Elasticity, Fourth Edition, Prentice Hall, New Jersey, pages 145-176, 2003.

[30] Yayla, P., Cisimlerin Mukavemeti, Çağlayan Kitabevi, pages 270-274, 2010

[31] Mott, R.L., Machine Elements in Mechanical Design, 4th Ed., pages 164-170, 2004

[32] Bozacı, A., Makine Elemanları, 1.Cilt, Çağlayan Kitabevi, pages 3-4, 2012.

[33] Tipton, S.M., Nelson, D.V. 1997. Advances in Multiaxial Fatigue Life Prediction for Components with Stress Concentrations. Int. J. Fatigue, 19(6): 503-515.

[34] Firat, M., Kozan, R., Ozsoy, M., Mete, O.H. 2009. Numerical Modeling and Simulation of Wheel Radial Fatigue Tests, Eng. Fail. Anal, 16(5): 1533-1541.

[35] Fırat, M., Kocabicak, U. 2004. Analytical Durability Modeling and Evaluation-Complementary Techniques for Physical Testing of Automotive Components, Eng. Fai. Anal.,11(4):

[36] Gates, N.R., Fatemi, A. 2017. On the Consideration of Normal and Shear Stress Interaction In Multiaxial Fatigue Damage Analysis. Int. J. Fatigue, 100, Part 1: 322-336

[37] Smith, K. N., Watson, P., Topper, T. H. 1970. A Stress Strain Function for the Fatigue of Metals, J. Mater., 5(4): 767-778.

[38] Fırat, M. 2012. A Numerical Analysis of Combined Bending–Torsion Fatigue Of SAE Notched Shaft. Finite Elem. Anal. Des. 54: 16–27.

[39] Karolczuk, A., Macha, E. 2005. Critical Planes in Multiaxial Fatigue. Mater. Sci. Forum, 482: 109-114.

[40] Wu, Z.R., Hu, X.T., Song, Y.D. 2014. Multiaxial Fatigue Life Prediction for Titanium Alloy TC4 Under Proportional and Nonproportional Loading. Int. J. Fatigue, 59: 170-175.

[41] McClaflin, D., Fatemi, A., 2004. Torsional Deformation and Fatigue of Hardened Steel Including Mean Stress and Stress Gradient Effects, Int. J. Fatigue, 26(7): 773-784.

[42] Shamsaei, N., Fatemi, A., 2009. Effect of Hardness on Multiaxial Fatigue Behaviour and Some Simple Approximations For Steels, Fatigue Fract. Eng. M., 32: 631-646.

[43] Socie D.F., Marquis G.B. 2000. Multiaxial Fatigue. Society of Automotive Engineers International, page 50-54

[44] Socie, D. 1987. Multiaxial Fatigue Damage Models. J. Eng. Mater-T ASME. 109(4): 293-298.

[45] Fatemi, A., Socie, D.F. 1988. A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-Of-Phase Loading. Fatigue Fract. Eng. M., 11(3): 149-165.

[46] Fatemi, A., Stephens, R.I. 1989. Biaxial Fatigue Of 1045 Steel Under In-Phase And 90 Deg Out-Of-Phase Axial-Torsional Loading Conditions. Society of Automotive Engineers, pages 121-137

[47] Wang, Y.Y., Yao, W.X. 2004. Evaluation and Comparison of Several Multiaxial Fatigue Criteria. Int. J. Fatigue, 26(1):17-25.

[48] Han, C., Chen, X., Kim, K.S. 2002. Evaluation of multiaxial fatigue criteria under irregular loading. Int. J. Fatigue, 24:913–922.

[49] Anes, V., Reis, L., Li, B., Fonte, M., Freitas, M. 2013. New Approach for Analysis Of Complex Multiaxial Loading Paths. Int. J. Fatigue, 62: 21-33.

[50] Aid, A., Amrouche, A., Bouiadjra, B.B., Benguediab, M., Mesmacque, G. 2011. Fatigue Life Prediction Under Variable Loading Based On A New Damage Model. Mater. Design, 32(1): 183–191.

[51] Aid, A., Bendouba, M., Aminallah, L., Amrouche, A., Benseddiq, N., Benguediab, M. 2012. An Equivalent Stress Process for Fatigue Life Estimation Under Multiaxial Loadings Based on A New Non-Linear Damage Model. Mater. Sci. Eng. A., 538: 20– 27.

[52] Wang, C.H., Brown, M.W. 1996. On Plastic Deformation and Fatigue Under Multiaxial Loading. Nucl. Eng. Des., 162(1): 75-84.

[53] Lee, D.C., Han, C-S. 2009. CAE (Computer Aided Engineering) Driven Durability Model Verification for The Automotive Structure Development. Finite Elem. Anal. Des. 45: 324-332.

[54] Keyak, J. H., Rossi, S.A. 2000. Prediction of Femoral Fracture Load Using Finite Element Models; An Examination of Stress and Strain-Based Failure Theories. J. Biomech. 33(2): 209-214.

[55] Fırat, M. 2011. A Notch Strain Calculation of a Notched Specimen Under Axial-Torsion Loadings. Mater. Design 32(7): 3876–3882.

[56] Fırat, M. 2012. Cyclic Plasticity Modeling and Finite Element Analyzes of A Circumferentially Notched Round Bar Under Combined Axial And Torsion Loadings. Mater. Design 34: 842–852.

[57] Branco, R., Costa, J.D., Antunes, F.V. 2014. Fatigue Behaviour and Life Prediction of Lateral Notched Round Bars Under Bending-Torsion. Eng. Fract. Mech., 119: 66-84.

[58] Ince, A., Glinka, G. 2013. A Numerical Method for Elasto-Plastic Notch-Root Stress-Strain Analysis, J. Strain Anal. Eng., 48(4): 229-244.

[59] nCode GlyphWorks11.1 User Guide; HBM Ltd.; 2015

[60] Neuber, H. 1961. Theory of Stress Concentration For Shear Strained Prismatic Bodies With Arbitrary Stress – Strain Law. J.Appl. Mech.,28(4): 544-550.

[61] Kilambi, S., Tipton, S. M. 2013. Numerical Evaluation of The Original "Neuber's Rule" For Pure Out-Of-Plane Shear Loading, J. Strain Anal. Eng.,8: 522-535.

[62] Zappalorto, M., Kujawski, D. 2015. Neuber's Rules and Other Solutions: Theoretical Differences, Formal Analogies, And Energy Interpretations. Theor. Appl. Fract. Mec.,79: 2-13.

[63] MARC 2018.1 Volume D: User Subroutines and Special Routines.

[64] Gilat, A., Subramaniam, V. 2013. Numerical Methods for Engineers and Scientists an Introduction with Applications using MATLAB. 3rd edition, John Wiley & Sons, pages 57-241.

[65] Chapra,S., Canale, R. 2002. Numerical Methods for Engineers. 4th edition, McGraw-Hill Education, pages 117-229.

[66] Esfandiari, R., Raton, B. 2017. Numerical Methods for Engineers and Scientists Using MATLAB, 2nd Edition, CRC Press, pages 95-223

[67] Uysal, M., Uysal, A. 2004. FORTRAN 90&95&2000, pages 19-23.

[68] Kupferschmid, M. 2002. Classical FORTRAN, Programing for Engineering and Scientific Applications, New York, pages 1-27.

[69] Javanbakht,Z., Öchsner A., 2017. Advanced Finite Element Simulation with MSC Marc: Application of User Subroutines, Springer International Publishing AG, pages 121-176.

[70] Livieri, P, Salvati, E., Tovo, Roberto. 2015. A Non-Linear Model for The Fatigue Assessment of Notched Components Under Fatigue Loadings. Int. J. Fatigue 82:624:633.

[71] Bleck, W., Bork, C.-P., Engl, B., Evertz, T., Frehn, A., Hatscher, A., Hinterdorfer, J., Kaufmann, H., Masendorf, R., Nicklas, D., Sonne, H.-M., Sonsino, C.M., Steinbeck, G, Zenner, H. 2004. Determination of Input Data For Numerical Design of Sheet Steels. Stahl Eisen. 124: 137-140.

[72] Genta, G., Morello, L. 2009. The Automotive Chassis: Volume 1 Components Design, Springer Mechanical Engineering Series.

[73] www.steel.org/~/media/Files/Autosteel/Programs/ULSAS/ulsas_engineering_report.ashx; Erişim Tarihi: 06.10.2019.

[74] www.sasft.org/~/media/Files/Autosteel/Programs/ULSAS/ulsas_overview_ppt.pdf; Erişim Tarihi: 06.10.2019.

[75] www.a-sp.org/~/media/files/asp/lightweight-programs/lightweight-twist-beam-final-report.ashx; Erişim Tarihi: 06.10.2019.

[76] Coşkunöz A.Ş. Test ve Benzetim Raporları, 2015.

[77] Kailas, V.S. 2004. Material Science, Chapter 4: Mechanical Properties of Materials, Lecture Notes, 1-21.

[78] www.steelfactssvc.ssab.com/steelfact/strain.aspx?product=DOMEX355MC; Erişim Tarihi: 08.08.2019.

[79] www.steelfactssvc.ssab.com/steelfact/strain.aspx?product=DOMEX420MC; Erişim Tarihi: 08.08.2019.

[80] www.steelfactssvc.ssab.com/steelfact/strain.aspx?product=DOMEX700MC; Erişim Tarihi: 08.08.2019.

[81] nCode Design Life 11.1 Premium Database v4; HBM Ltd.; 2015.

[82] MSC Apex Modeler User Manual; MSC Software, 2019.

[83] HDF User Guide, HDF Group, 2019.

EKLER

EK A: Durma Koşulu Tespiti İçin Kullanılan Fortran Kodları

Durma koşulu olarak hata kullanılan fortran kodu:

```
   PROGRAM NR

   INTEGER NUMITS, N
   REAL XOLD, FPOLD, XNEW, EPSIL, F, FPRIME, FVALUE
   NUMITS=1200000
   N=0
   XOLD=1.0D2
   EPSIL=1.0D-4
   FVALUE=F(XOLD)
10  IF((ABS(FVALUE).GE.EPSIL).AND.(N.LT.NUMITS)) THEN
      N=N+1
      FPOLD=FPRIME(XOLD)
      XNEW=XOLD-(FVALUE/FPOLD)
      FVALUE=F(XNEW)
      PRINT *,N ,XNEW, ABS(FVALUE)
      XOLD=XNEW
      GOTO 10
   END IF
   END

!**F(X)*******
! FUNCTION
```

```
!**********
   FUNCTION F(X)
   REAL X, F
   REAL ea, sf, Emod, bf, ef, cf
   ea=0.00171d0
   sf = 948.0d0   !Fatigue strength coefficient (MPa)
   bf = -0.092d0  !Fatigue strength exponent
   ef = 0.26d0    !Fatigue ductility coefficient
   cf = -0.445d0  !Fatigue ductility exponent
   Emod=202000d0
   F= ea-(((sf/Emod)*((2.0d0*X)**bf))+(ef*((2.0d0*X)**cf)))
   END
!**FPRIME(X)*******************
! THE DERIVITE OF THE FUNCTION
!*****************************
   FUNCTION FPRIME(X)
   REAL X, FPRIME
   REAL sf, Emod, bf, ef, cf
   sf = 948.0d0   !Fatigue strength coefficient (MPa)
   bf = -0.092d0  !Fatigue strength exponent
   ef = 0.26d0    !Fatigue ductility coefficient
   cf = -0.445d0  !Fatigue ductility exponent
   Emod=202000d0
FPRIME=(-2.0d0*(sf/Emod)*bf*((2.0d0*X)**(bf-1.0d0)))-
(2.0d0*ef*cf*((2.0d0*X)**(cf-1.0d0)))
   END
```

Durma koşulu olarak yüzde bağıl hata kullanılan fortran kodu:

```
PROGRAM NR

   INTEGER NUMITS,N
```

```
    REAL XOLD, FPOLD, XNEW, EPSIL, F, FPRIME, FVALUE, ERR
    NUMITS=120000
    XOLD=1.0D2
    EPSIL=1.0D0
    FVALUE=F(XOLD)
    DO N=1,NUMITS,1
      FPOLD=FPRIME(XOLD)
      XNEW=XOLD-(FVALUE/FPOLD)
      ERR=ABS(((XNEW-XOLD)/XNEW)*100)
      FVALUE=F(XNEW)
      IF (ERR.LE.EPSIL) THEN
        PRINT *,N ,XNEW, ABS(FVALUE), ERR
        EXIT
      ELSE
        XOLD=XNEW
      ENDIF
    END DO
    END
!**F(X)*******
! FUNCTION
!***********
    FUNCTION F(X)
    REAL X, F
    REAL ea, sf, Emod, bf, ef, cf
    ea=0.00208d0
    sf = 948.0d0   !Fatigue strength coefficient (MPa)
    bf = -0.092d0  !Fatigue strength exponent
    ef = 0.26d0    !Fatigue ductility coefficient
    cf = -0.445d0  !Fatigue ductility exponent
    Emod=202000d0
    F= ea-(((sf/Emod)*((2.0d0*X)**bf))+(ef*((2.0d0*X)**cf)))
    END
```

```
!**FPRIME(X)*******************
! THE DERIVITE OF THE FUNCTION
!*****************************
   FUNCTION FPRIME(X)
   REAL X, FPRIME
   REAL sf, Emod, bf, ef, cf
   sf = 948.0d0   !Fatigue strength coefficient (MPa)
   bf = -0.092d0  !Fatigue strength exponent
   ef = 0.26d0    !Fatigue ductility coefficient
   cf = -0.445d0  !Fatigue ductility exponent
   Emod=202000d0
   FPRIME=(-2.0d0*(sf/Emod)*bf*((2.0d0*X)**(bf-1.0d0)))-
(2.0d0*ef*cf*((2.0d0*X)**(cf-1.0d0)))
   END
```

EK B: Durma Koşulu Tespiti

Adım 0: Şekil 5.5.'te verilmiş olan akış şemasına göre Newton-Raphson metodunu kullanan iki adet Fortran kodu yazılmıştır. Bunlardan Ek A'da verilen programda durma koşulu olarak Denklem 5.14'te verilen hata bağıntısı, Ek B'de verilen programda ise Denklem 5.15'te verilen yüzde bağıl hata bağıntısı kullanılmıştır. Programların çalıştırılabilmesi için malzeme özelliklerinin belirtilmesi gerekmektedir. Tez çalışmasının bu aşamasında hata değerini belirlemek için kullanılacak kodların doğrulanmasında literatürde de sıklıkla kullanılan orta karbonlu bir çelik olan SAE 1045 çeliğinin malzeme özellikleri (Tablo B.1) örnek olarak ele alınmıştır.

Tablo B.1. SAE 1045 malzeme özellikleri [38]

Young modülü (MPa)	202000
Poisson sabiti	0,29
Akma gerilmesi (MPa)	200
Yorulma dayanım üssü	-0,092
Yorulma dayanım katsayısı (MPa)	948
Yorulma süneklik katsayısı	0,26
Yorulma süneklik üssü	-0,445
Çevrimsel mukavemet katsayısı (MPa)	1258
Çevrimsel pekleşme üssü	0,15

Adım 1: Gerinim-ömür bağıntısı kullanılarak belirli ömür değerleri için gerinim genlikleri analitik olarak elde edilir.

Adım 2: Analitik olarak hesaplanmış gerinim genlikleri kullanılarak Fortran programları yardımıyla ömür değerleri hesaplanır.

Adım 3: Verilen ömür değerleri ile Newton-Raphson metodu kullanılarak elde edilen ömür değerleri karşılaştırılır.

Adım 4: Farklı hata değerleri girilerek en iyileme çalışması yapılır.

Yapılan en iyileme çalışması sonucunda durma koşulu olarak hata kullanılan kodun sonuçları Tablo 5.2.'de verilmiştir.

Tablo B.2. Hata ile hesaplanan Fortran kodunun sonuçları

Verilen Ömür	Analitik Gerilme Genliği	Hata Toleransı	Hesaplanan Ömür	Fark	% Hata	İterasyon Sayısı
1000000,00	8,00E-07	15059,00	1,4836	26250	1,483559	26250,00
900000,00	8,00E-07	11588,00	1,3043	36870	1,30435	36870,00
800000,00	9,00E-07	6999,70	0,8674	30800	0,867373	30800,00
700000,00	1,00E-06	8305,90	1,2008	27352	1,200805	27352,00
600000,00	1,10E-06	2823,40	0,4728	24746	0,472791	24746,00
500000,00	1,10E-06	4888,70	0,9683	26910	0,968273	26910,00
400000,00	1,10E-06	1087,90	0,2727	32022	0,272717	32022,00
300000,00	1,30E-06	680,80	0,2274	27600	0,227449	27600,00
200000,00	1,40E-06	190,00	0,0951	31128	0,09509	31128,00
100000,00	1,70E-06	948,80	0,9399	34011	0,939882	34011,00
90000,00	1,90E-06	777,90	0,8569	29377	0,856927	29377,00
80000,00	2,00E-06	738,00	0,9141	28855	0,914068	28855,00
70000,00	2,20E-06	305,76	0,4349	26377	0,4349	26377,00
60000,00	2,20E-06	32,52	0,0542	29241	0,054171	29241,00
50000,00	2,20E-06	108,21	0,2169	33973	0,216889	33973,00
40000,00	2,60E-06	176,00	0,4381	28583	0,438072	28583,00
30000,00	2,60E-06	63,48	0,2112	35581	0,211153	35581,00
20000,00	3,40E-06	36,39	0,1816	28466	0,18162	28466,00
10000,00	4,40E-06	6,54	0,0654	29428	0,065357	29428,00
9000,00	4,80E-06	10,76	0,1194	26908	0,119368	26908,00
8000,00	4,80E-06	6,81	0,0850	29140	0,08504	29140,00
7000,00	4,80E-06	36,80	0,5229	32820	0,522937	32820,00
5000,00	5,90E-06	4,84	0,0966	27892	0,096607	27892,00
4000,00	5,90E-06	7,30	0,1823	34299	0,182267	34299,00
3000,00	6,80E-06	12,81	0,4252	32805	0,425184	32805,00
2000,00	7,30E-06	1,68	0,0839	40019	0,083929	40019,00
1000,00	9,80E-06	3,16	0,3154	31169	0,315402	31169,00
900,00	1,10E-05	2,27	0,2515	34334	0,251499	34334,00
800,00	1,20E-05	2,74	0,3417	31990	0,341679	31990,00
700,00	1,30E-05	1,91	0,2716	30570	0,271603	30570,00
500,00	1,50E-05	1,14	0,2267	30268	0,226685	30268,00
400,00	1,60E-05	1,32	0,3295	32566	0,329486	32566,00
300,00	2,00E-05	0,67	0,2241	26676	0,224063	26676,00
200,00	2,10E-05	0,47	0,2347	34353	0,234748	34353,00
100,00	2,10E-05	0,00	0,0000	1	0	1,00
90,00	3,10E-05	0,21	0,2307	31548	0,2307	31548,00
80,00	3,40E-05	0,19	0,2370	29058	0,236997	29058,00

Durma koşulu olarak yüzde bağıl hata kullanılan kodun sonuçları ise Tablo B.3.'te verilmiştir.

Tablo B.3. Yüzde bağıl hata ile hesaplanan Fortran kodunun sonuçları

Verilen Ömür	Analitik Gerilme Genliği	% Hata Toleransı	Hesaplanan Ömür	Fark	% Hata	İterasyon Sayısı
1000000,00	0,00164	1,00	1017372,00	17372,00	1,7075	1974
900000,00	0,00168	1,00	890534,20	9465,80	1,0629	9582
800000,00	0,00171	1,00	808732,40	8732,40	1,0798	9618
700000,00	0,00176	1,00	693066,20	6933,80	1,0005	9596
600000,00	0,00181	1,00	592272,60	7727,40	1,3047	9566
500000,00	0,00187	1,00	505900,60	5900,60	1,1664	9510
400000,00	0,00196	1,00	399801,40	198,60	0,0497	9466
300000,00	0,00208	1,00	299926,60	73,40	0,0245	9370
200000,00	0,00227	1,00	200254,10	254,10	0,1269	9232
100000,00	0,00266	1,00	101187,20	1187,20	1,1733	9097
90000,00	0,00273	1,00	90974,34	974,34	1,0710	9081
80000,00	0,00281	1,00	80956,17	956,17	1,1811	9057
70000,00	0,00291	1,00	70447,40	447,40	0,6351	9033
60000,00	0,00303	1,00	60163,81	163,81	0,2723	9001
50000,00	0,00318	1,00	50010,45	10,45	0,0209	8967
40000,00	0,00337	1,00	40262,57	262,57	0,6521	8927
30000,00	0,00365	1,00	30137,22	137,22	0,4553	8799
20000,00	0,00410	1,00	20079,68	79,68	0,3968	8804
10000,00	0,00506	1,00	10028,75	28,75	0,2867	8744
9000,00	0,00523	1,00	9029,58	29,58	0,3275	8730
8000,00	0,00543	1,00	8024,67	24,67	0,3074	8714
7000,00	0,00566	1,00	7053,50	53,50	0,7585	8692
5000,00	0,00633	1,00	5015,82	15,82	0,3154	7872
4000,00	0,00682	1,00	4017,09	17,09	0,4255	8597
3000,00	0,00752	1,00	3019,89	19,89	0,6586	8621
2000,00	0,00868	1,00	2006,95	6,95	0,3464	8595
1000,00	0,01116	1,00	1005,80	5,80	0,5766	3
900,00	0,01161	1,00	904,49	4,49	0,4961	8384
800,00	0,01213	1,00	804,64	4,64	0,5766	8516
700,00	0,01276	1,00	703,52	3,52	0,5007	8532
600,00	0,01353	1,00	602,94	2,94	0,4875	8534
500,00	0,01451	1,00	502,29	2,29	0,4563	8524
400,00	0,01581	1,00	402,28	2,28	0,5671	8510
300,00	0,01770	1,00	301,31	1,31	0,4351	8478
200,00	0,02078	1,00	200,96	0,96	0,4799	8477
100,00	0,02749	1,00	99,95	0,05	0,0539	1
90,00	0,02870	1,00	90,42	0,42	0,4653	8458
80,00	0,03012	1,00	80,37	0,37	0,4610	8468

EK C: ASME SALT Gerilme Hasar Modeli Alt Programı

```
      subroutine asalt_s_cycles(
     *                          inc,
     *                          ntvars,       !nstats
     *                          t
     *                          )
      IMPLICIT NONE

c     ** Start of generated type statements **
      integer   ntvars
      integer   inc

      real*8    t
      dimension t(ntvars)

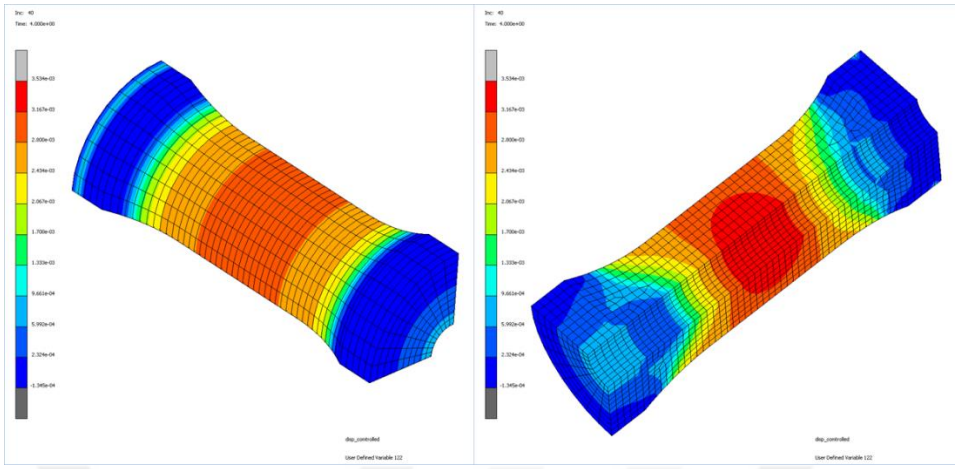
c     ** End of generated type statements **


c     ** Start of local type statements **
      real*8   sf, bf, cf, ef
      real*8   nf, sa
      real*8   dmax       !maximum ampitude (domain area)
      real*8   damg
c     ** End of local type statements **
C
      sf = t( 1500 + 1 )      !Fatigue strength coefficient (MPa)
      bf = t( 1500 + 2 )      !Fatigue strength exponent
      ef = t( 1500 + 3 )      !Fatigue ductility coefficient
      cf = t( 1500 + 4 )      !Fatigue ductility exponent
C
       sa=t( 5300 + 92) ;        !ASME SALT STRESS

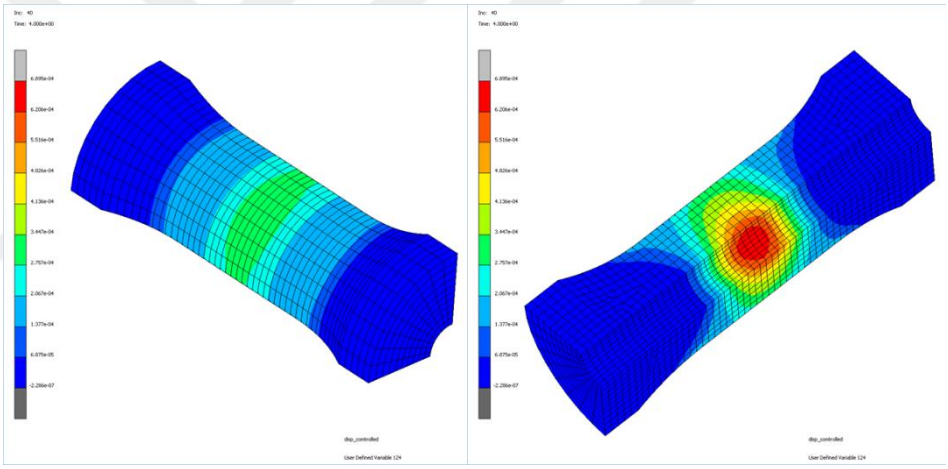
       dmax=sf*(2.0d0**bf) ;         !maximum domain

       if (sa < dmax) then
          nf=(0.5d0*((sa/sf)**(1.0d0/bf))) ;
          damg=1.0d0/nf
       else
          nf=1.0d0 ;
          damg=1.0d0
       endif
c
          t( 7000 + inc) = damg ;
          t( 7100 + inc) = sa ;
c
      return
      end
```

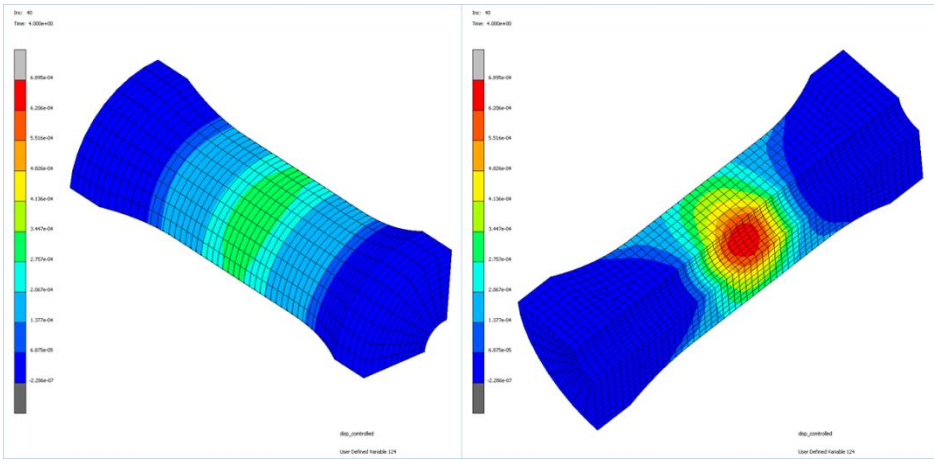
EK D: Yumuşak Çentikli Maksimum Deplasman İçin Numune Analiz Sonuçları



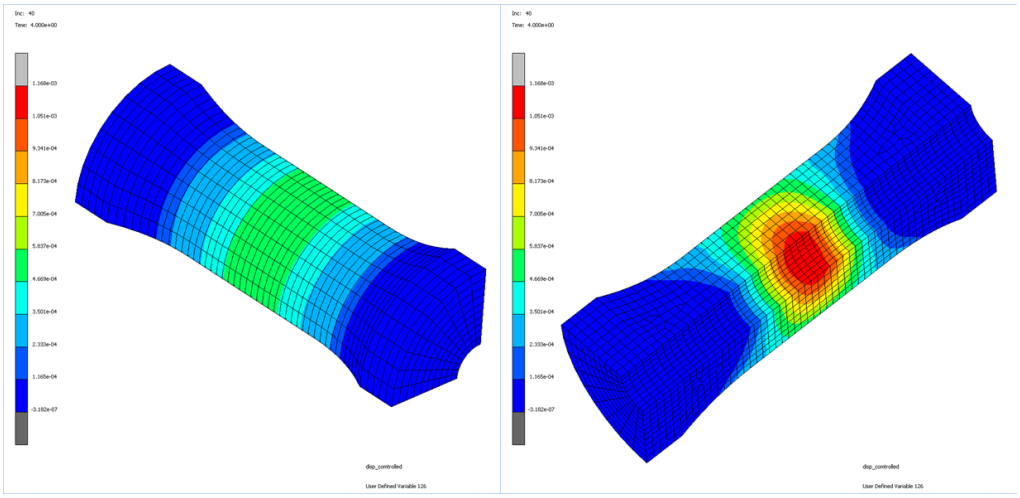
Şekil D.1. Yumuşak çentikli numune gerilme için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1.



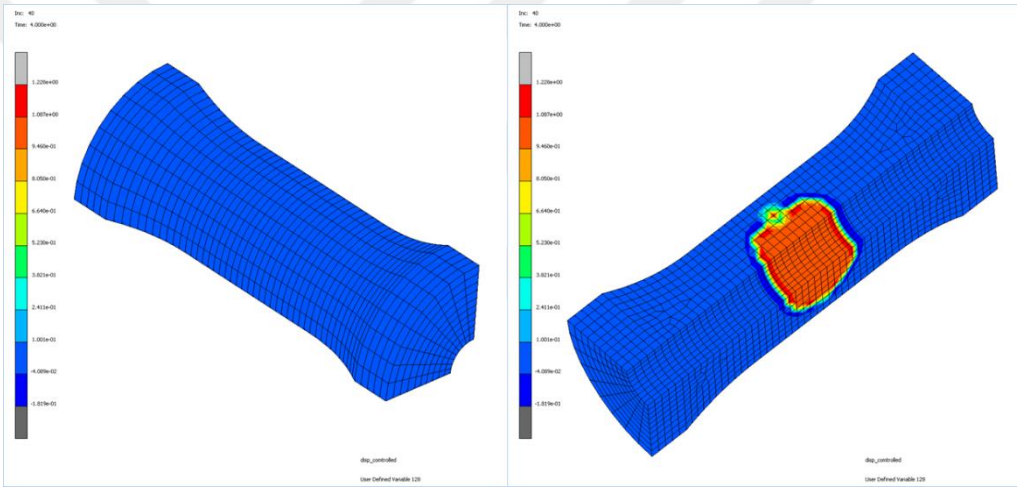
Şekil D.2. Yumuşak çentikli numune gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1.



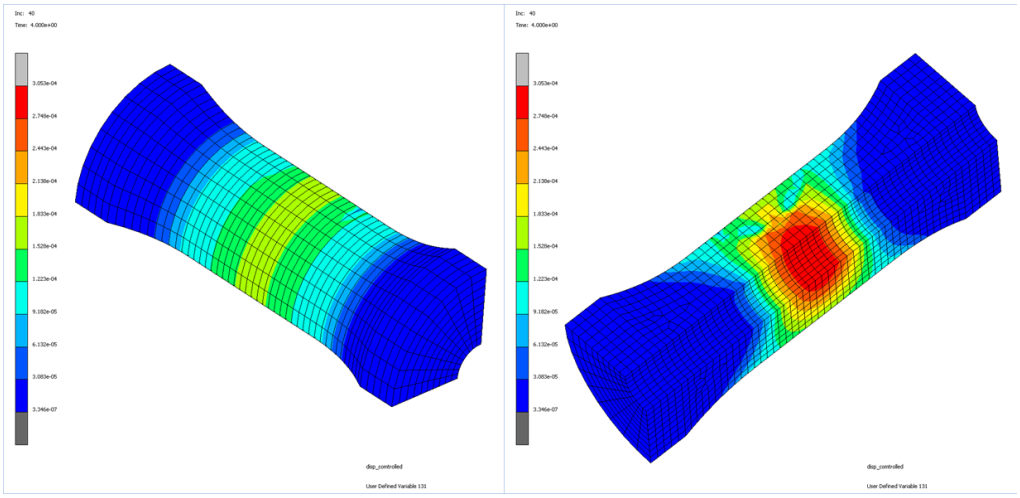
Şekil D.3. Yumuşak çentikli numune gerinim için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



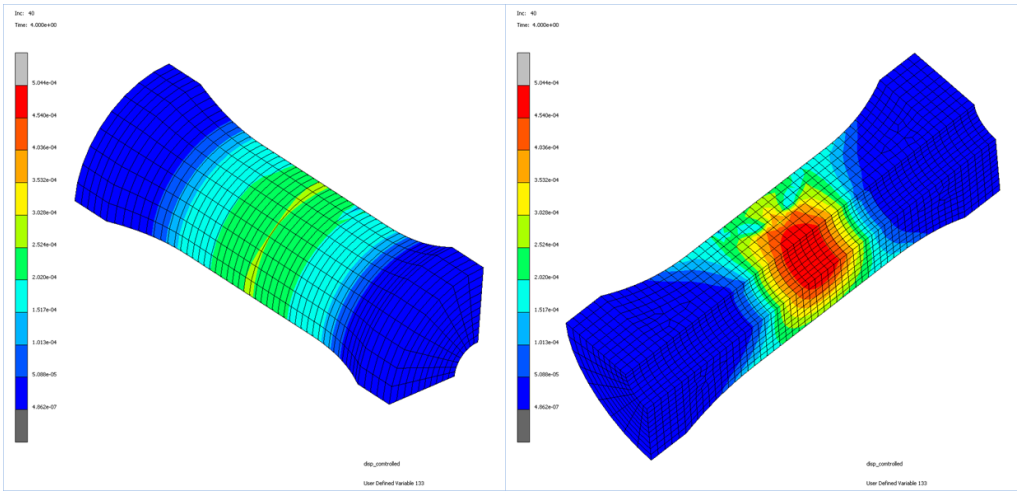
Şekil D.4. Yumuşak çentikli numune gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



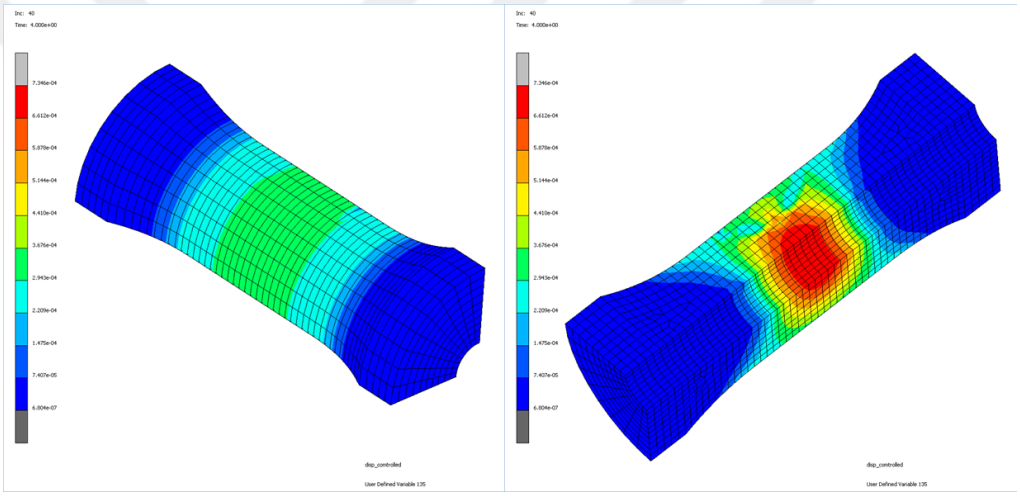
Şekil D.5. Yumuşak çentikli numune SWT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



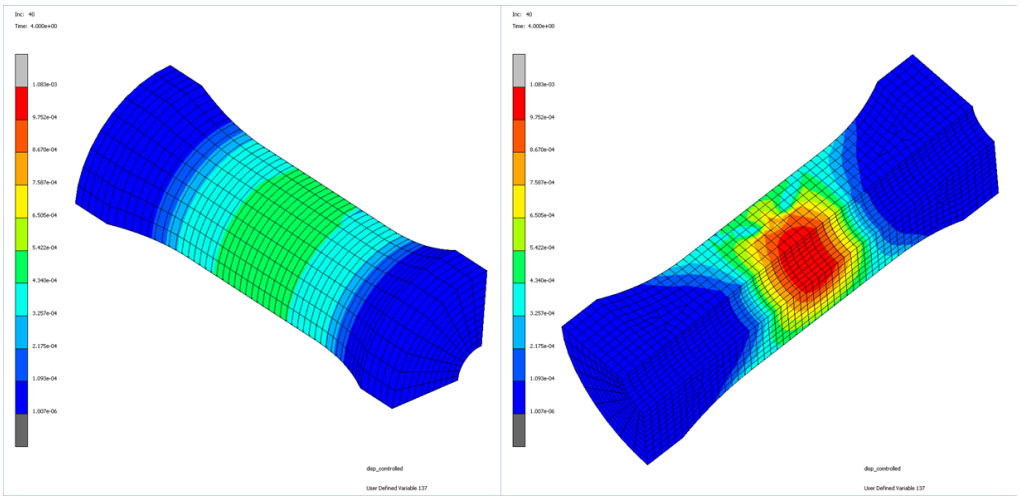
Şekil D.6. Yumuşak çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



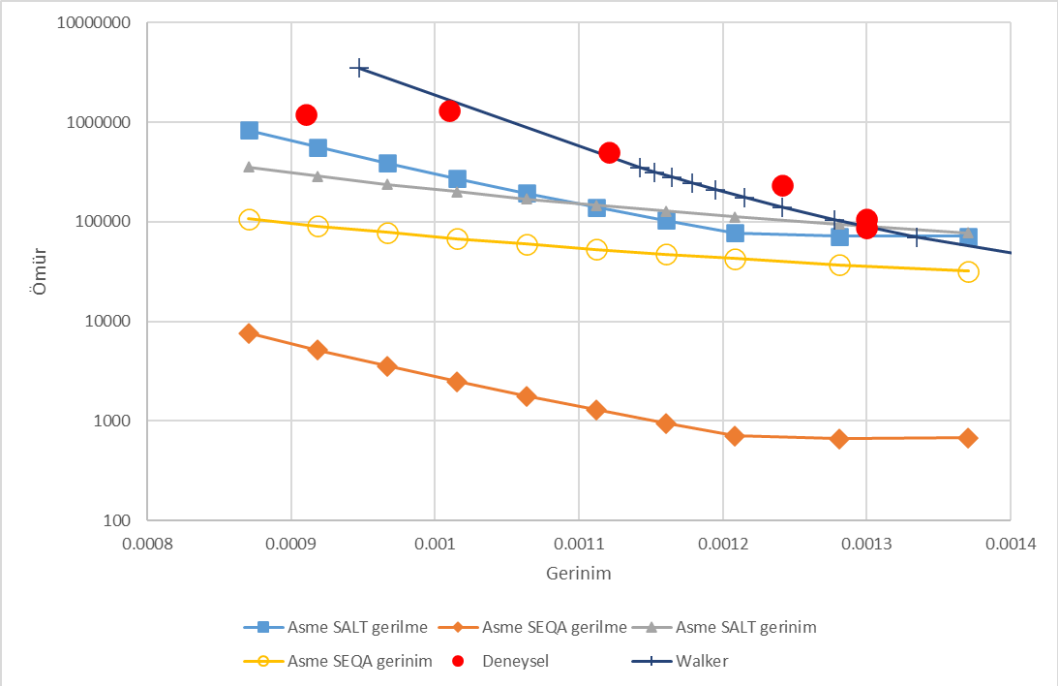
Şekil D.7. Yumuşak çentikli numune k=0.3 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



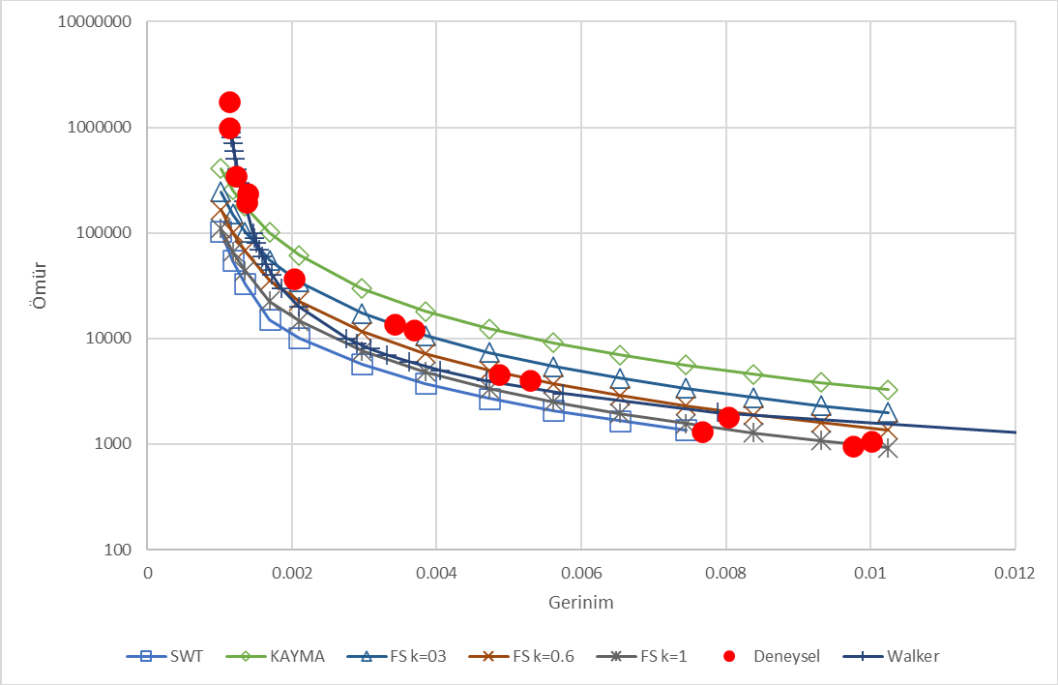
Şekil D.8. Yumuşak çentikli numune k=0.6 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



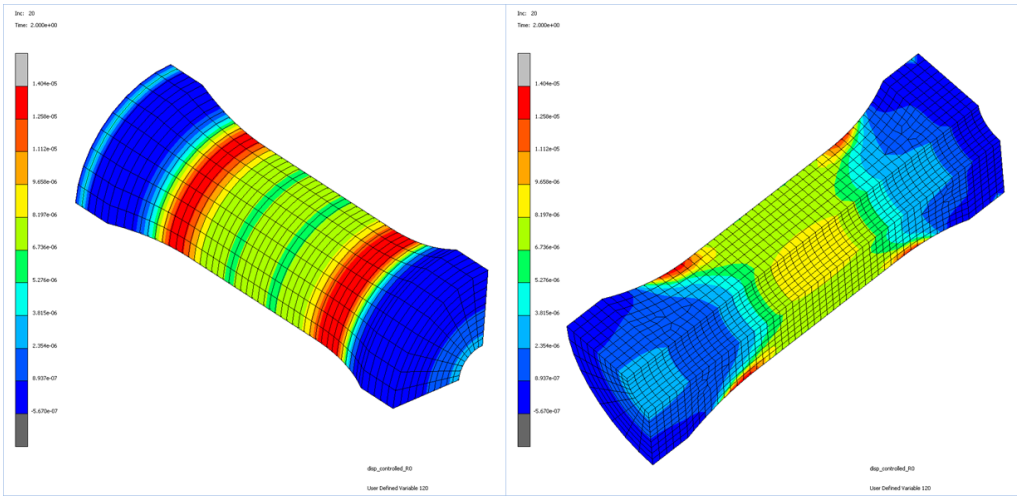
Şekil D.9. Yumuşak çentikli numune k=1 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



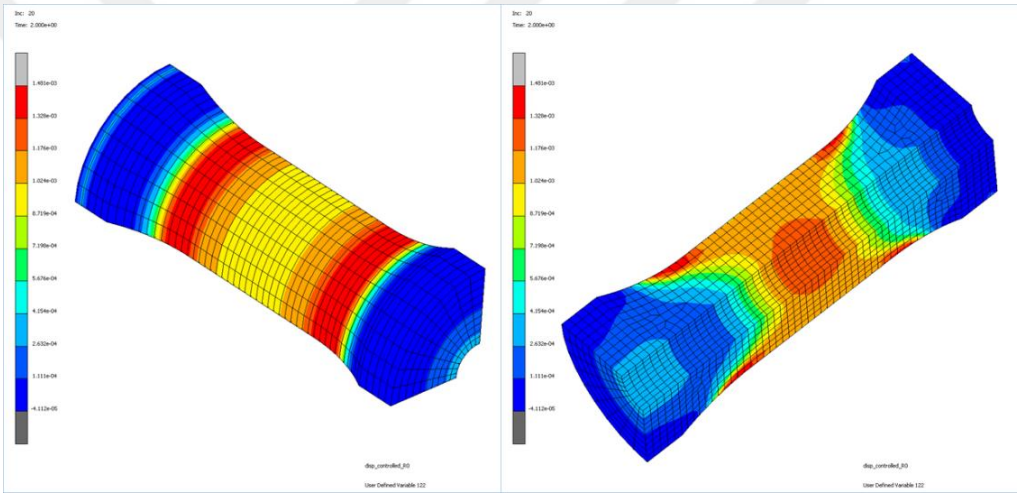
Şekil D.10. Yumuşak çentikli numune eşdeğer gerinim hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=-1



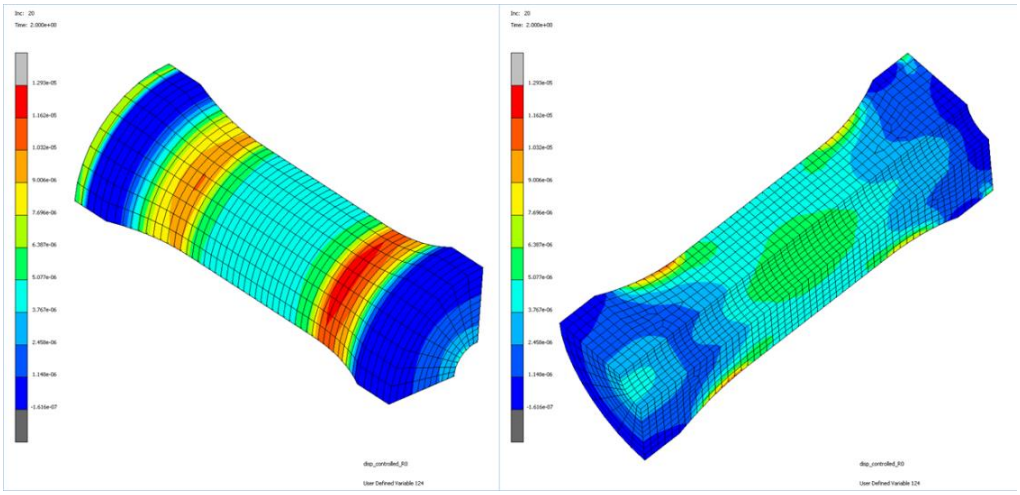
Şekil D.11. Yumuşak çentikli numune kritik düzlem hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=-1



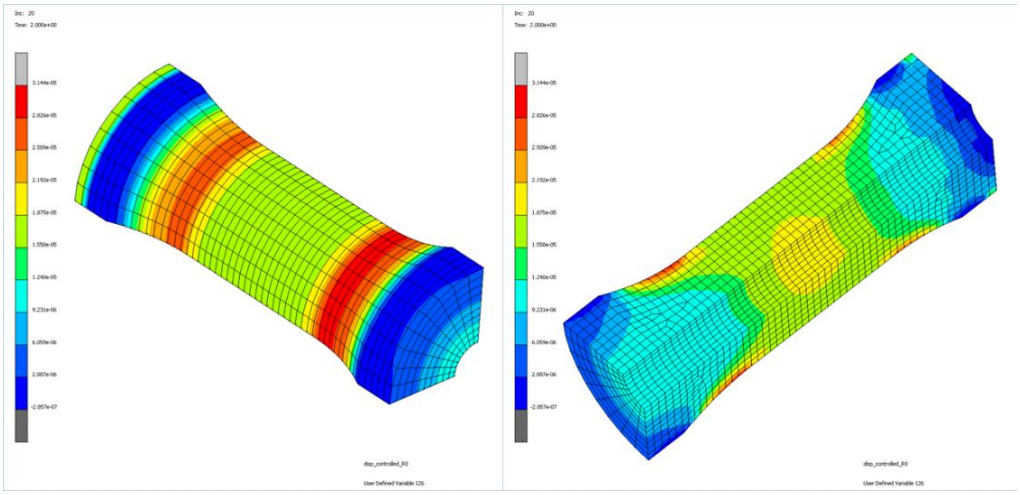
Şekil D.12. Yumuşak çentikli numune gerilme için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



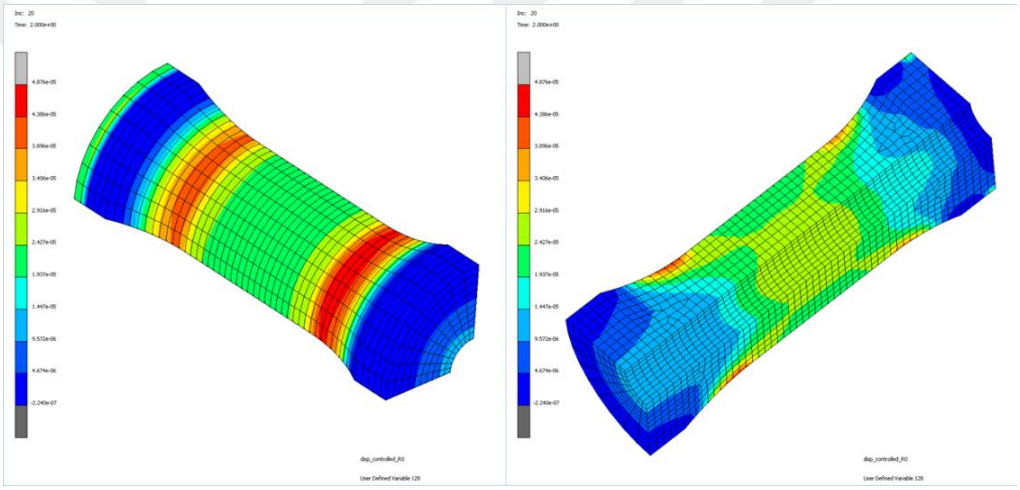
Şekil D.13. Yumuşak çentikli numune gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



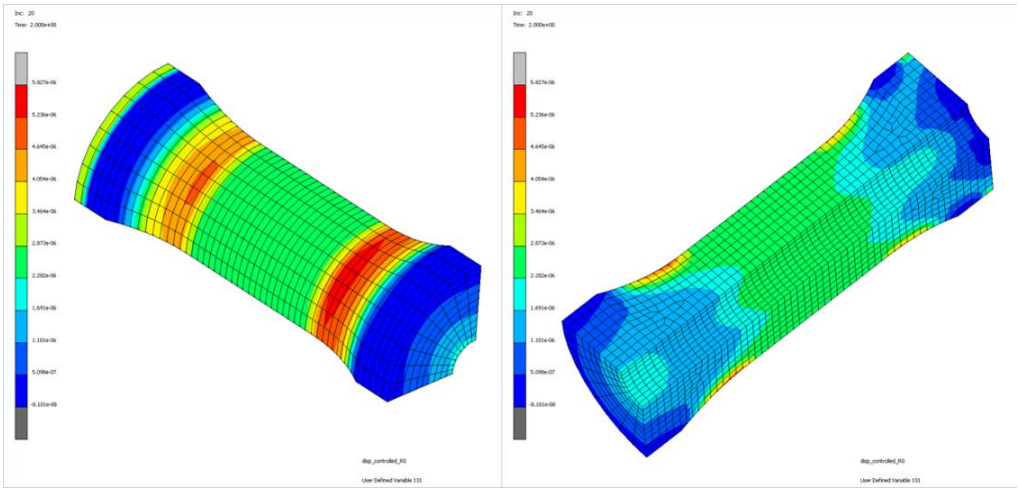
Şekil D.14. Yumuşak çentikli numune gerinim için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



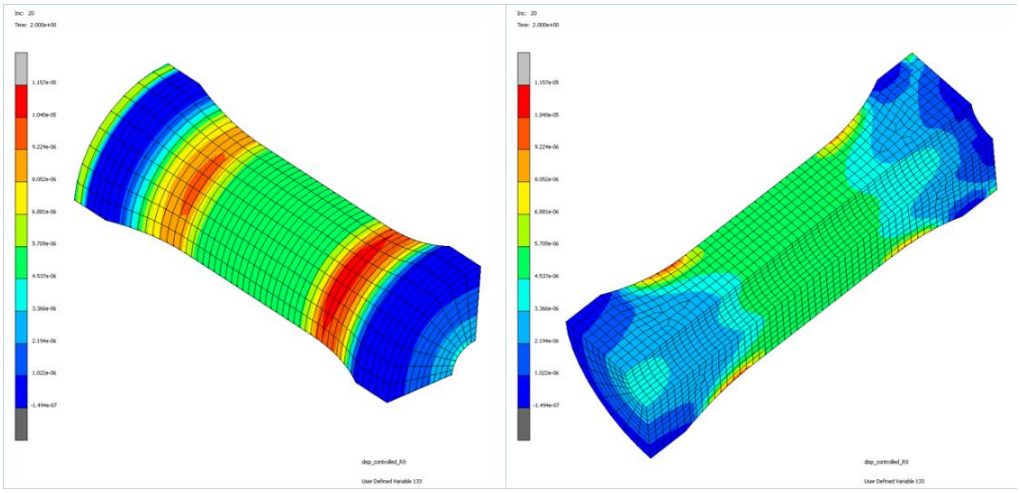
Şekil D.15. Yumuşak çentikli numune gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



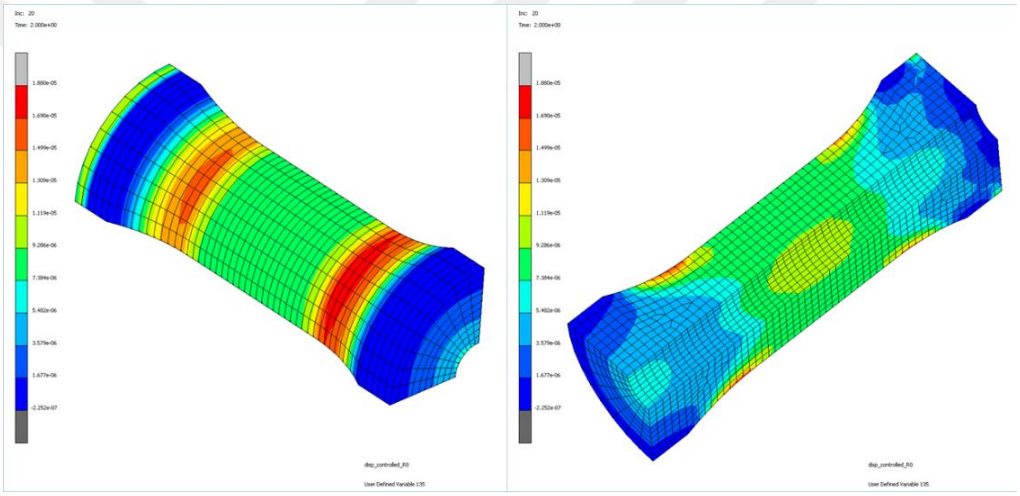
Şekil D.16. Yumuşak çentikli numune SWT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



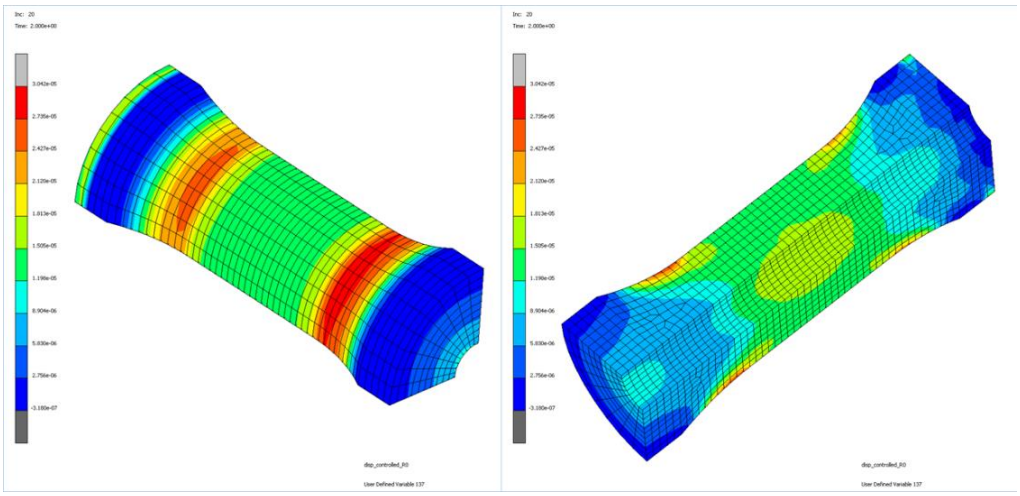
Şekil D.17. Yumuşak çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



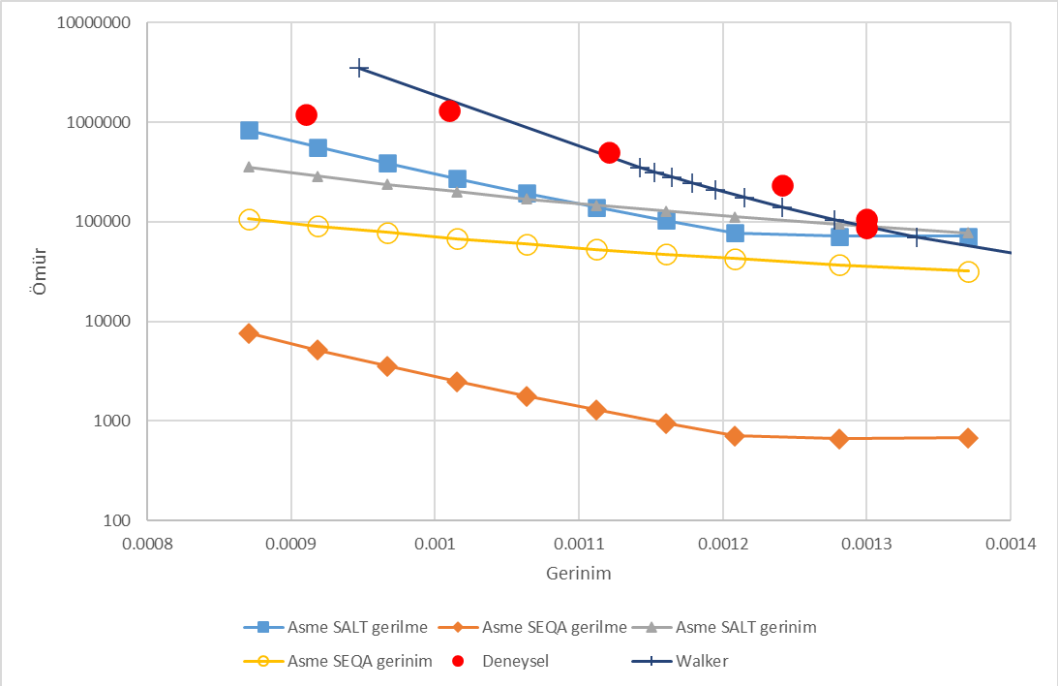
Şekil D.18. Yumuşak çentikli numune k=0.3 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



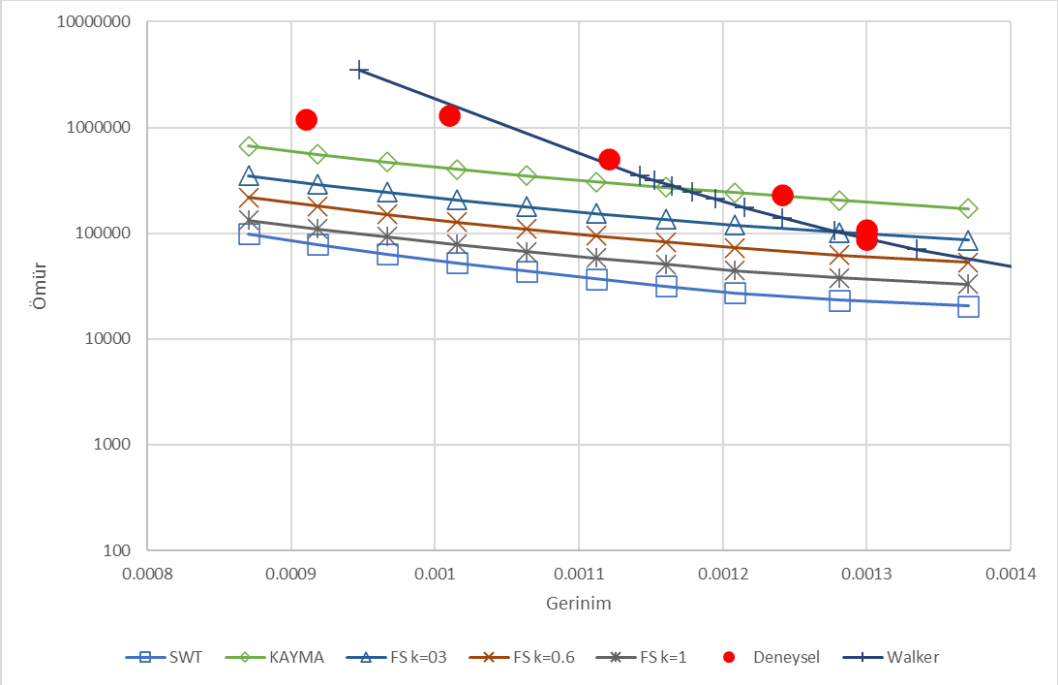
Şekil D.19. Yumuşak çentikli numune k=0.6 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



Şekil D.20. Yumuşak çentikli numune k=1 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0

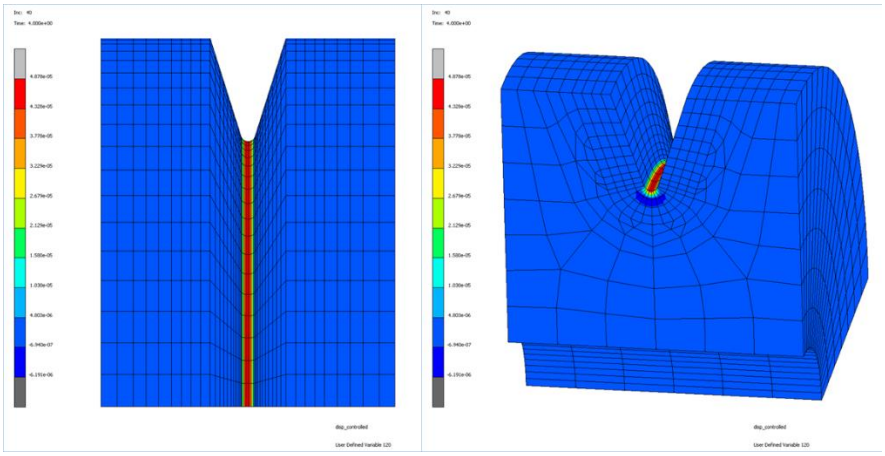


Şekil D.21. Yumuşak çentikli numune eşdeğer gerinim hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=0

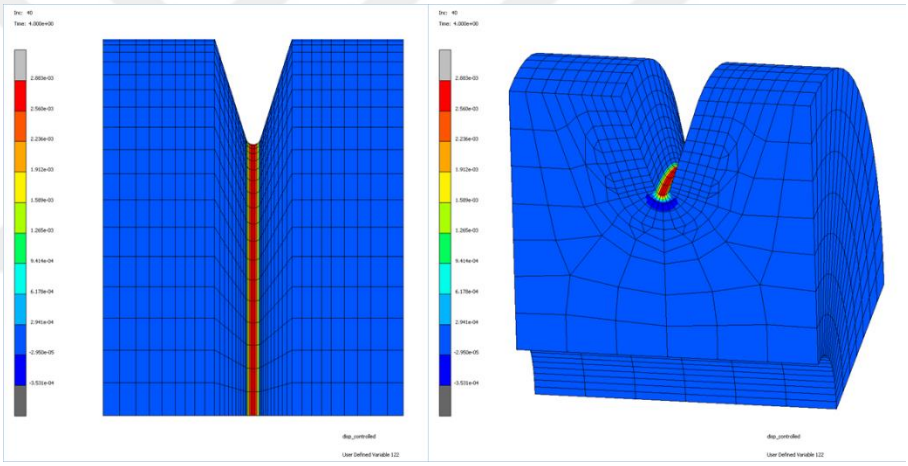


Şekil D.22. Yumuşak çentikli numune kritik düzlem hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=0

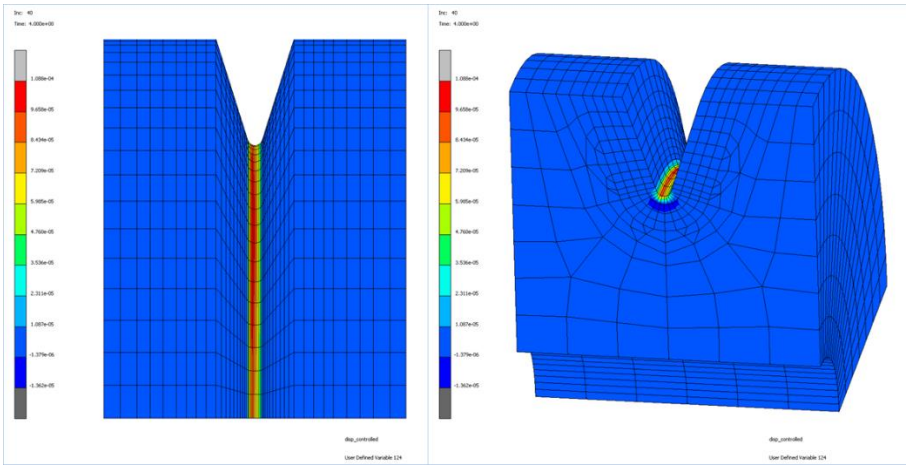
EK E: V Çentikli Maksimum Deplasman İçin Numune Analiz Sonuçları



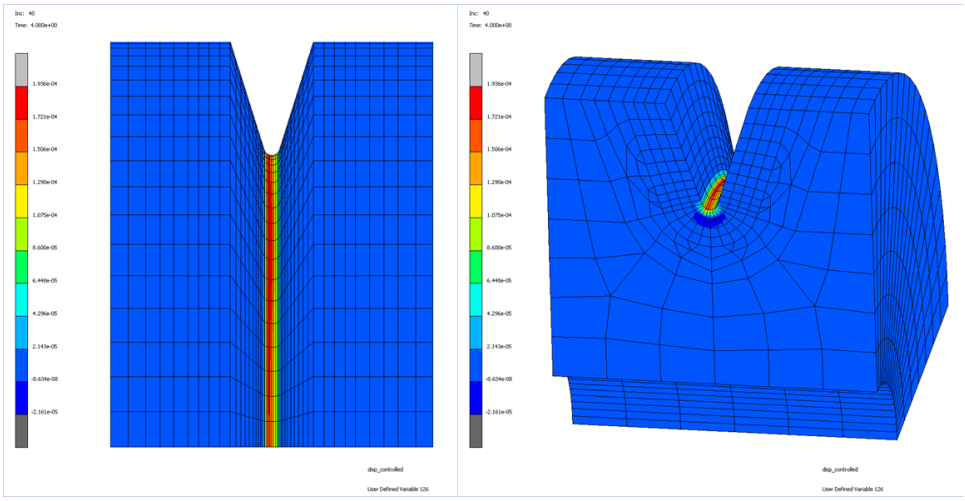
Şekil E.1. V çentikli numune gerilme için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



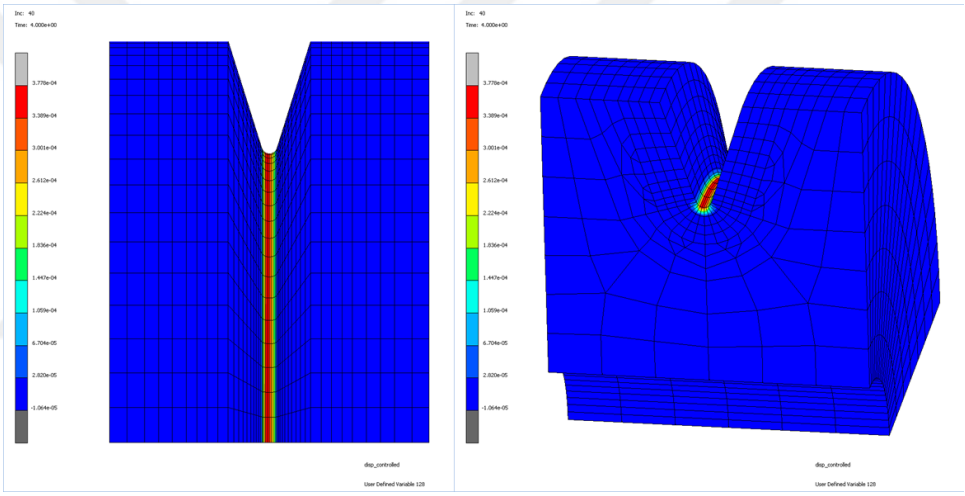
Şekil E.2. V çentikli numune gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



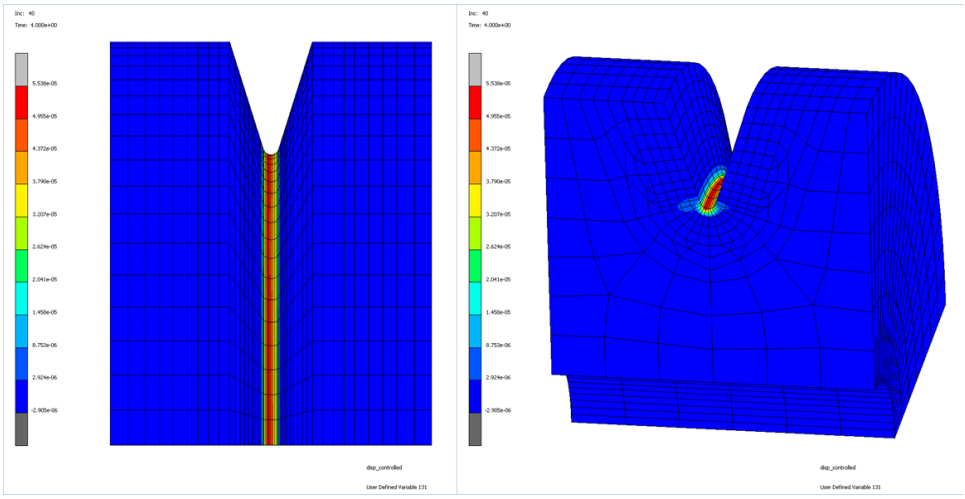
Şekil E.3. V çentikli numune gerinim için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



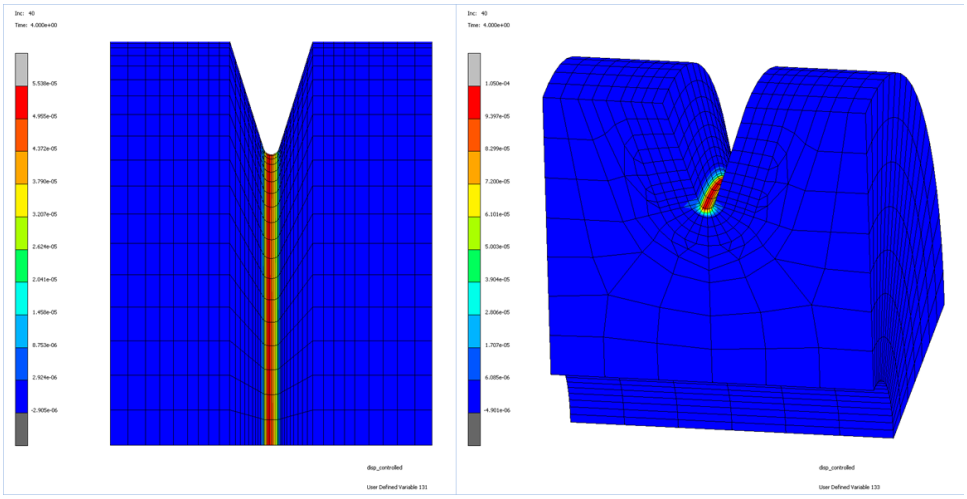
Şekil E.4. V çentikli numune gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



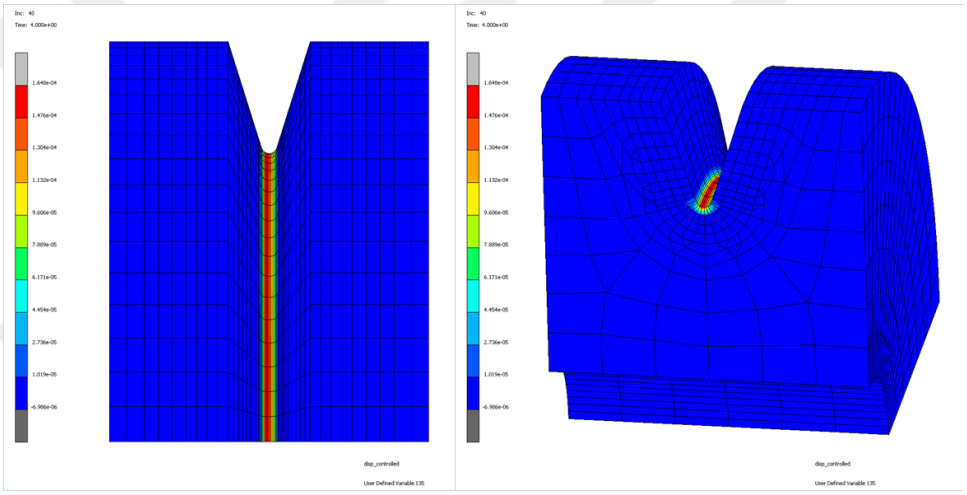
Şekil E.5. V çentikli numune SWT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



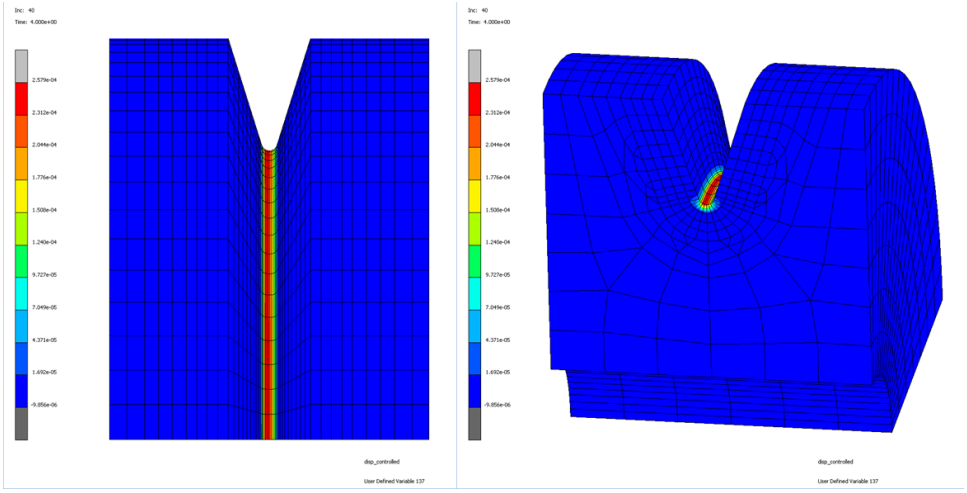
Şekil E.6. V çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



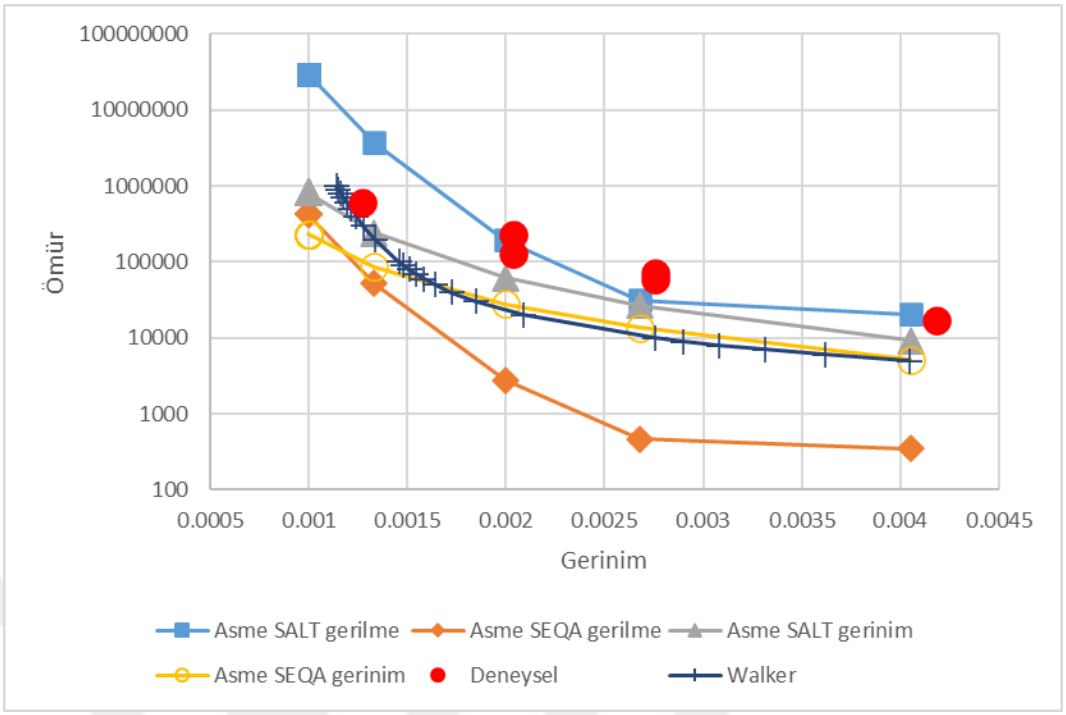
Şekil E.7. V çentikli numune k=0.3 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



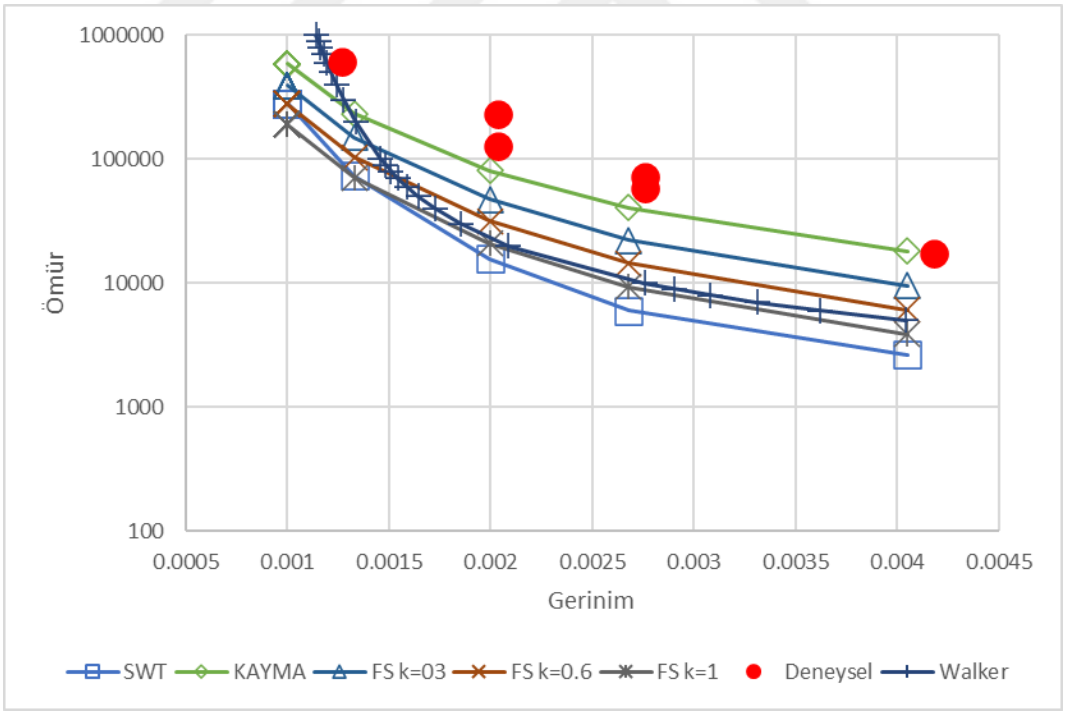
Şekil E.8. V çentikli numune k=0.6 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



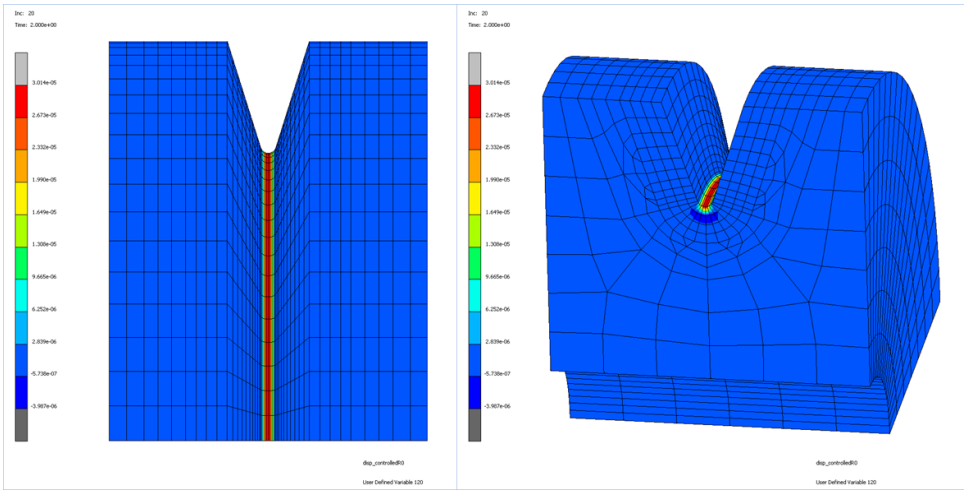
Şekil E.9. V çentikli numune k=1 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



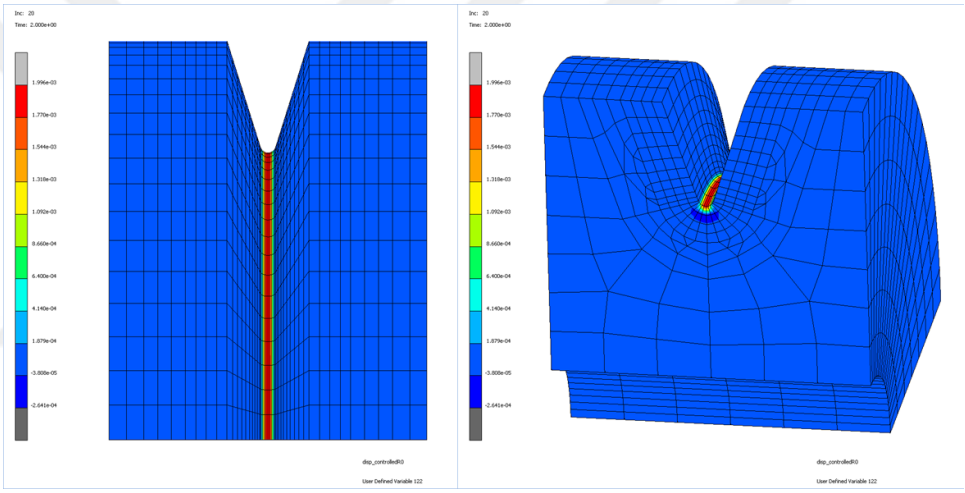
Şekil E.10. V çentikli numune eşdeğer gerinim hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=-1



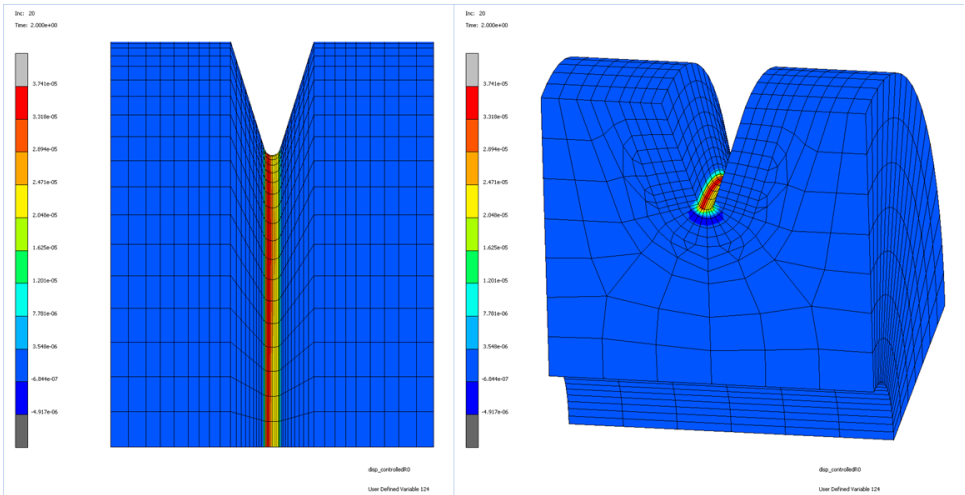
Şekil E.11. V çentikli numune kritik düzlem hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=-1



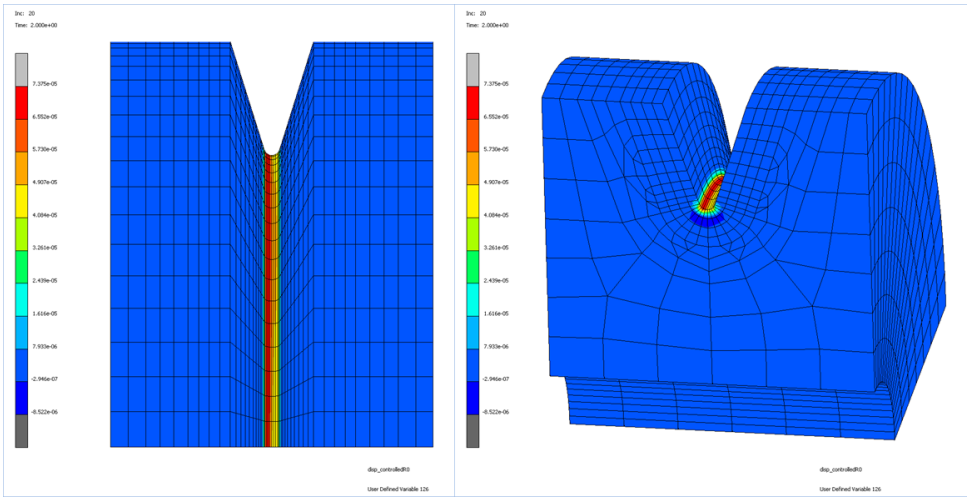
Şekil E.12. V çentikli numune gerilme için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



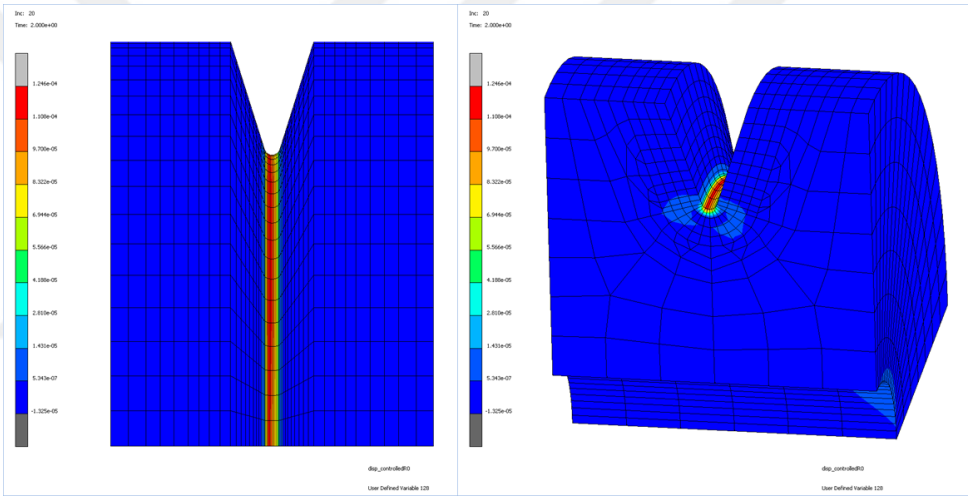
Şekil E.13. V çentikli numune gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



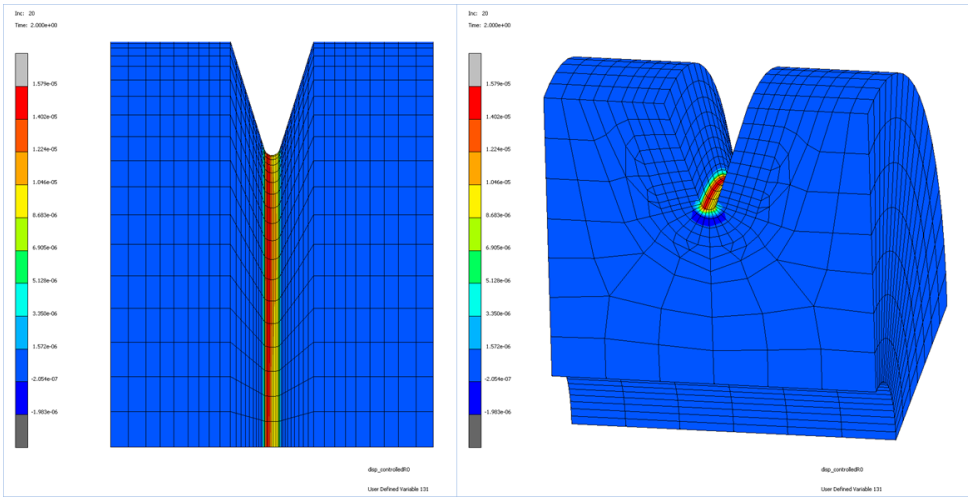
Şekil E.14. V çentikli numune gerinim için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



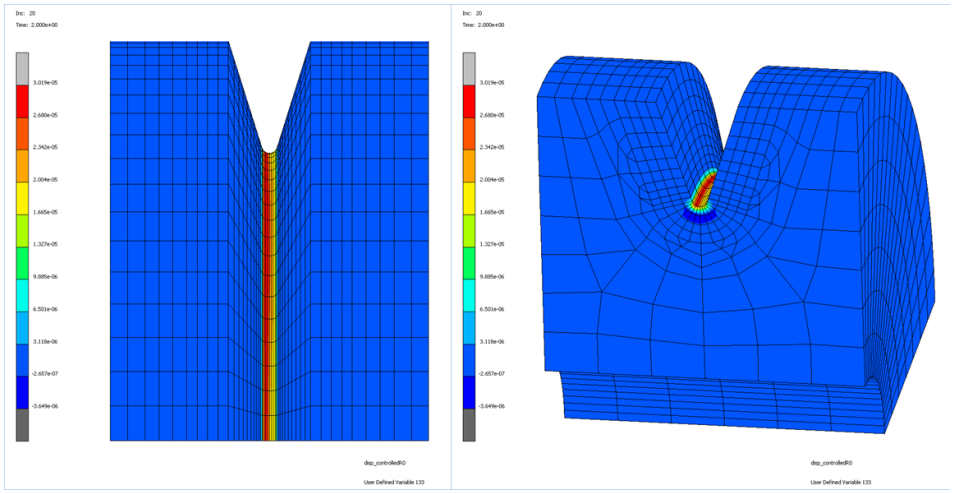
Şekil E.15. V çentikli numune gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



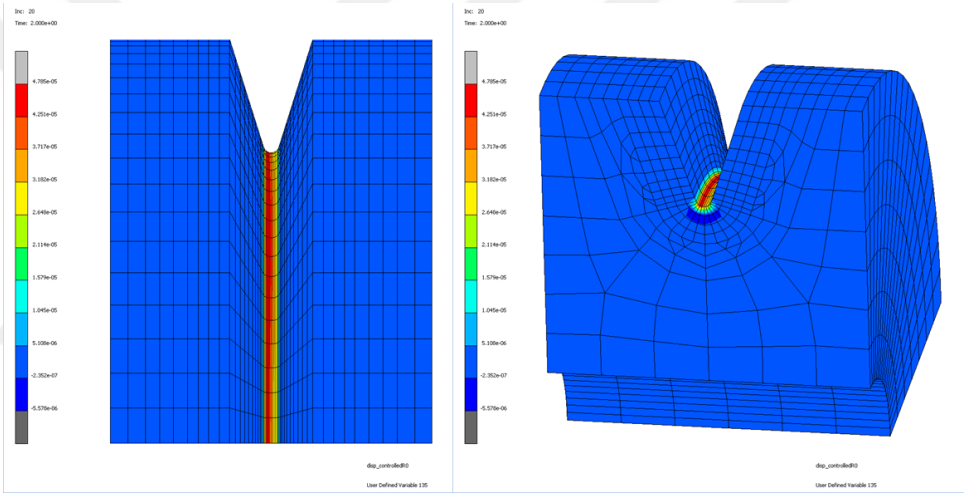
Şekil E.16. V çentikli numune SWT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



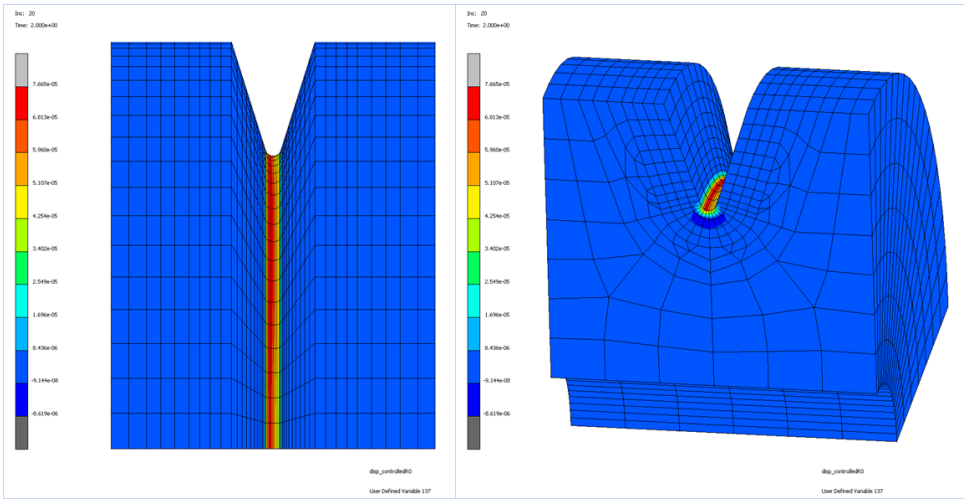
Şekil E.17. V çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



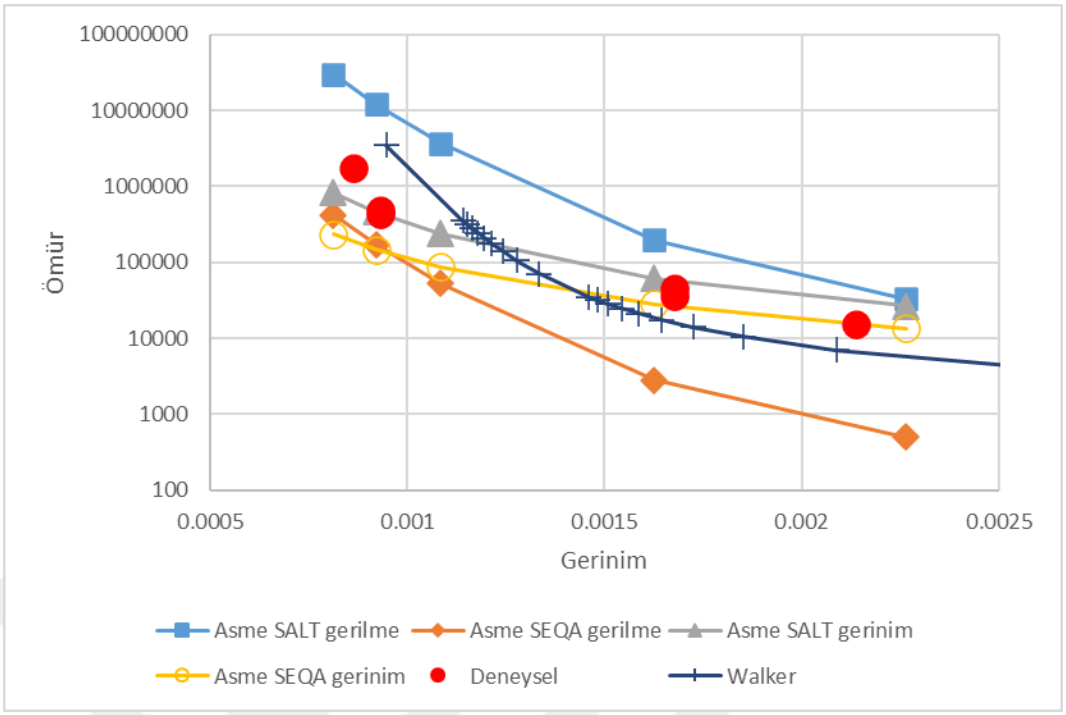
Şekil E.18. V çentikli numune k=0.3 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



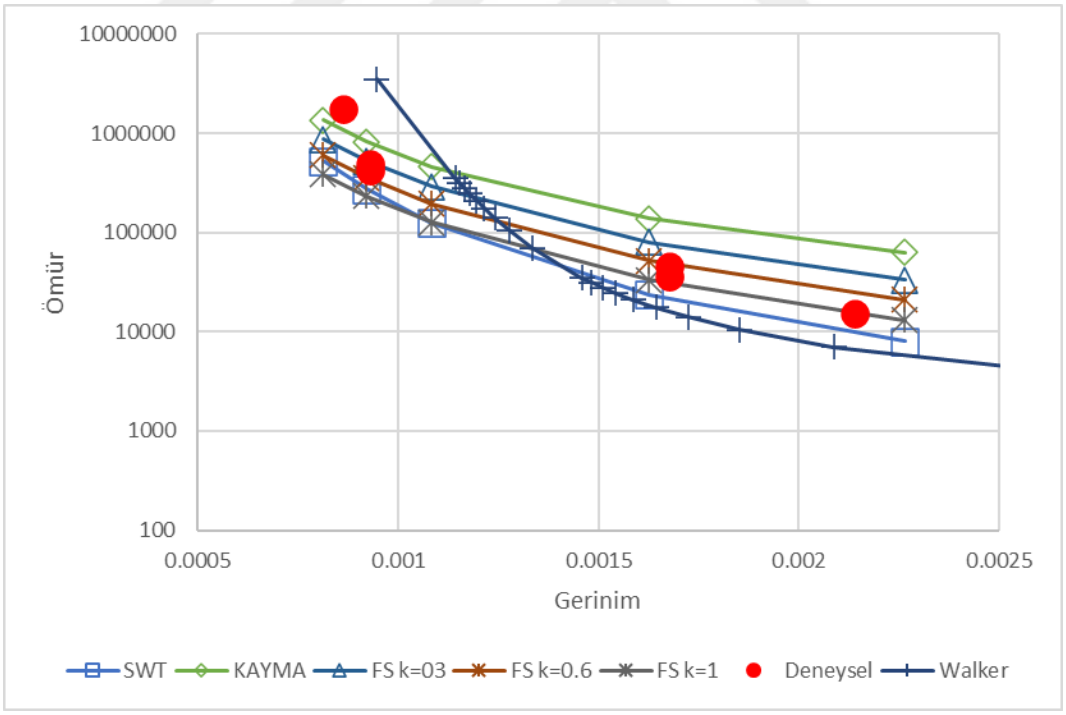
Şekil E.19. V çentikli numune k=0.6 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



Şekil E.20 V çentikli numune k=1 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0

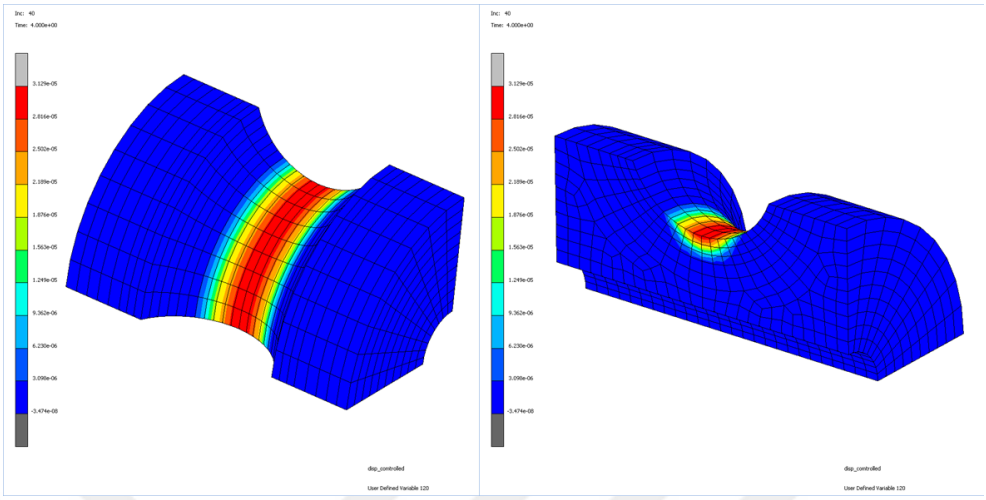


Şekil E.21. V çentikli numune eşdeğer gerinim hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=0

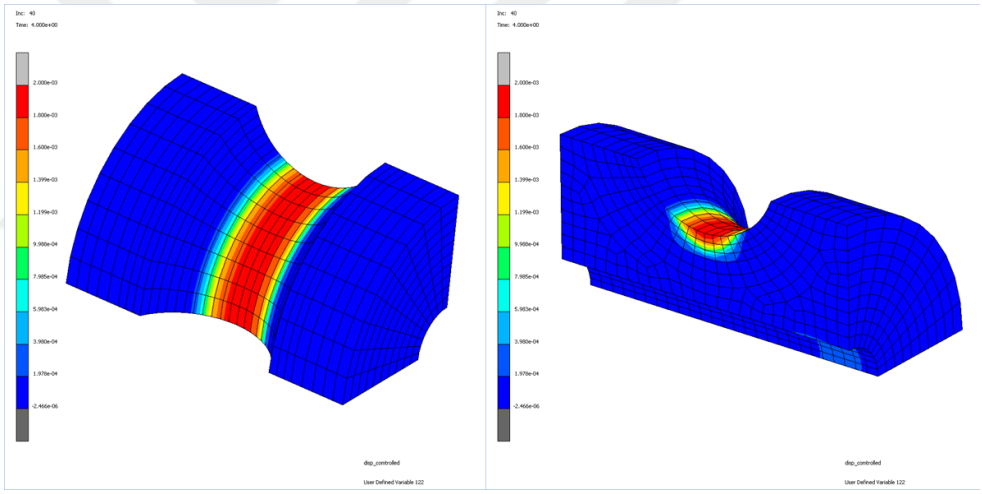


Şekil E.22. V çentikli numune kritik düzlem hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=0

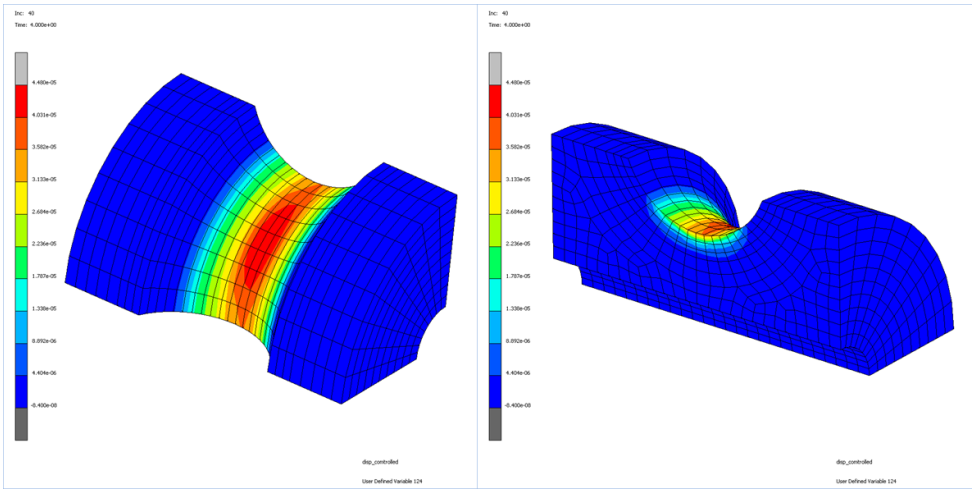
EK F: Yarı Dairesel Çentikli Maksimum Deplasman İçin Numune Analiz Sonuçları



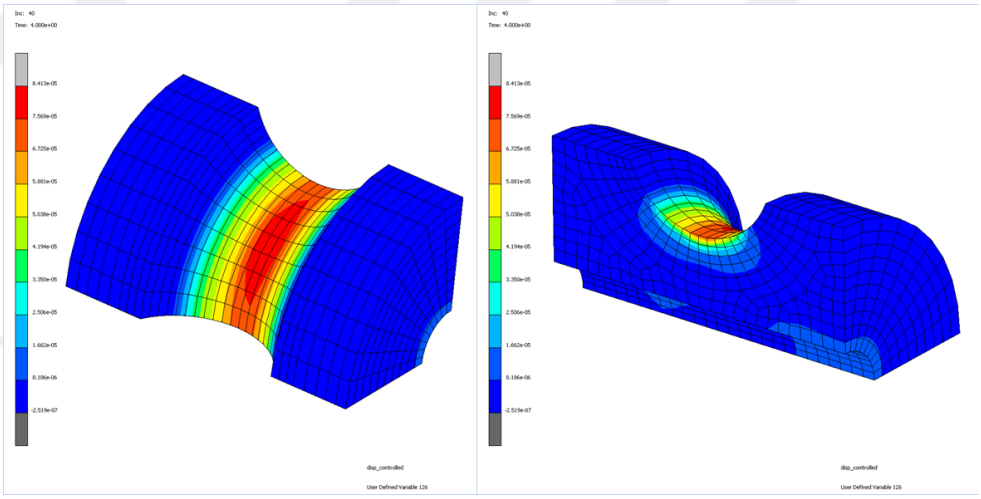
Şekil F.1. Yarı dairesel çentikli numune gerilme için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



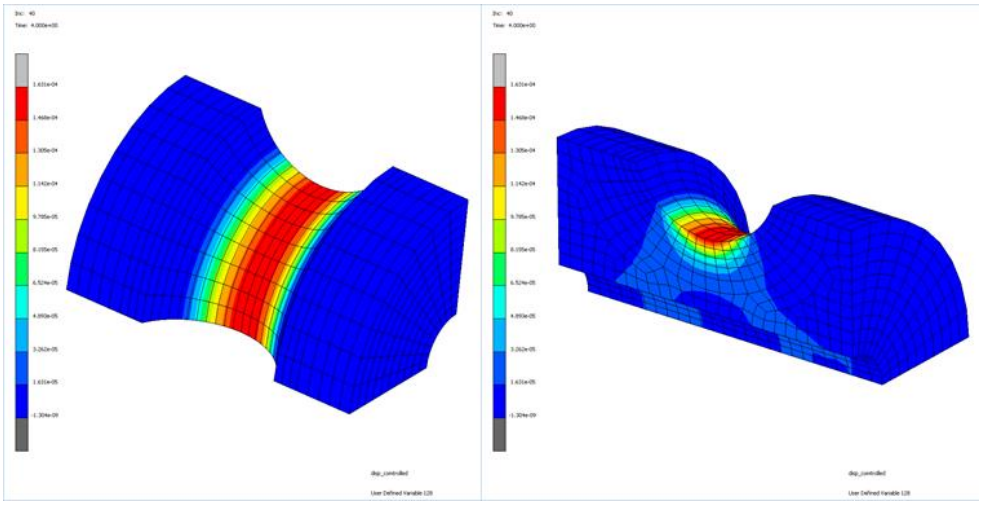
Şekil F.2. Yarı dairesel çentikli numune gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



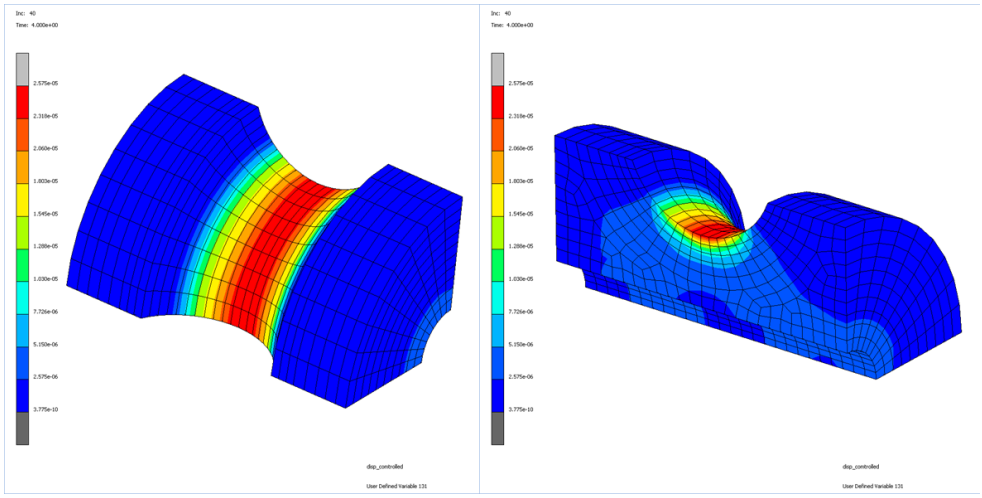
Şekil F.3. Yarı dairesel çentikli numune gerinim için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



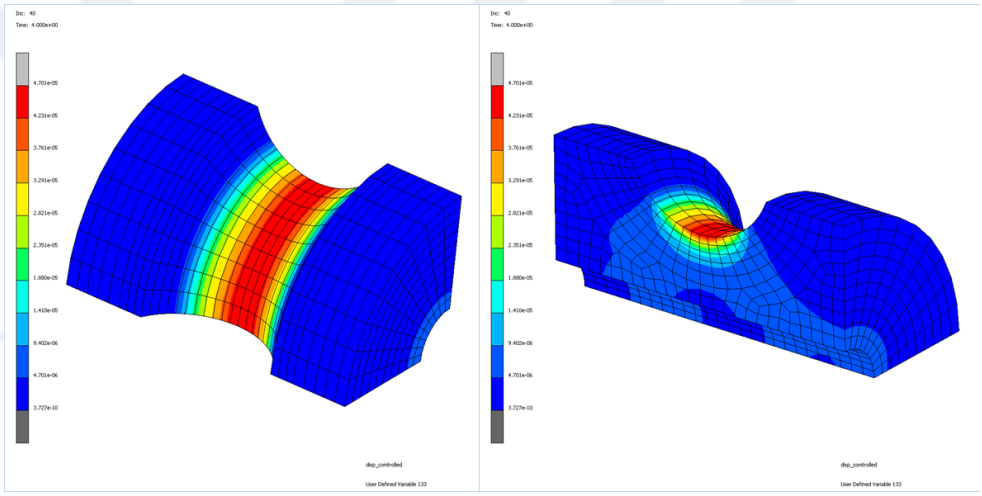
Şekil F.4. Yarı dairesel çentikli numune gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



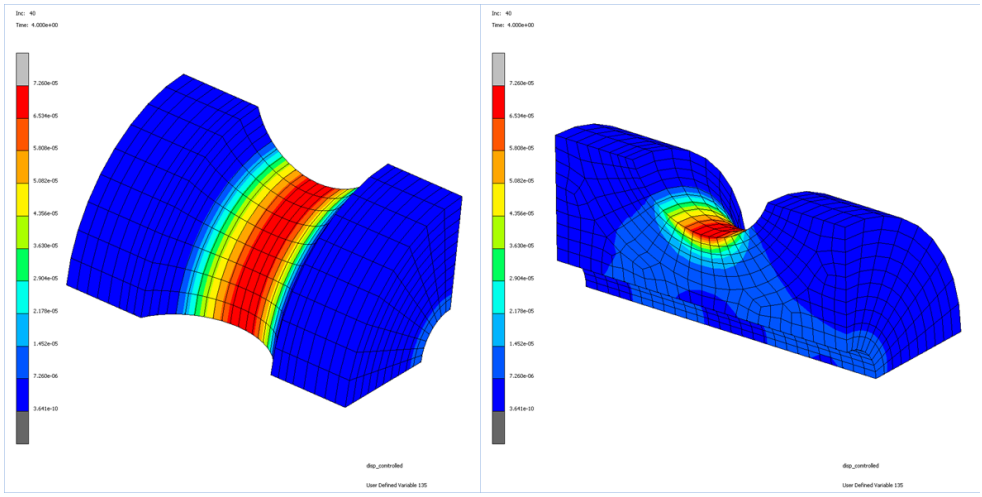
Şekil F.5. Yarı dairesel çentikli numune SWT hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



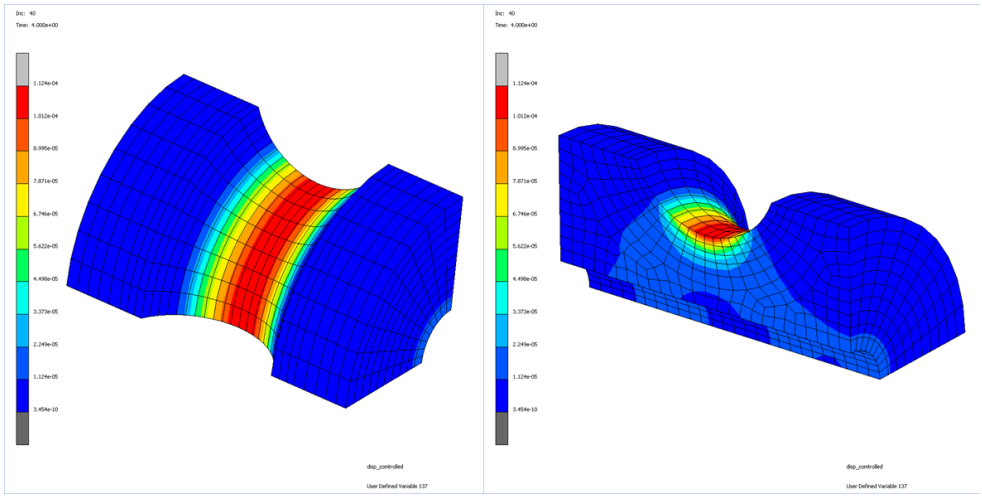
Şekil F.6. Yarı dairesel çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



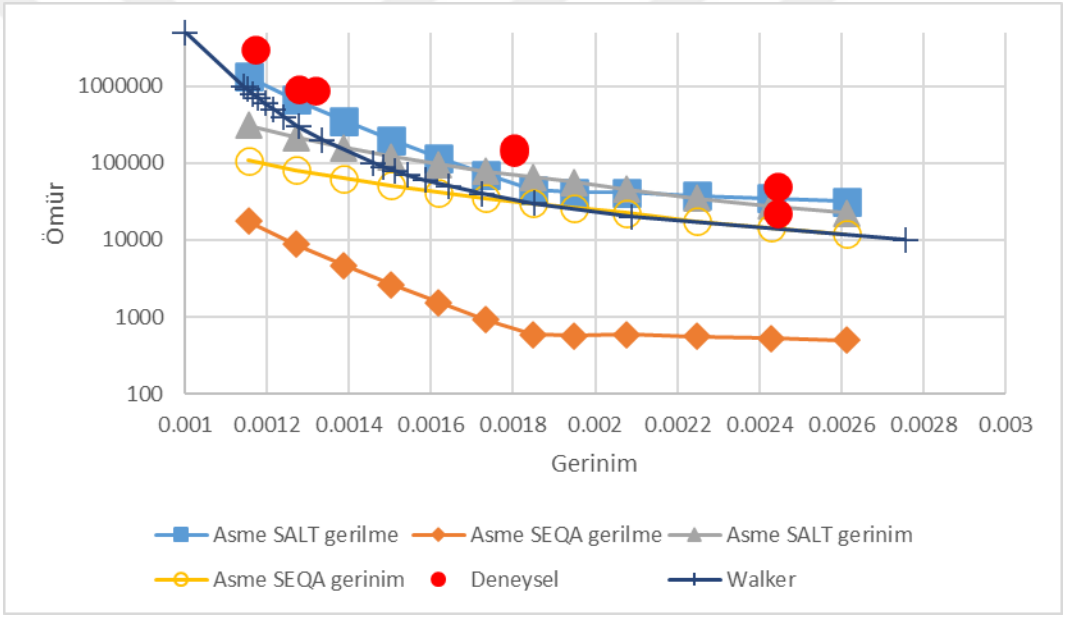
Şekil F.7. Yarı dairesel çentikli numune k=0.3 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



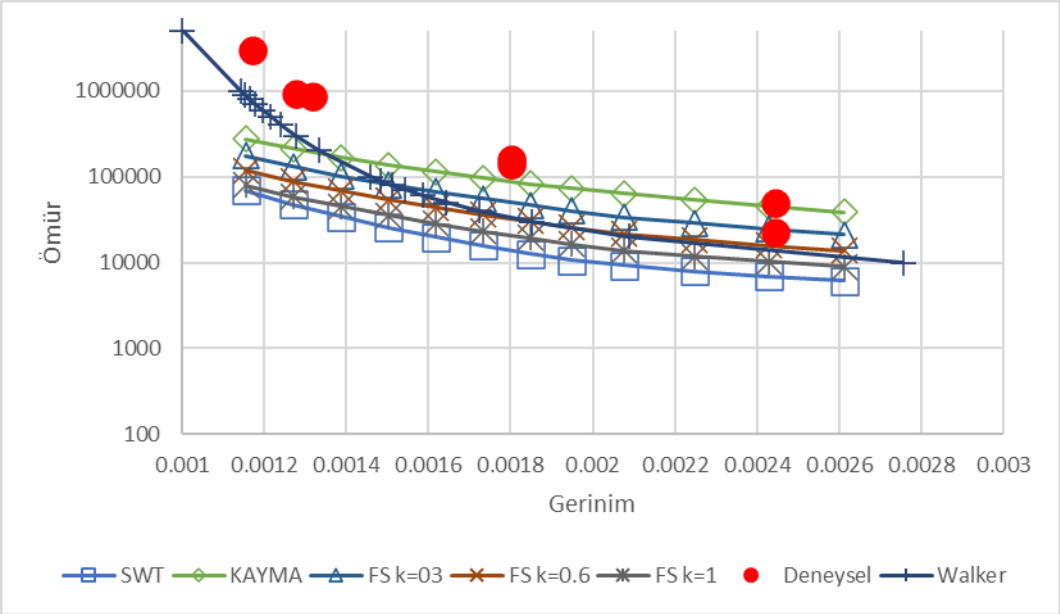
Şekil F.8. Yarı dairesel çentikli numune k=0.6 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



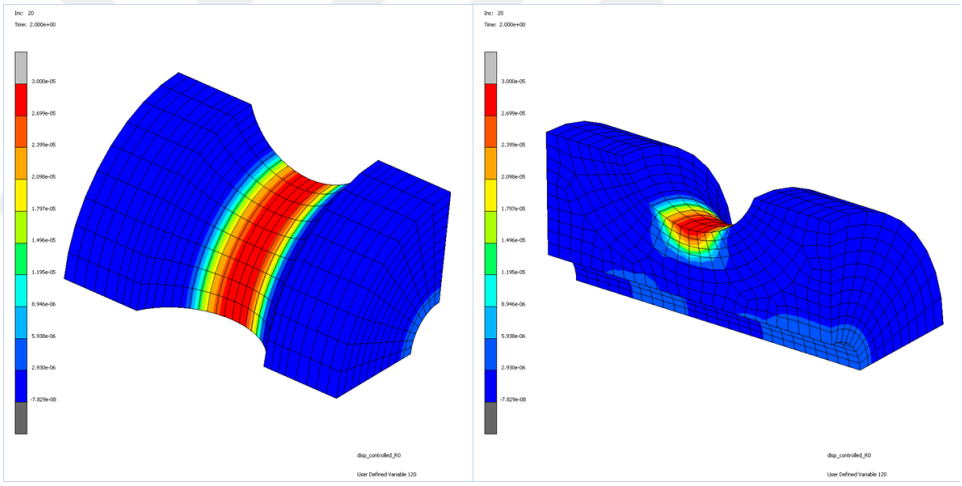
Şekil F.9. Yarı dairesel çentikli numune k=1 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=-1



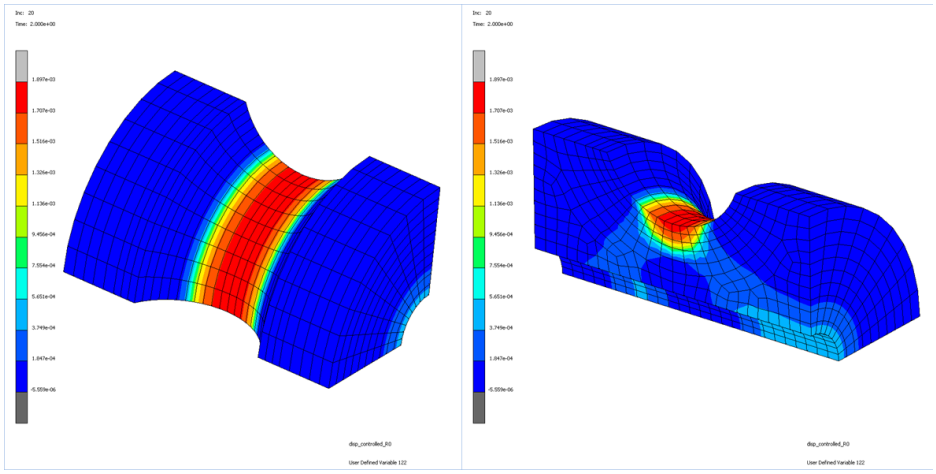
Şekil F.10. Yarı dairesel çentikli numune eşdeğer gerinim hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=-1



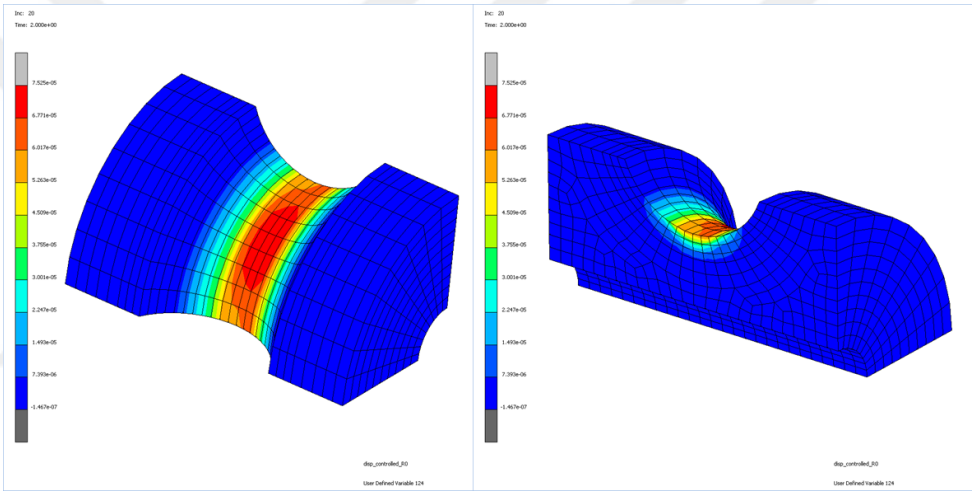
Şekil F.11. Yarı dairesel çentikli numune kritik düzlem hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=-1



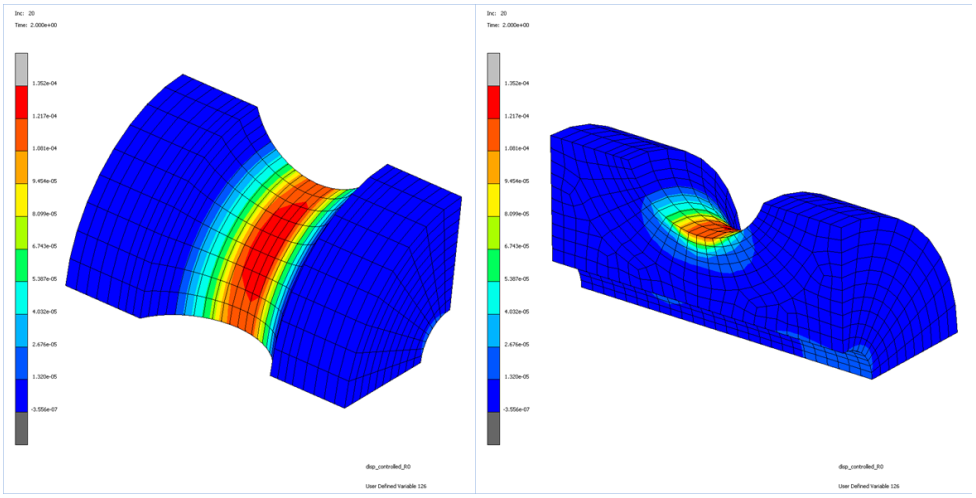
Şekil F.12. Yarı dairesel çentikli numune gerilme için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



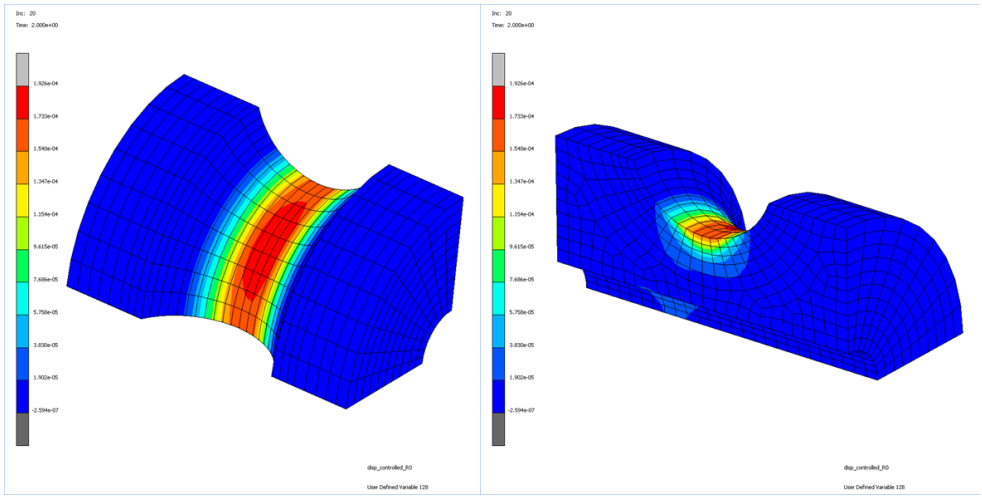
Şekil F.13. Yarı dairesel çentikli numune gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



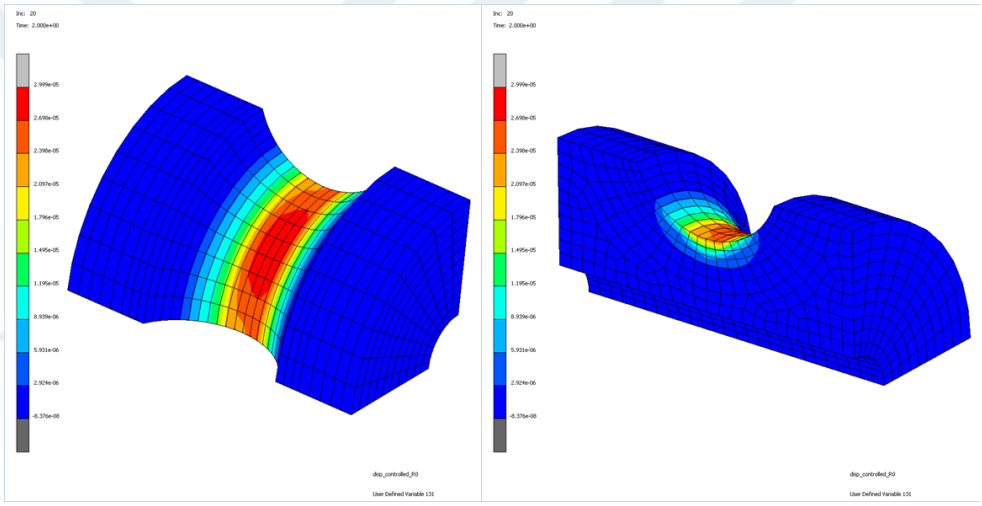
Şekil F.14. Yarı dairesel çentikli numune gerinim için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



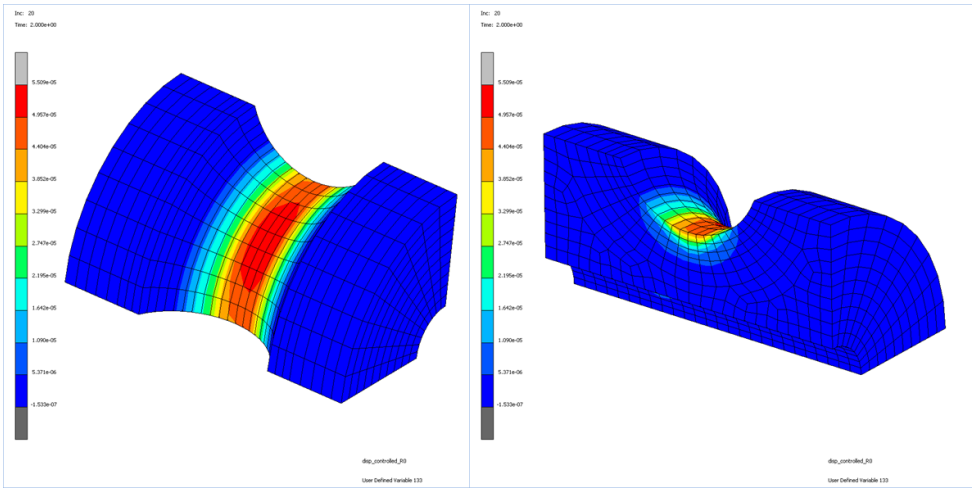
Şekil F.15. Yarı dairesel çentikli numune gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



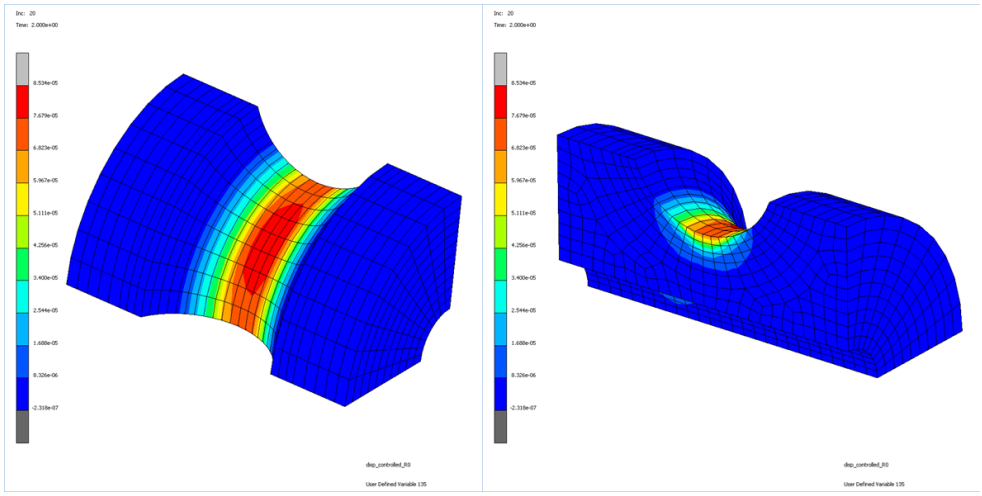
Şekil F.16. Yarı dairesel çentikli numune SWT hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



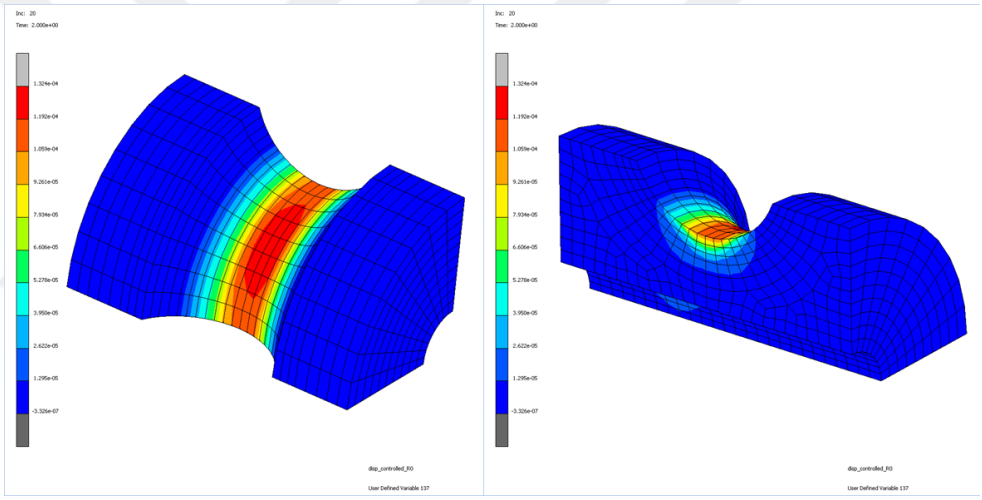
Şekil F.17. Yarı dairesel çentikli numune kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



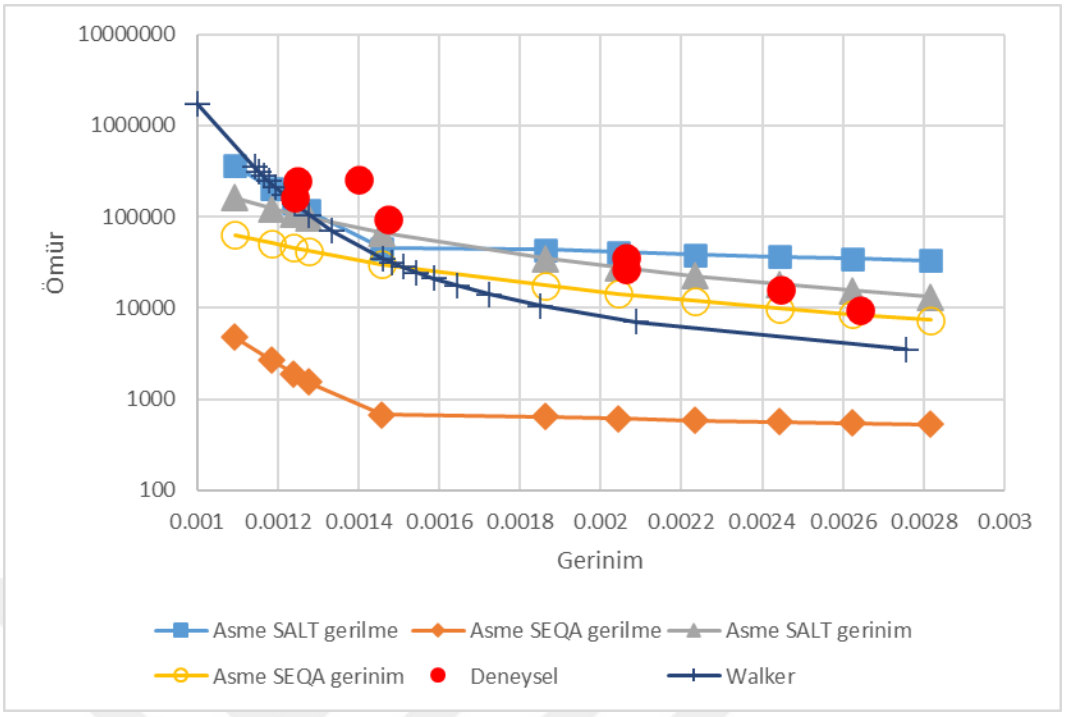
Şekil F.18. Yarı dairesel çentikli numune k=0.3 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



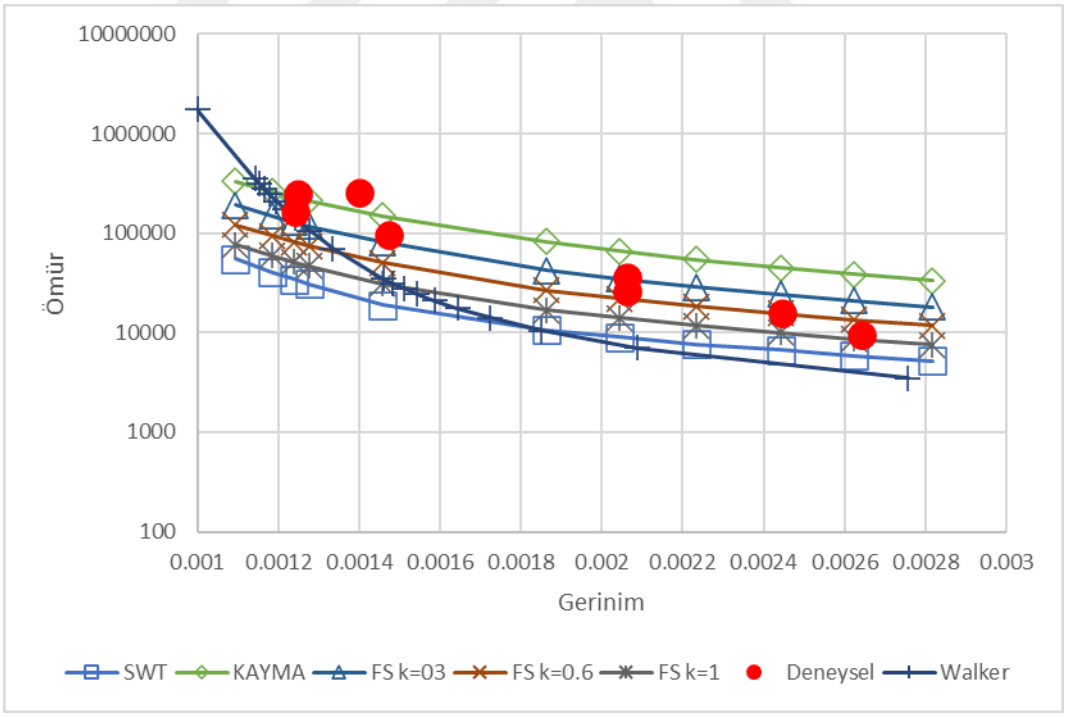
Şekil F.19. Yarı dairesel çentikli numune k=0.6 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0



Şekil F.20. Yarı dairesel çentikli numune k=1 için Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu R=0

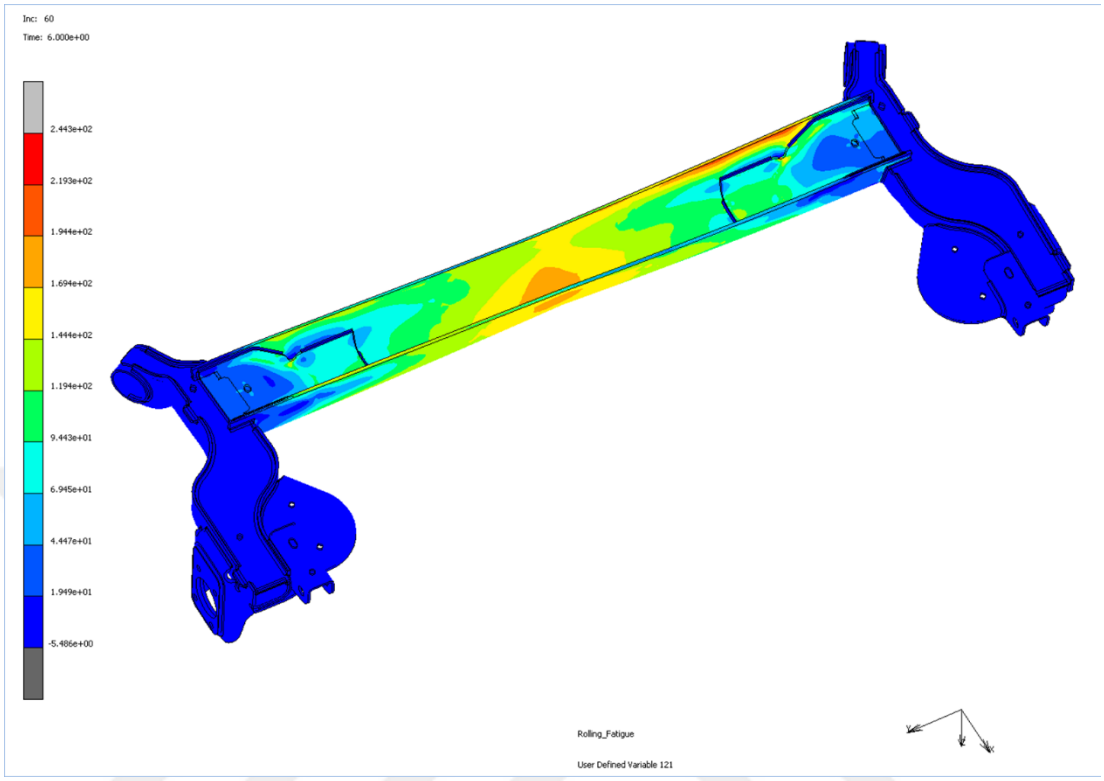


Şekil F.21. Yarı dairesel çentikli numune eşdeğer gerinim hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=0

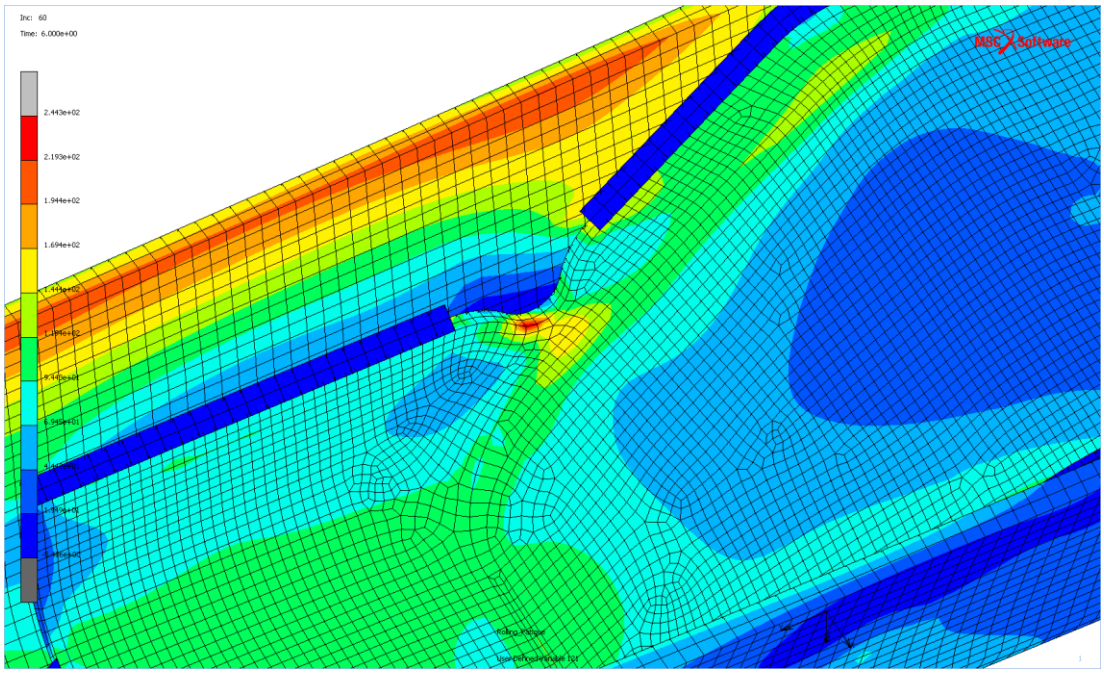


Şekil F.22. Yarı dairesel çentikli numune kritik düzlem hasar modelleri ömür-gerinim grafiği R=0

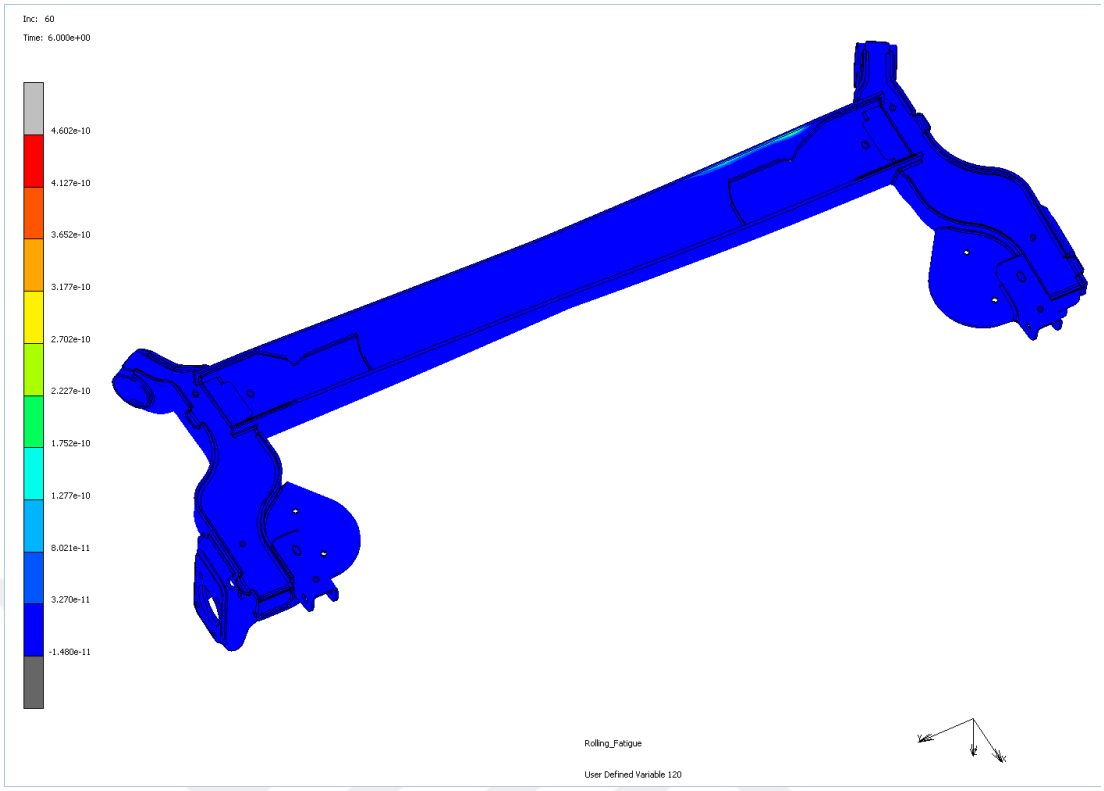
EK G: Yarı Bağımsız Arka Süspansiyon İçin Analiz Sonuçları



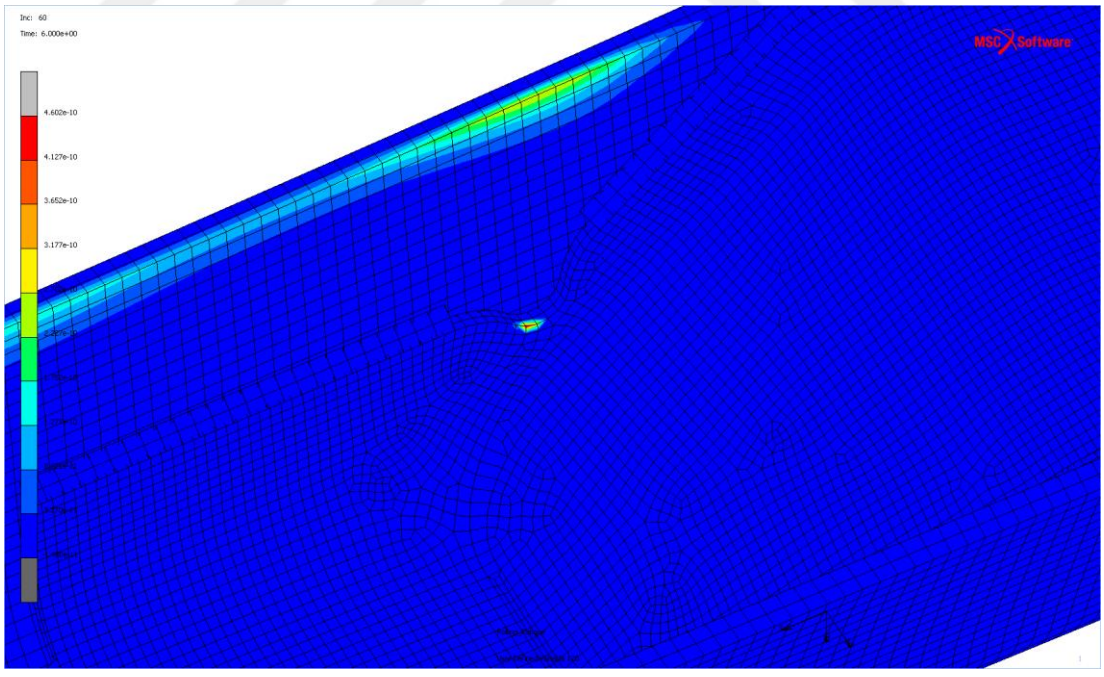
Şekil G.1. ASME SALT eşdeğer gerilme



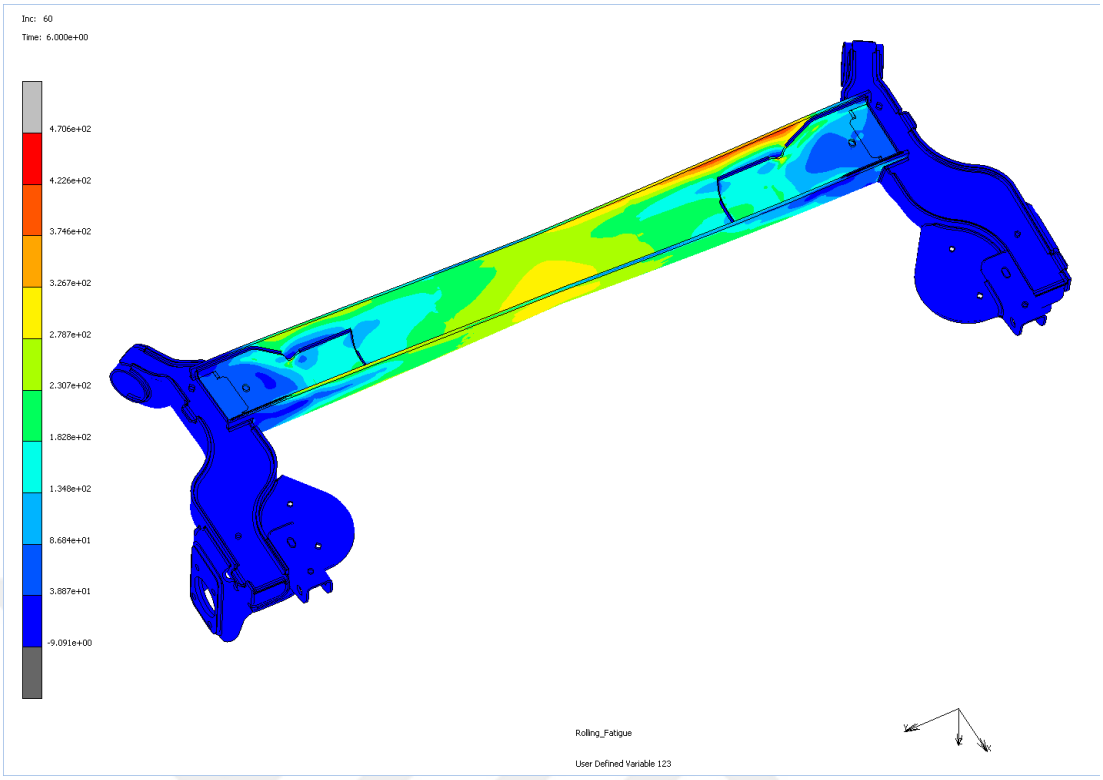
Şekil G.2. ASME SALT iç braket eşdeğer gerilme



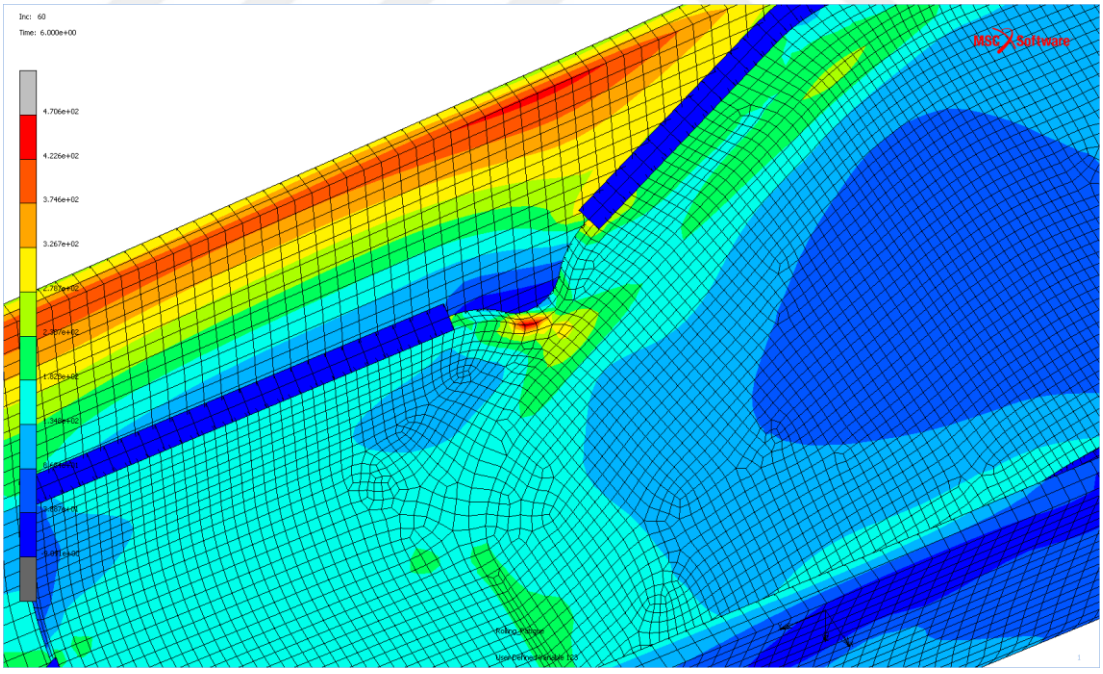
Şekil G.3. Gerilme için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu



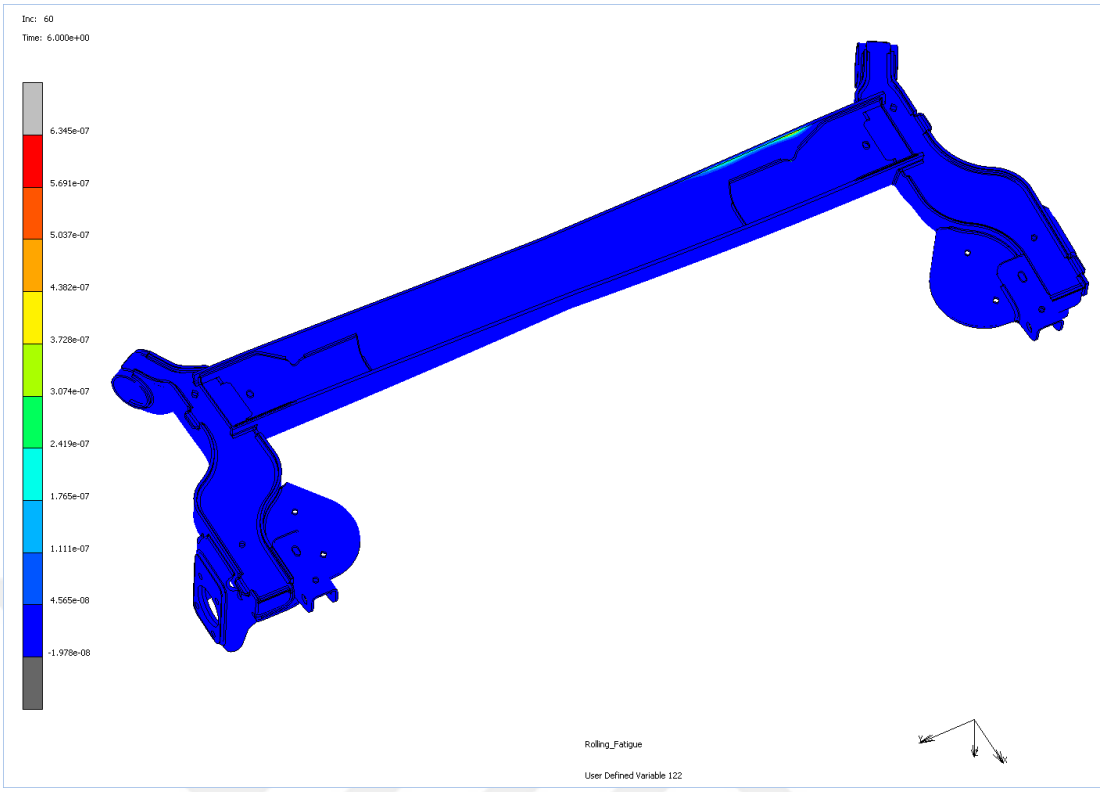
Şekil G.4. Gerilme için ASME SALT hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



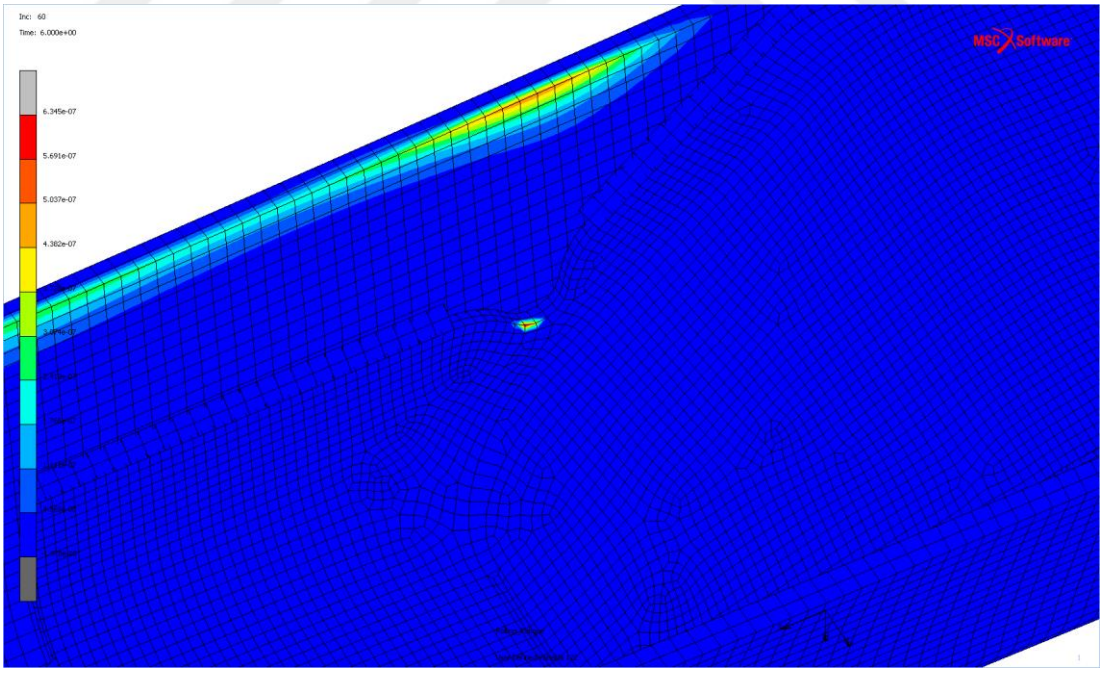
Şekil G.5. ASME SEQA eşdeğer gerilme



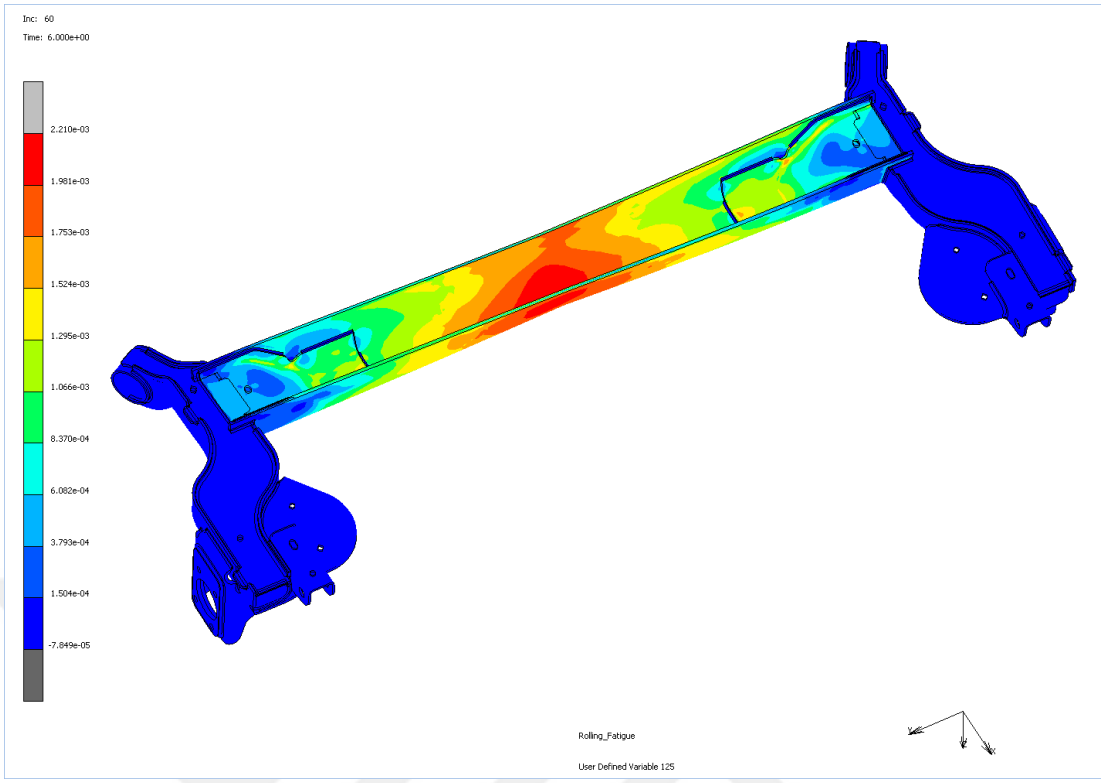
Şekil G.6. ASME SEQA iç braket eşdeğer gerilme



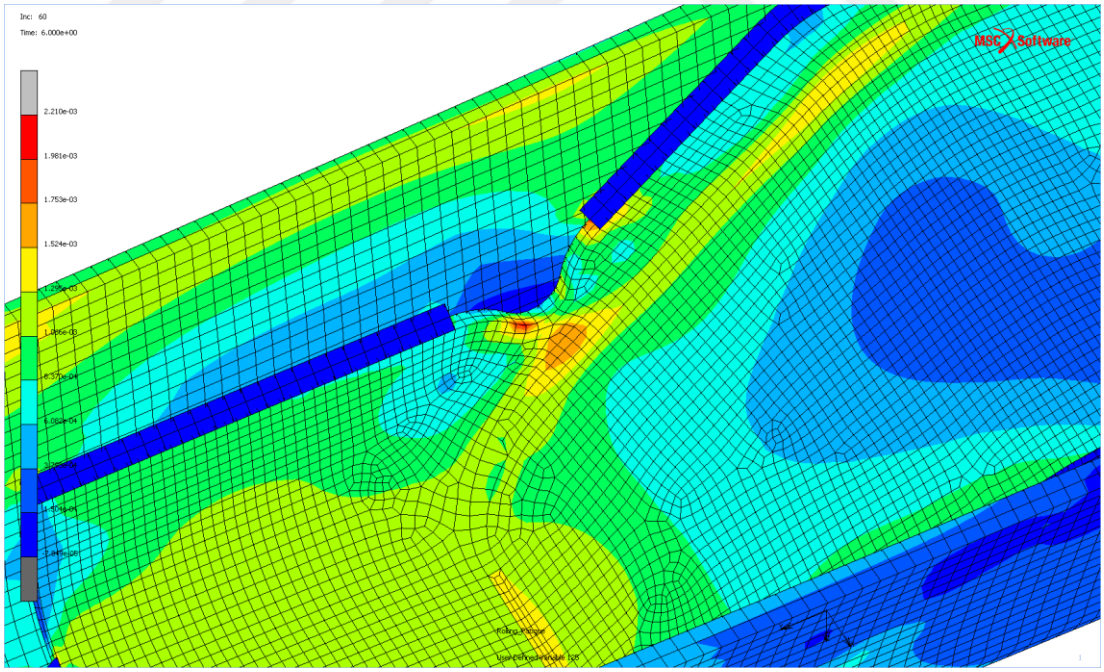
Şekil G.7. Gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu



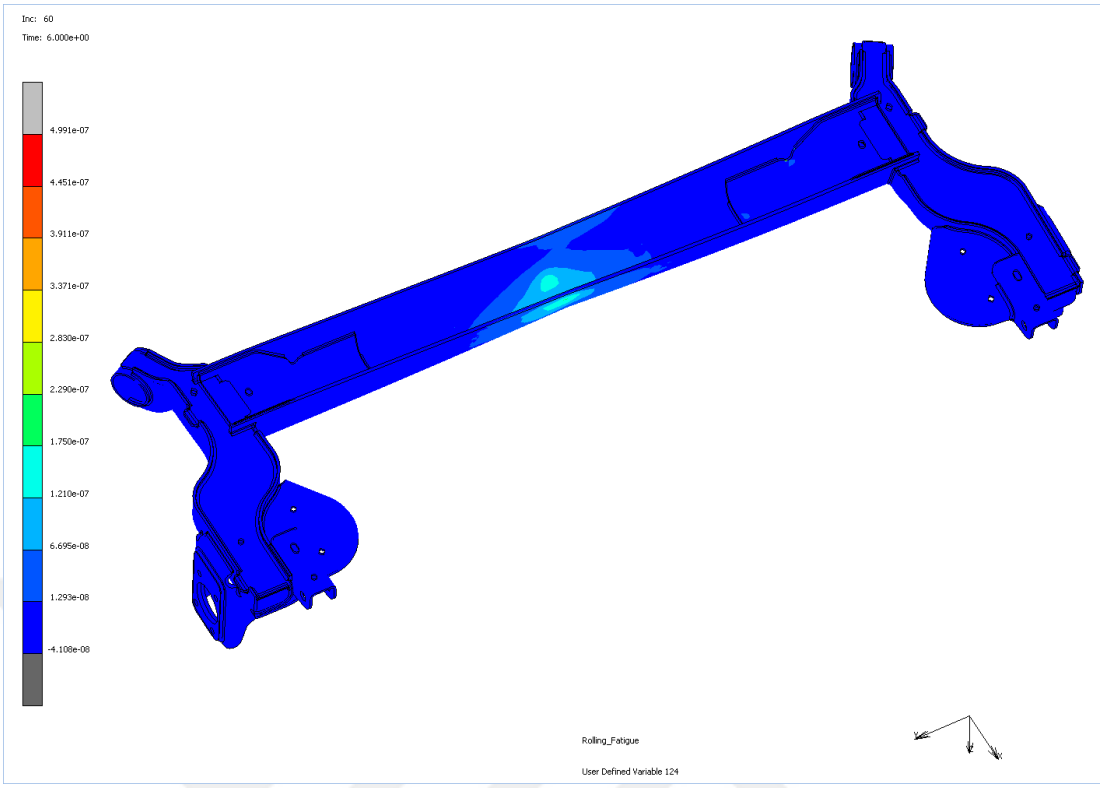
Şekil G.8. Gerilme için ASME SEQA hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



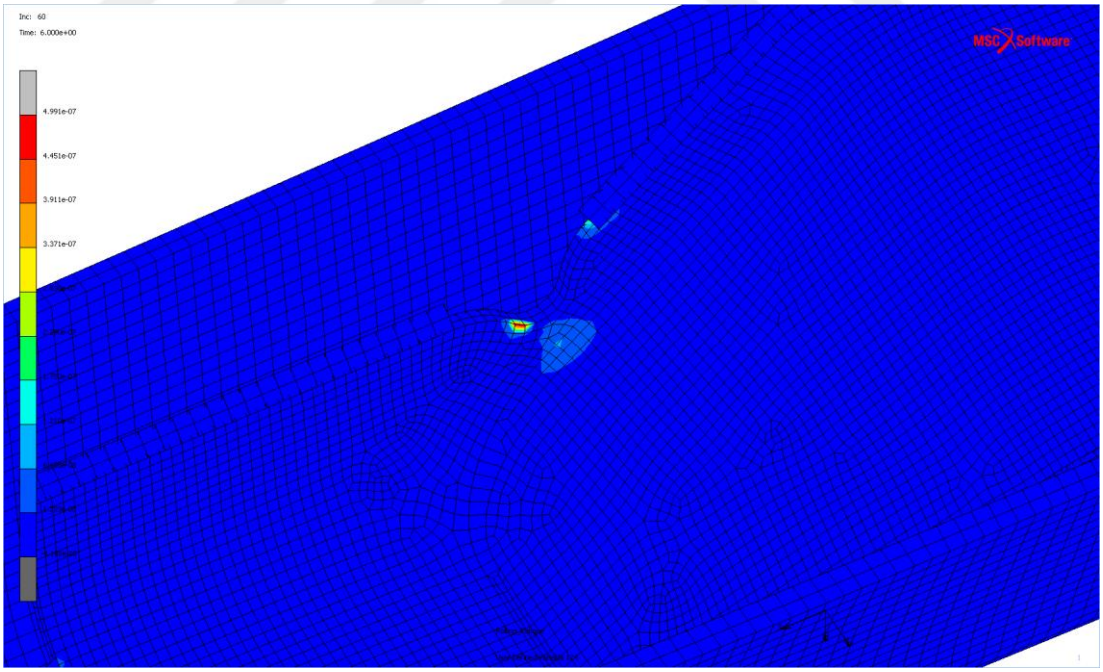
Şekil G.9. ASME SALT eşdeğer gerinim



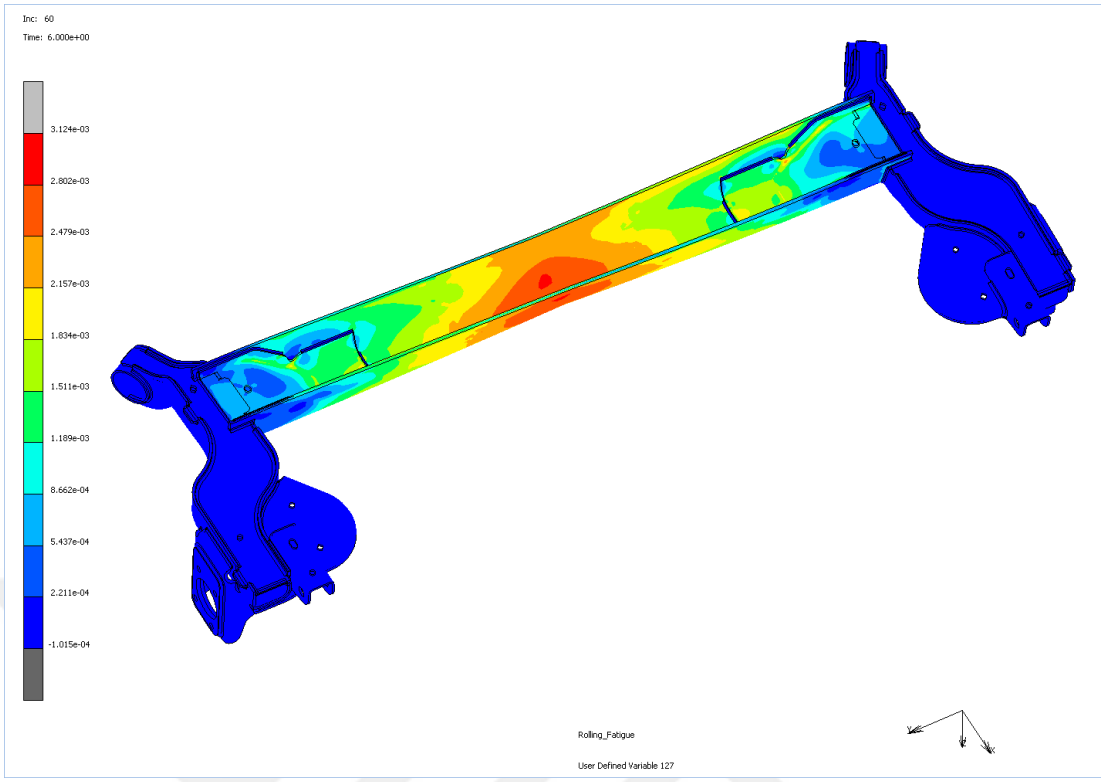
Şekil G.10. ASME SALT iç braket eşdeğer gerinim



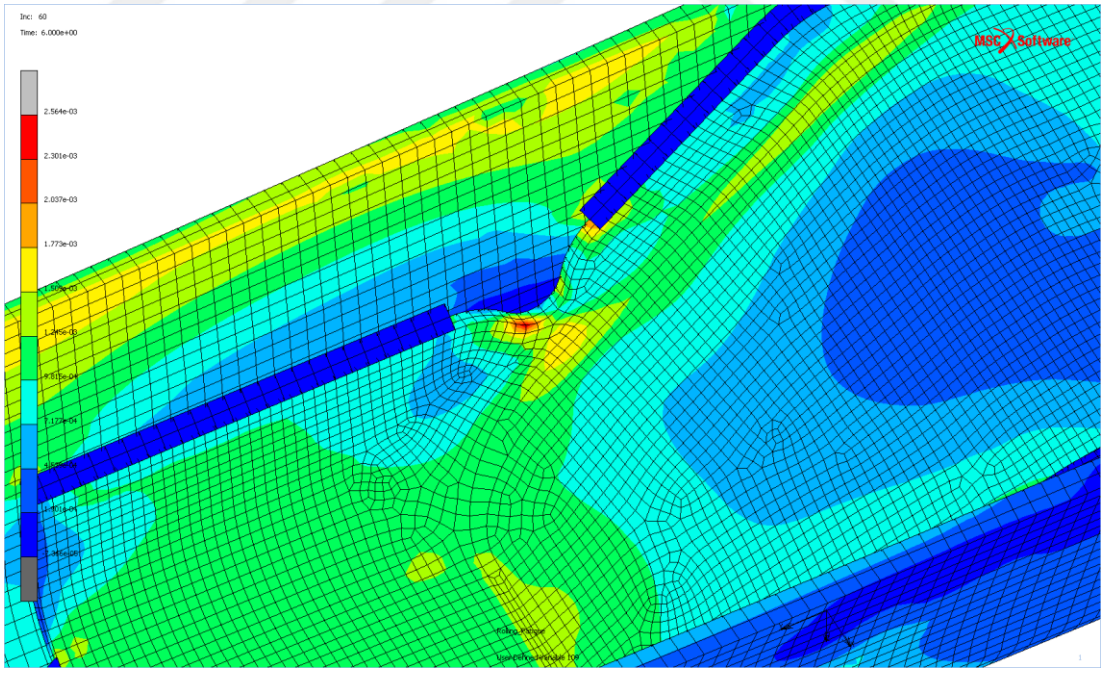
Şekil G.11. Gerinim için ASME SALT hasar modeli ile hasar oluşumu



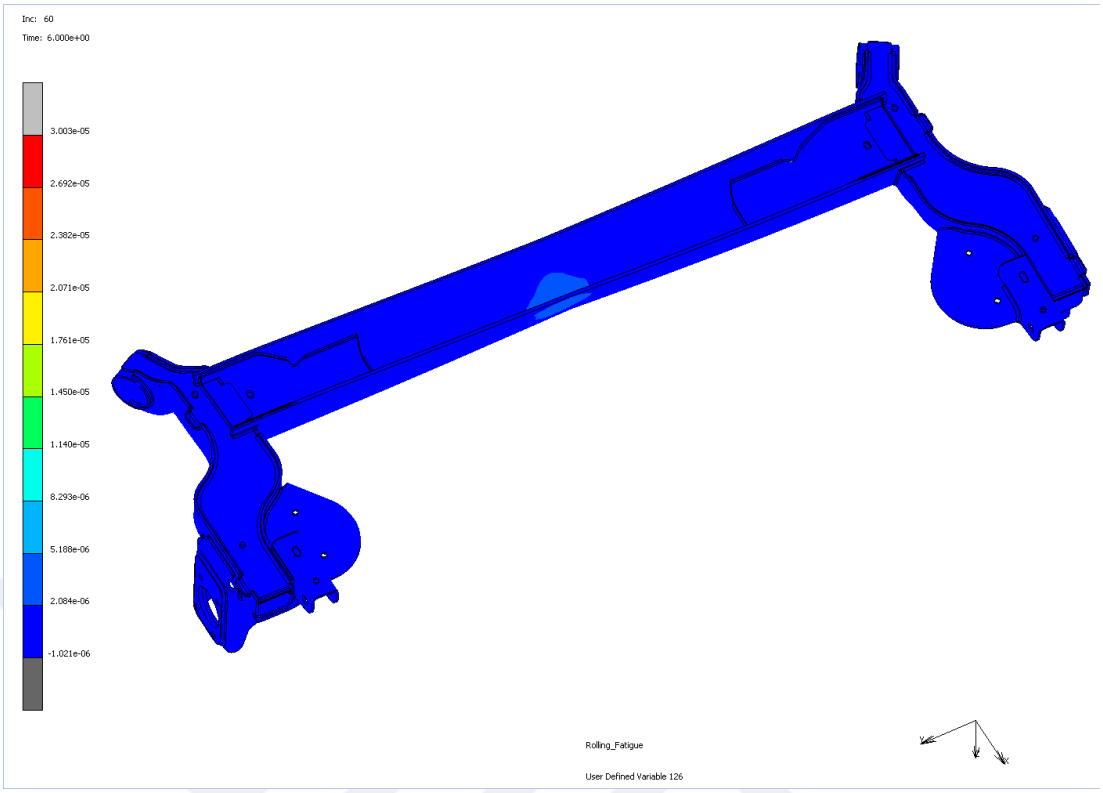
Şekil G.12. Gerinim için ASME SALT hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



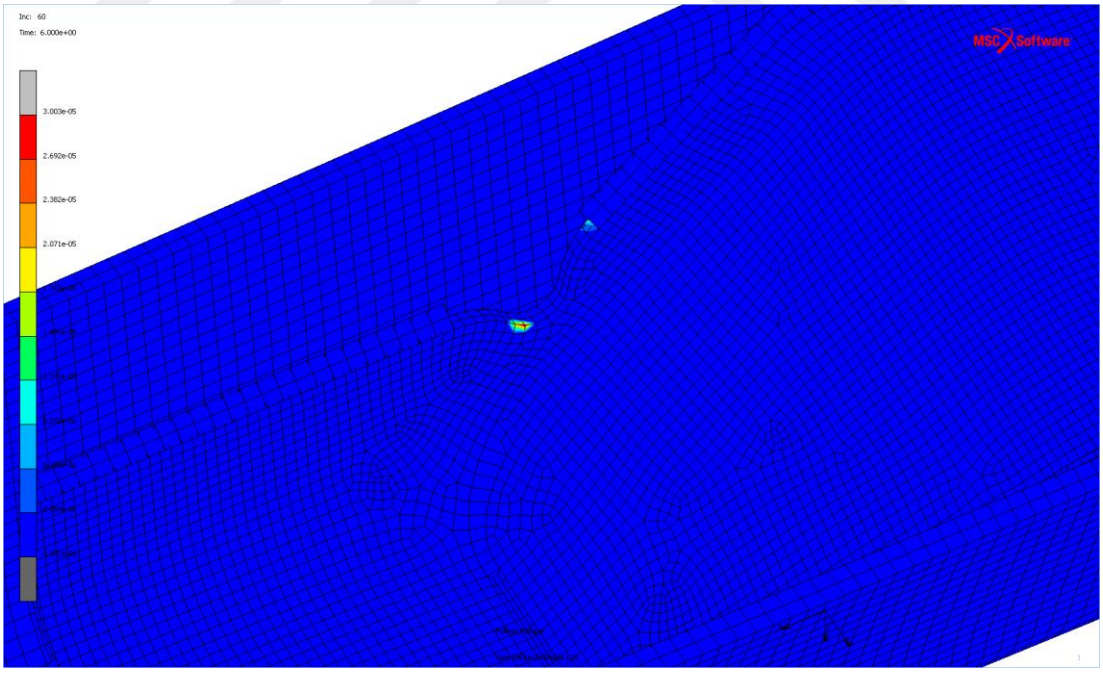
Şekil G.13. ASME SEQA eşdeğer gerinim



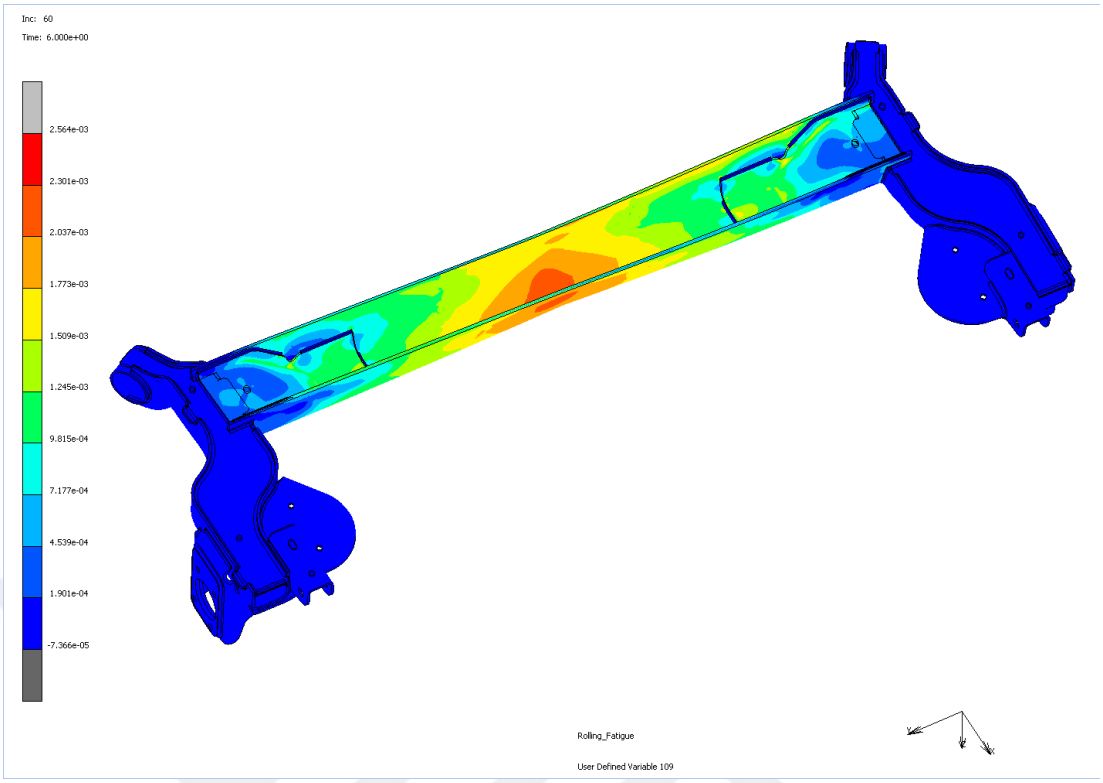
Şekil G.14. ASME SEQA iç braket eşdeğer gerinim



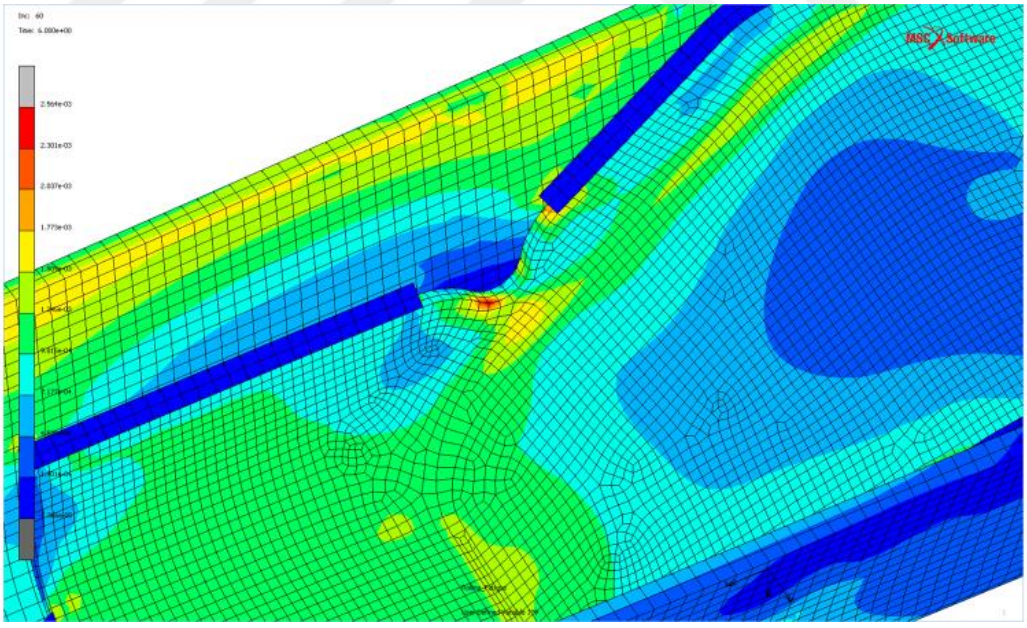
Şekil G.15. Gerinim için ASME SEQA hasar modeli ile hasar oluşumu



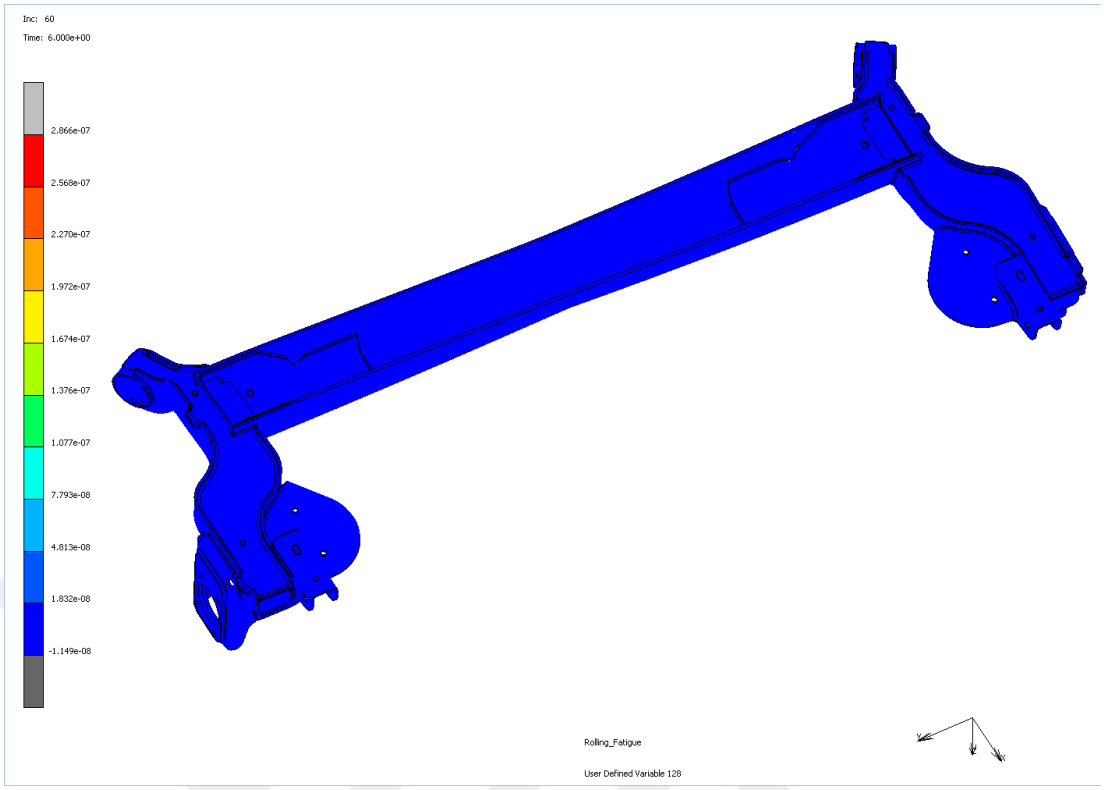
Şekil G.16. ASME SEQA gerinim hasar modeli iç braket hasar oluşumu



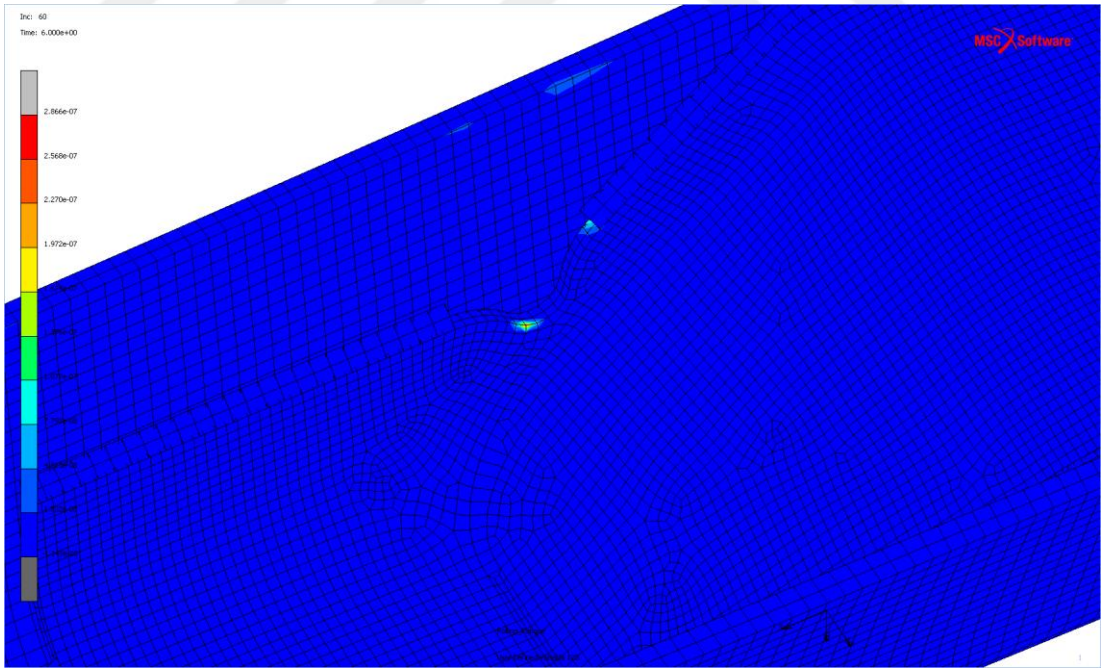
Şekil G.17. Asal gerinim genliği



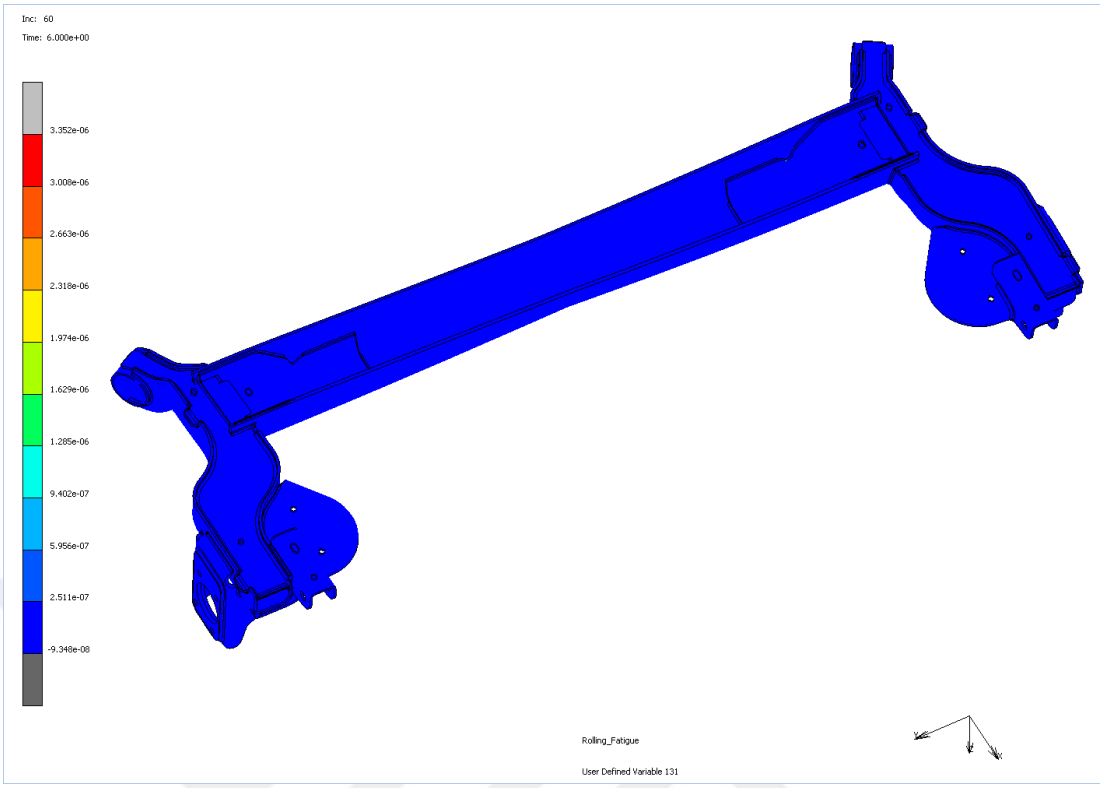
Şekil G.18. Asal gerinim genliği iç braket eşdeğer gerinim



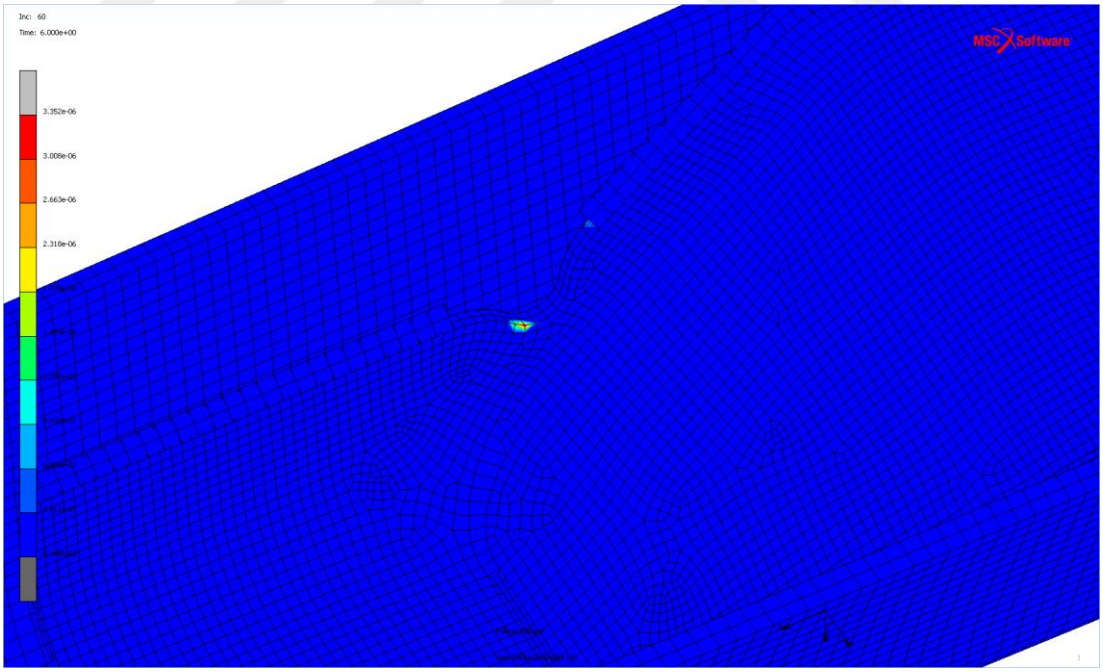
Şekil G.19. Asal gerinim için SWT hasar modeli ile hasar oluşumu



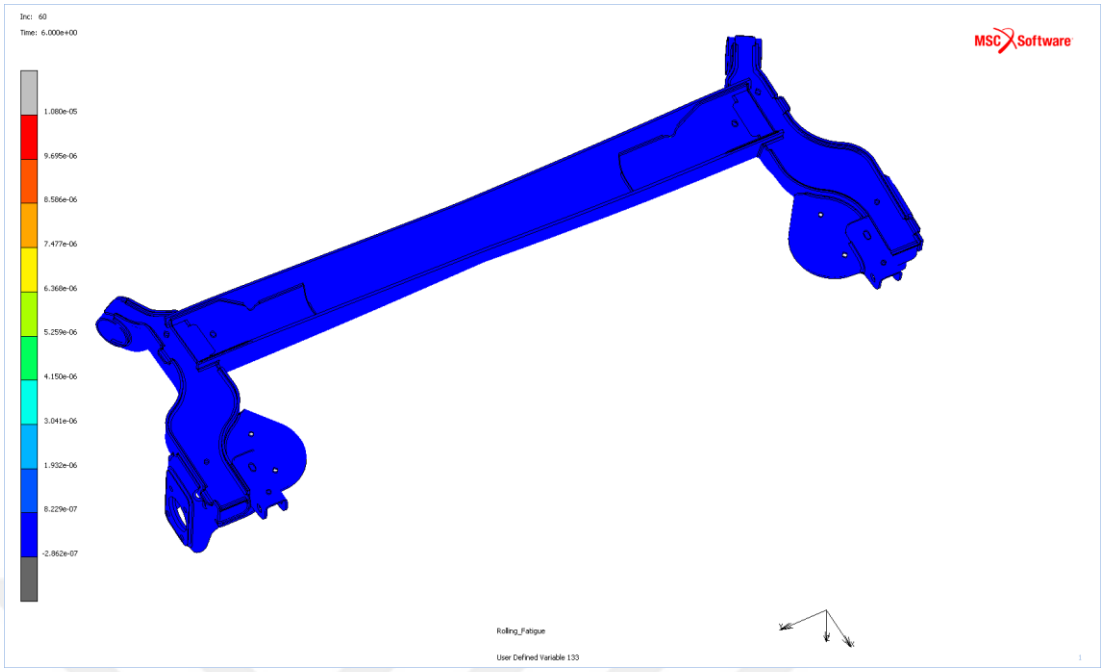
Şekil G.20. Asal gerinim için SWT hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



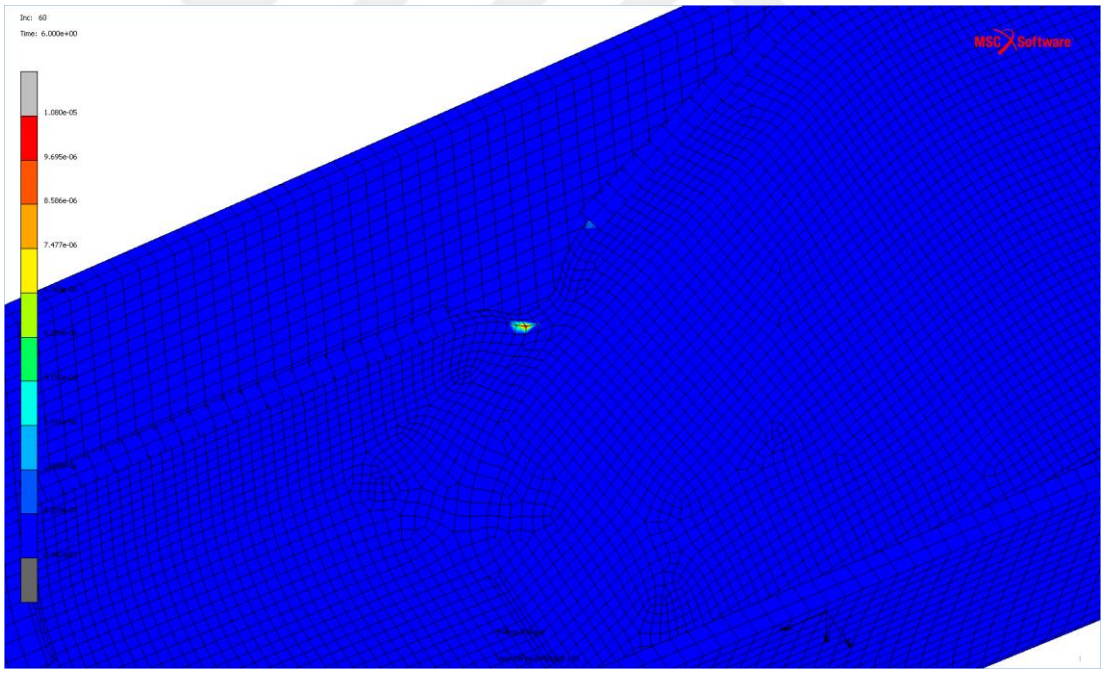
Şekil G.21. Asal gerinim için kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu



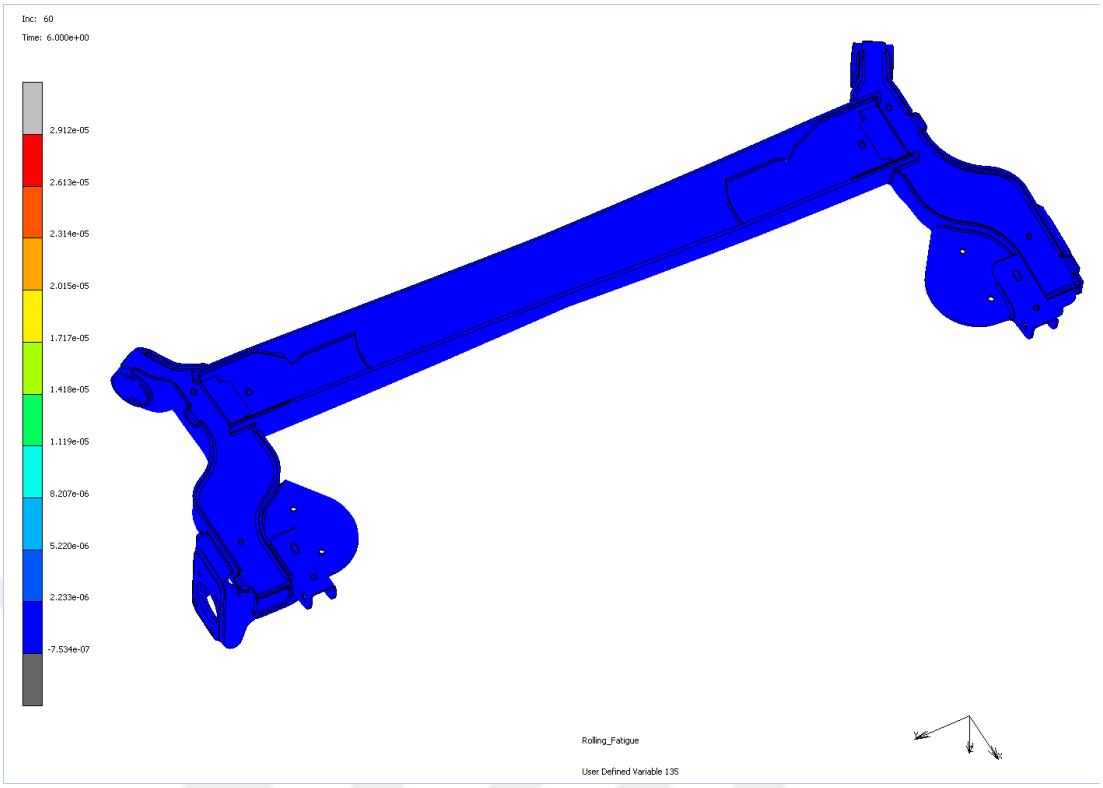
Şekil G.22. Asal gerinim için kayma gerinimi hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



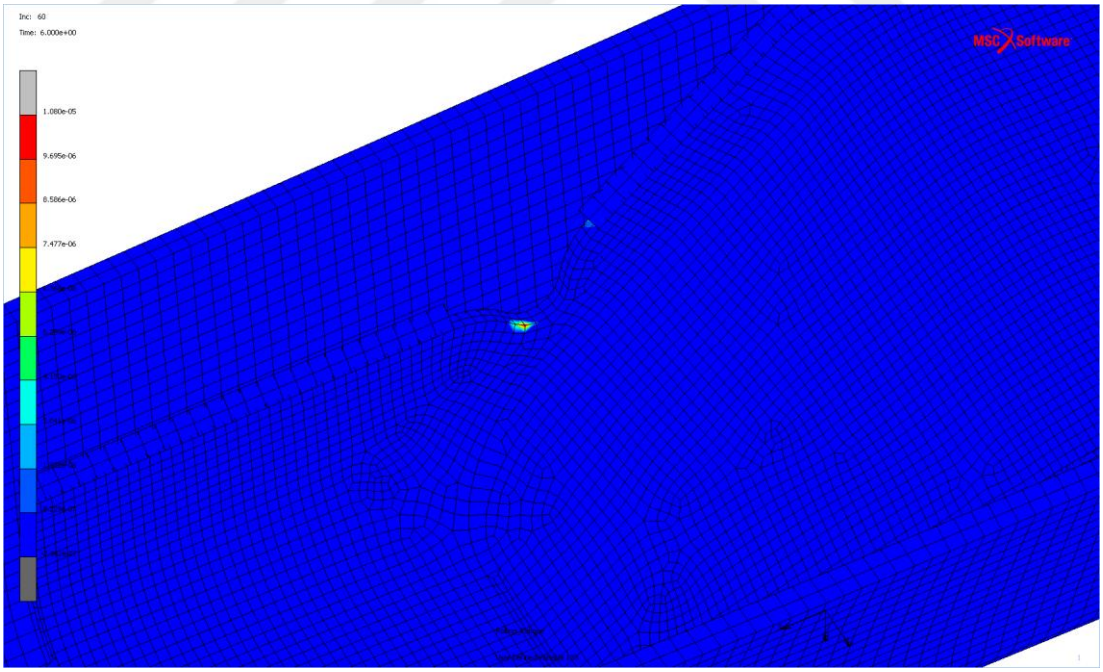
Şekil G.23. Asal gerinim için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



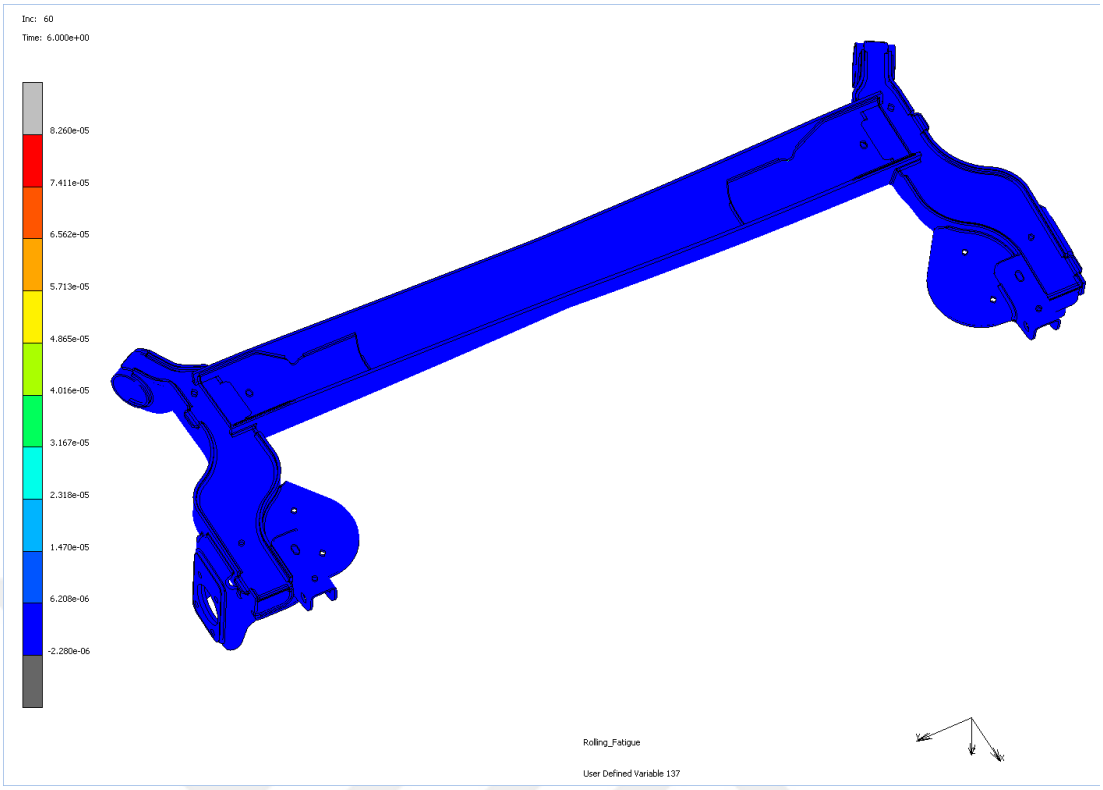
Şekil G.24. Asal gerinim için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



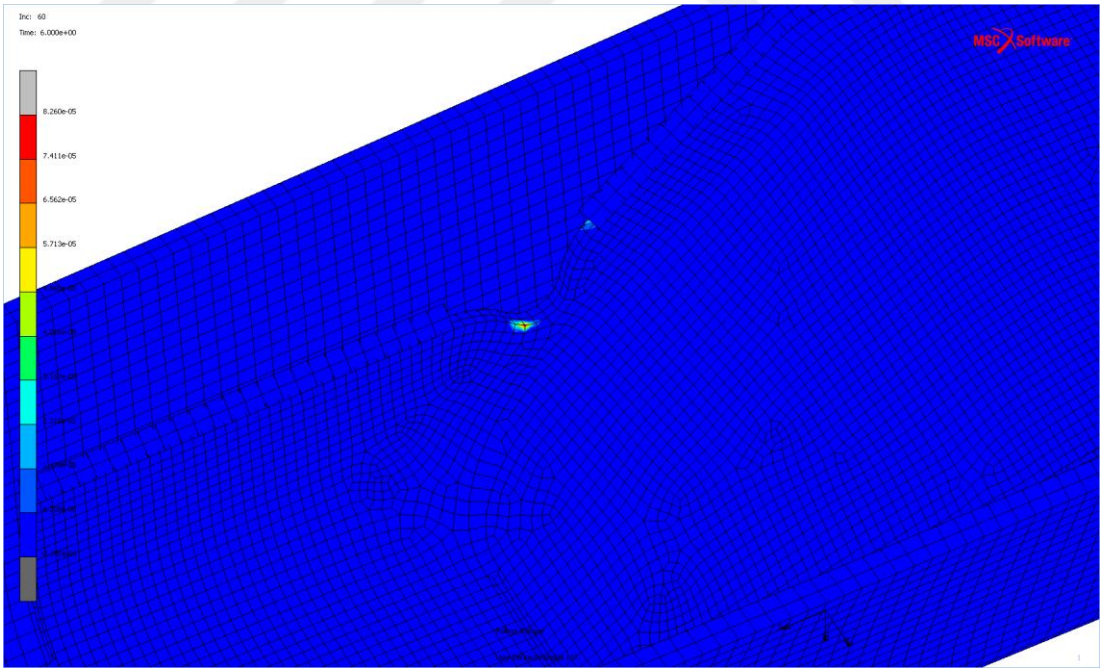
Şekil G.25. Asal Gerinim için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



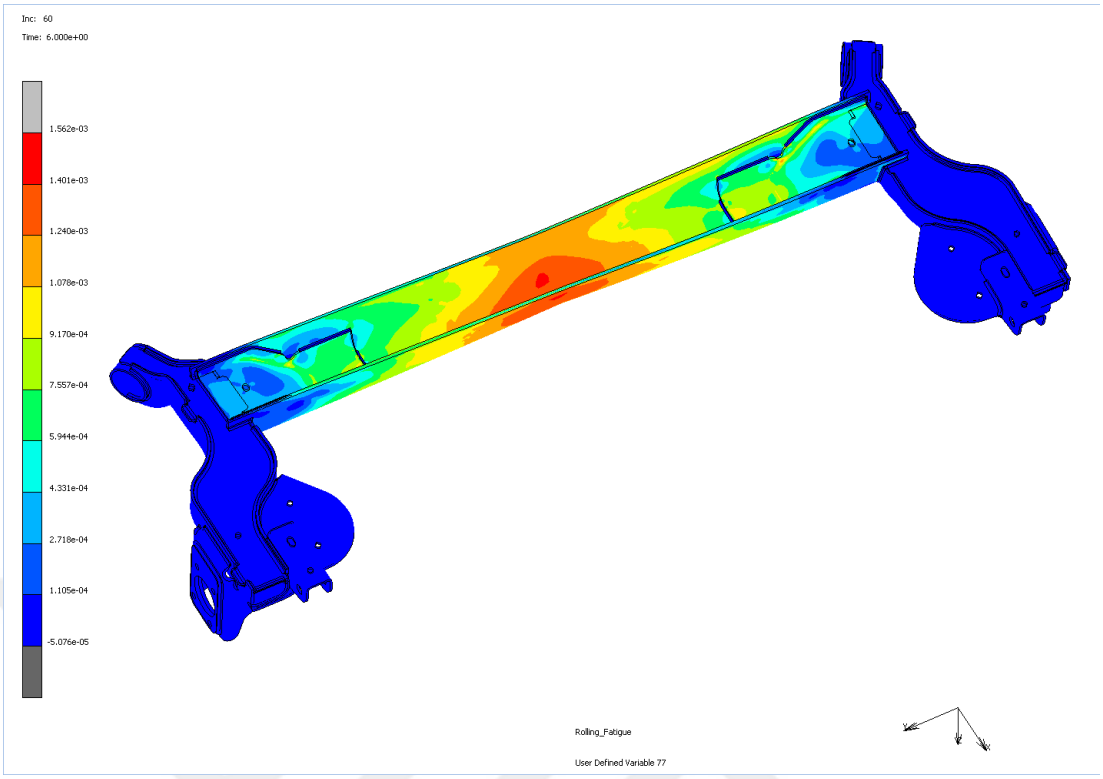
Şekil G.26. Asal Gerinim için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



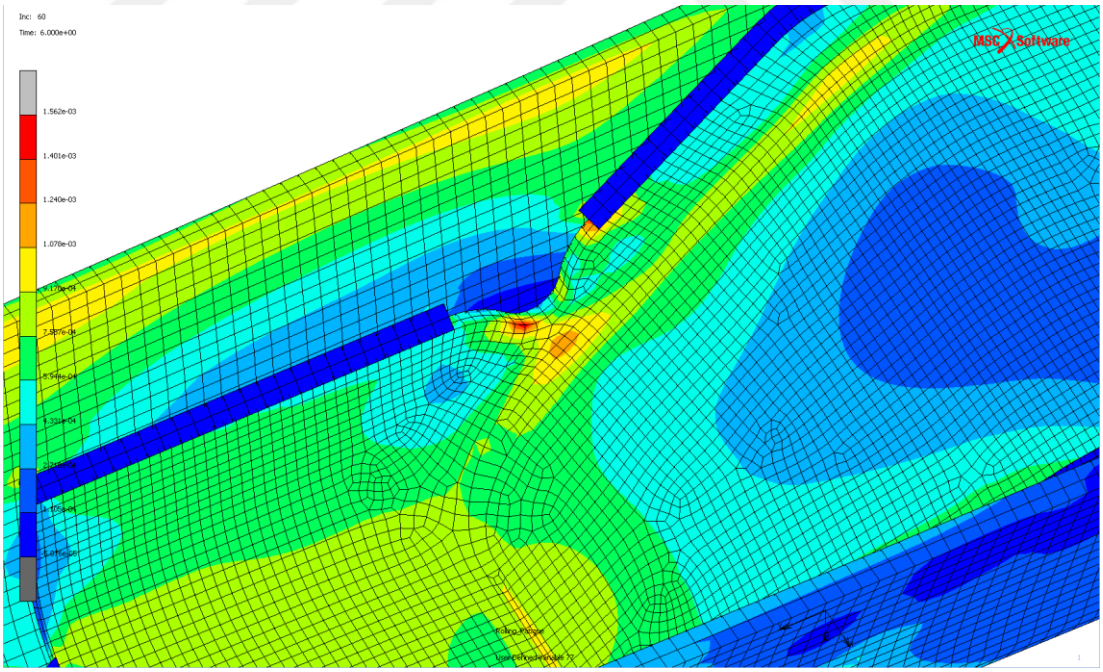
Şekil G.27. Asal gerinim için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



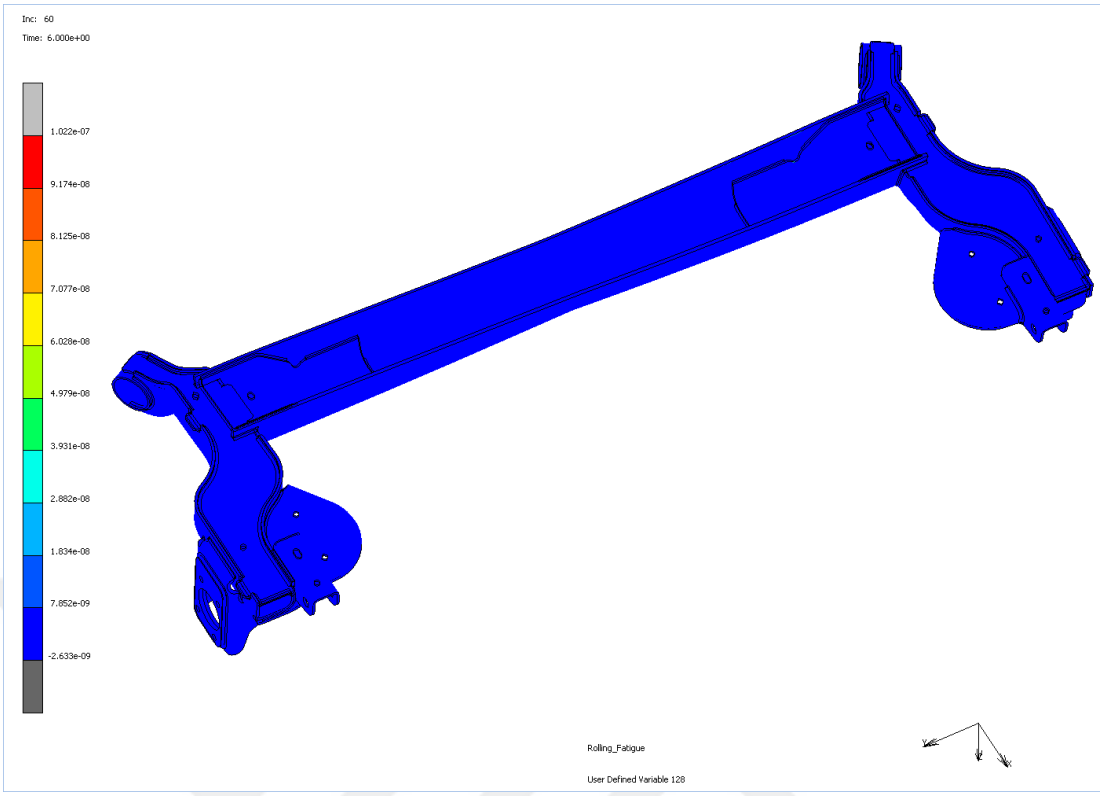
Şekil G.28. Asal gerinim için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



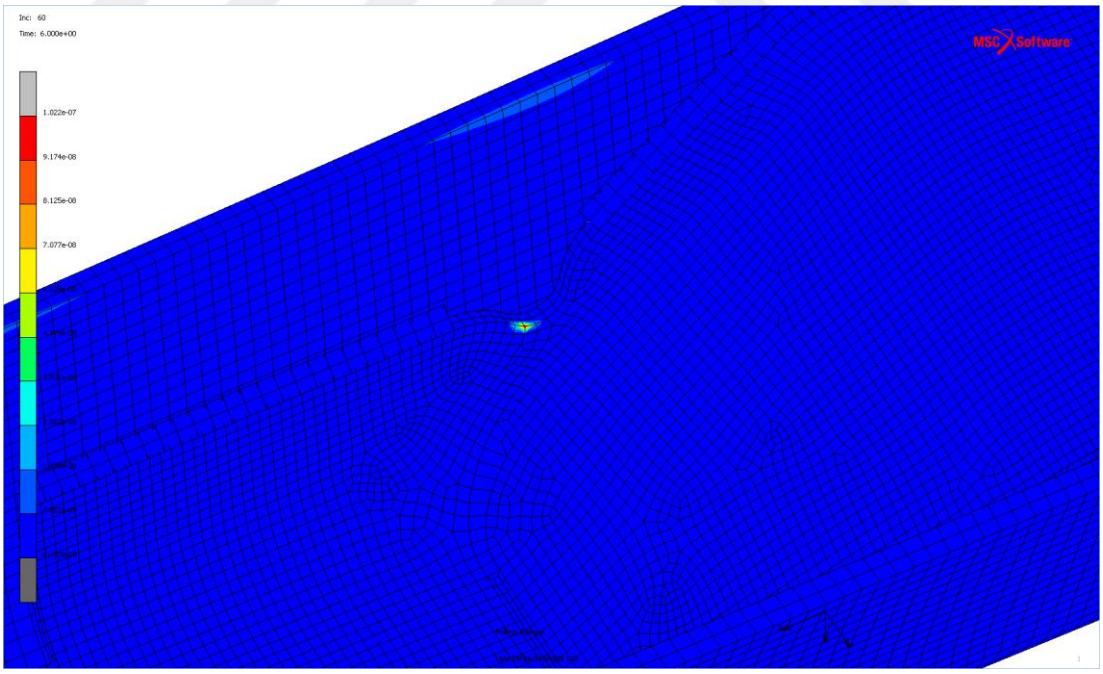
Şekil G.29. Von Mises gerinim genliği



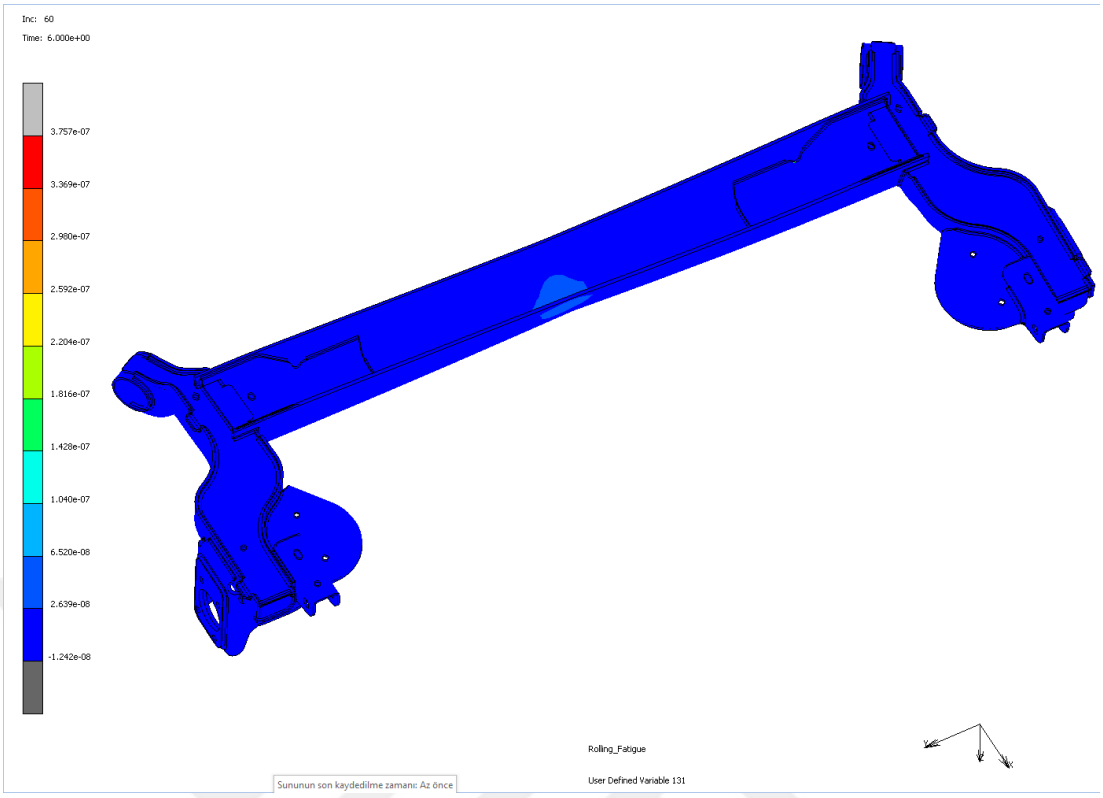
Şekil G.30. Von Mises gerinim genliği iç braket eşdeğer gerinim



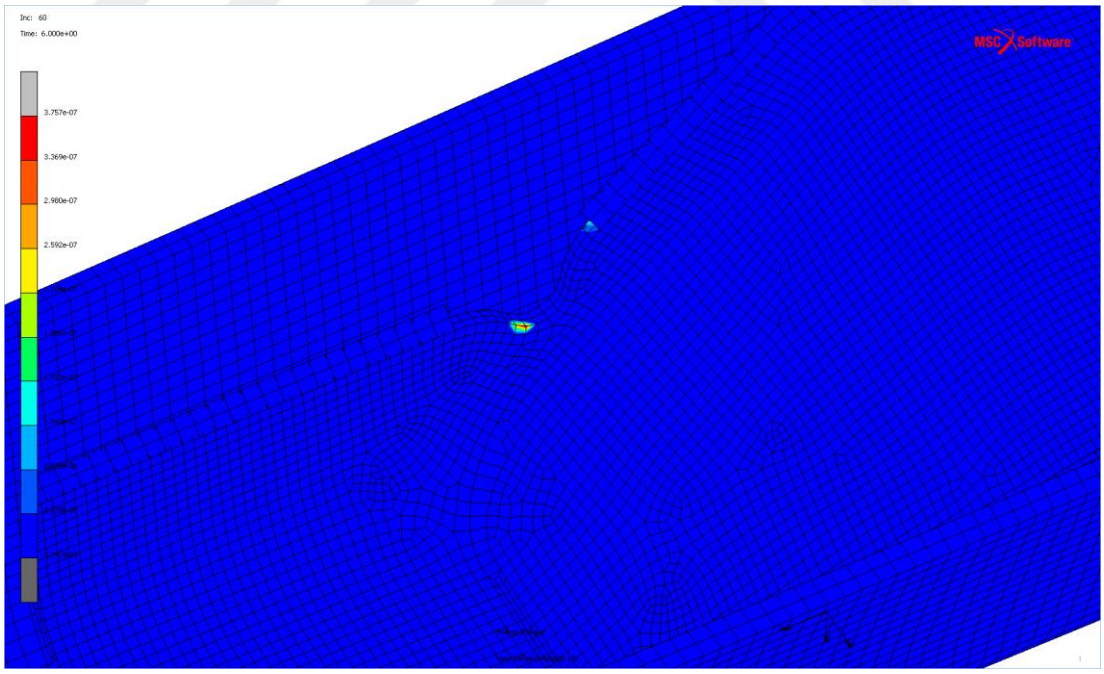
Şekil G.31. Von Mises gerinimi için SWT hasar modeli ile hasar oluşumu



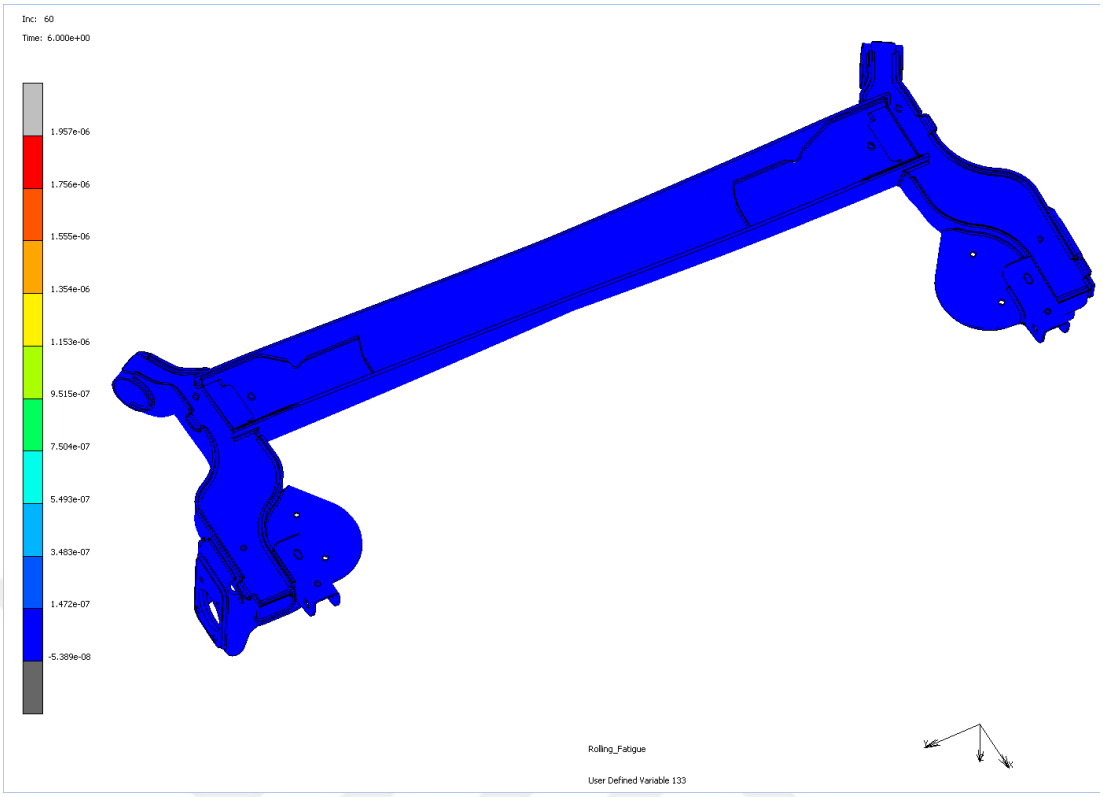
Şekil G.32. Von Mises gerinimi için SWT hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



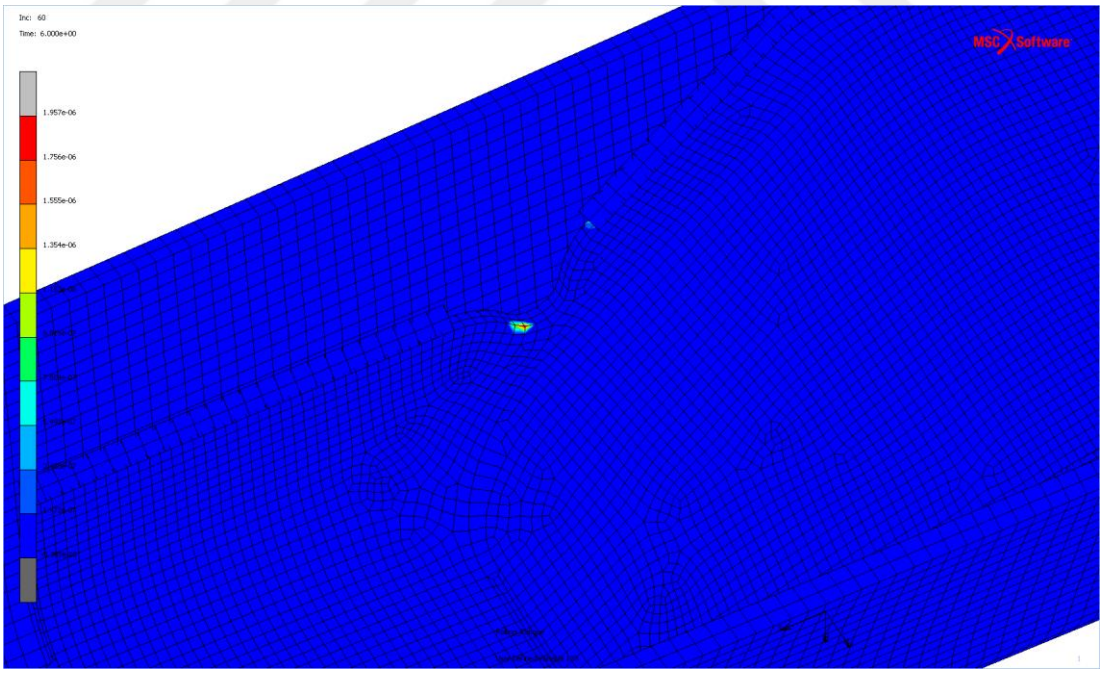
Şekil G.33. Von Mises gerinimi için kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu



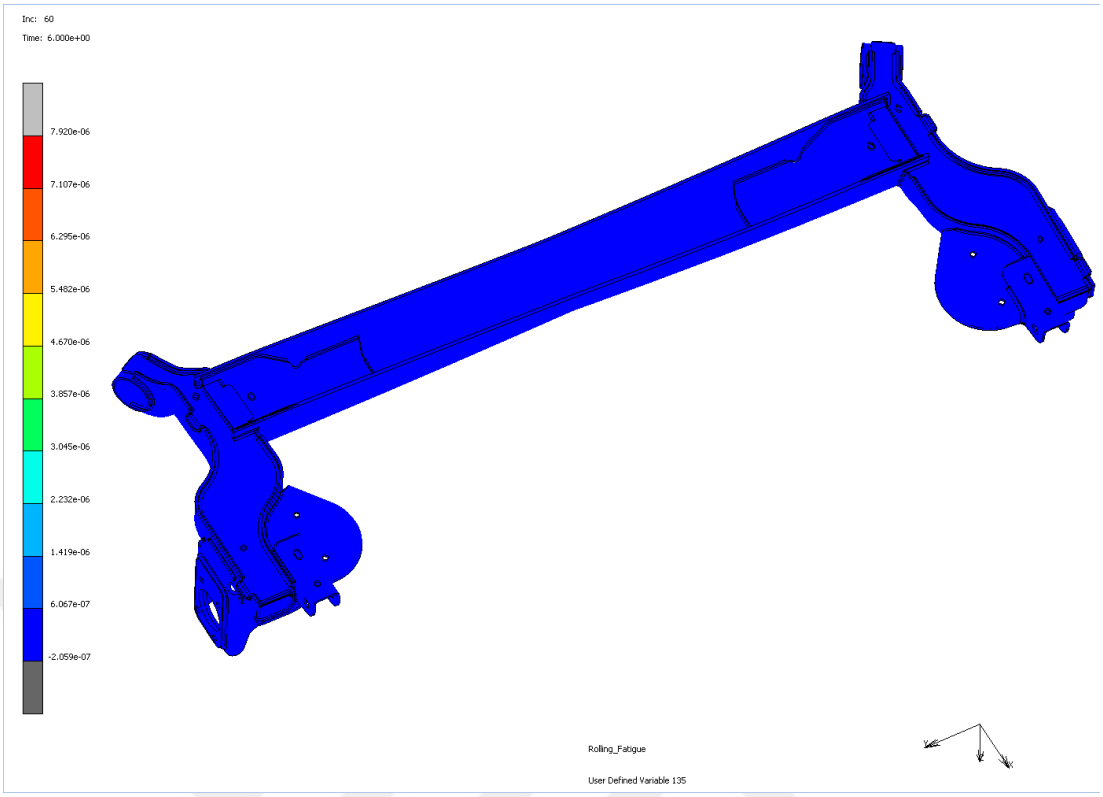
Şekil G.34. Von Mises gerinimi için kayma gerinimi hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



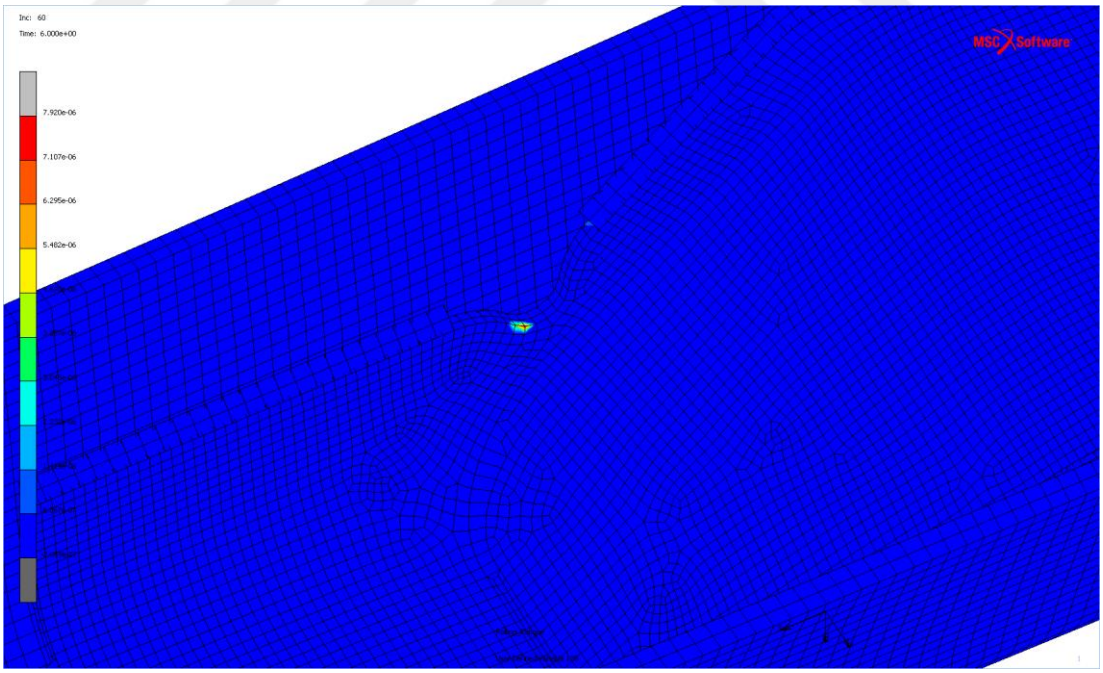
Şekil G.35. Von Mises gerinimi için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



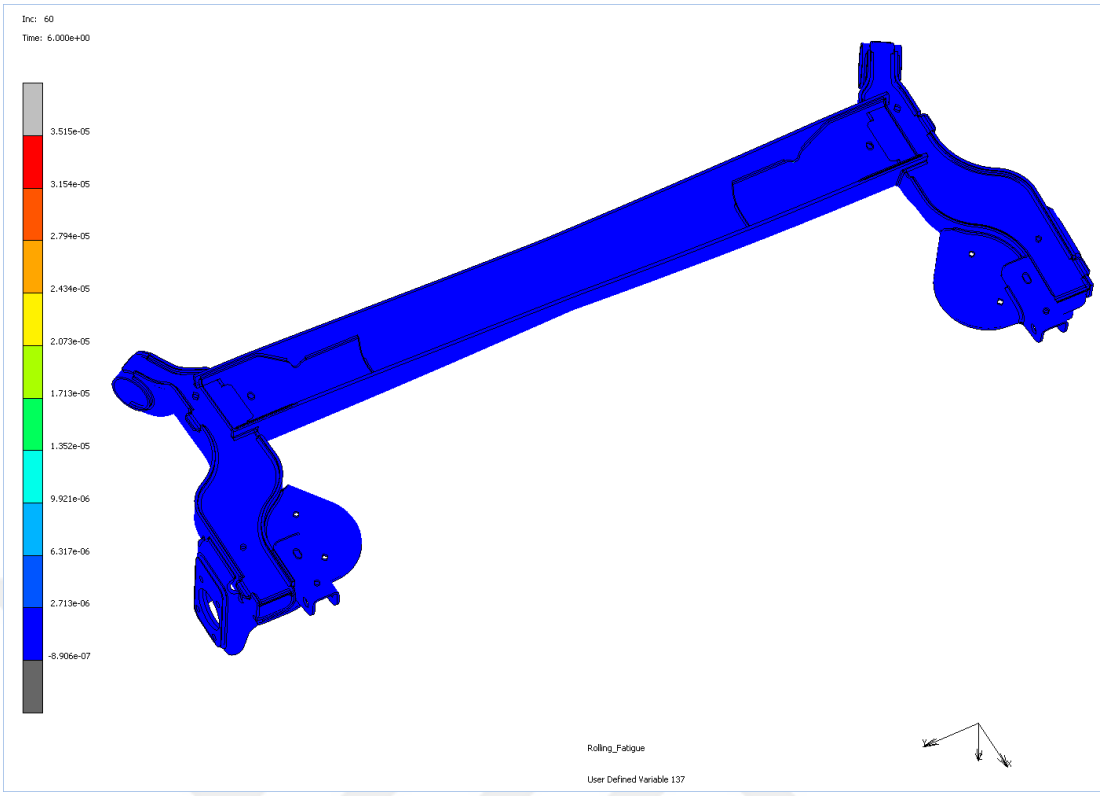
Şekil G.36. Von Mises gerinimi için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



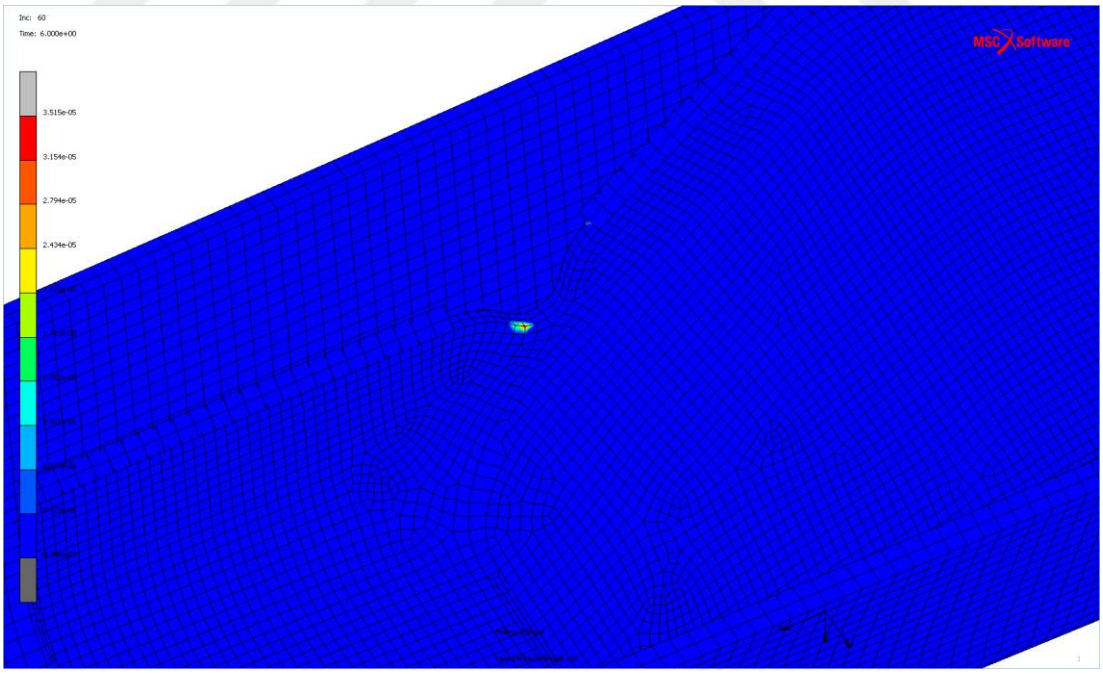
Şekil G.37. Von Mises gerinimi için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



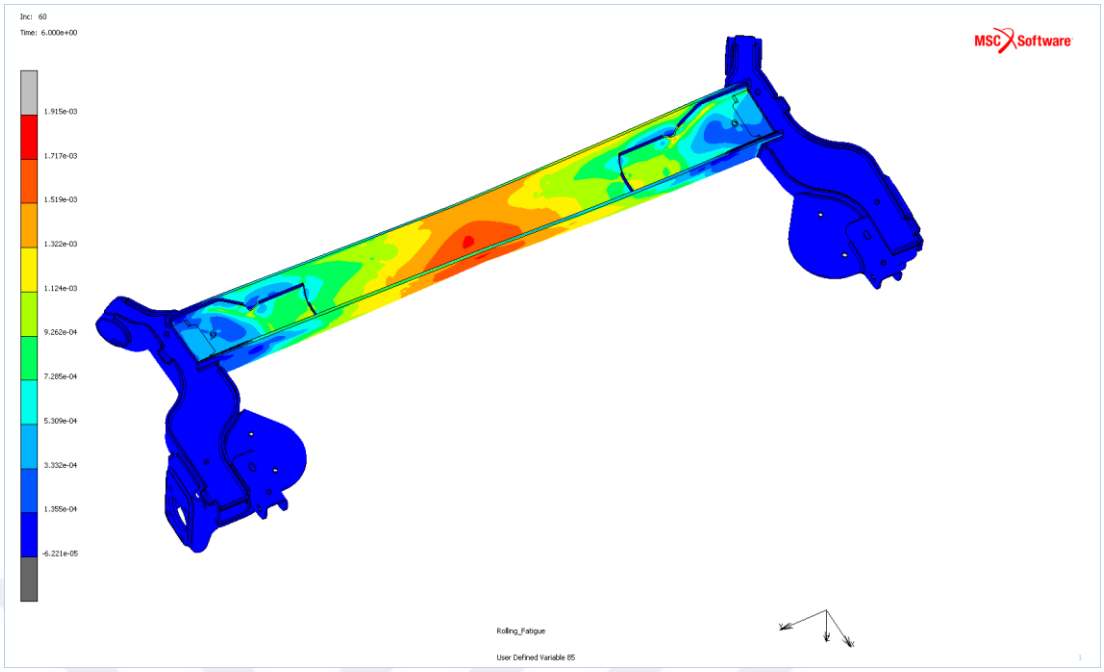
Şekil G.38. Von Mises gerinimi için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



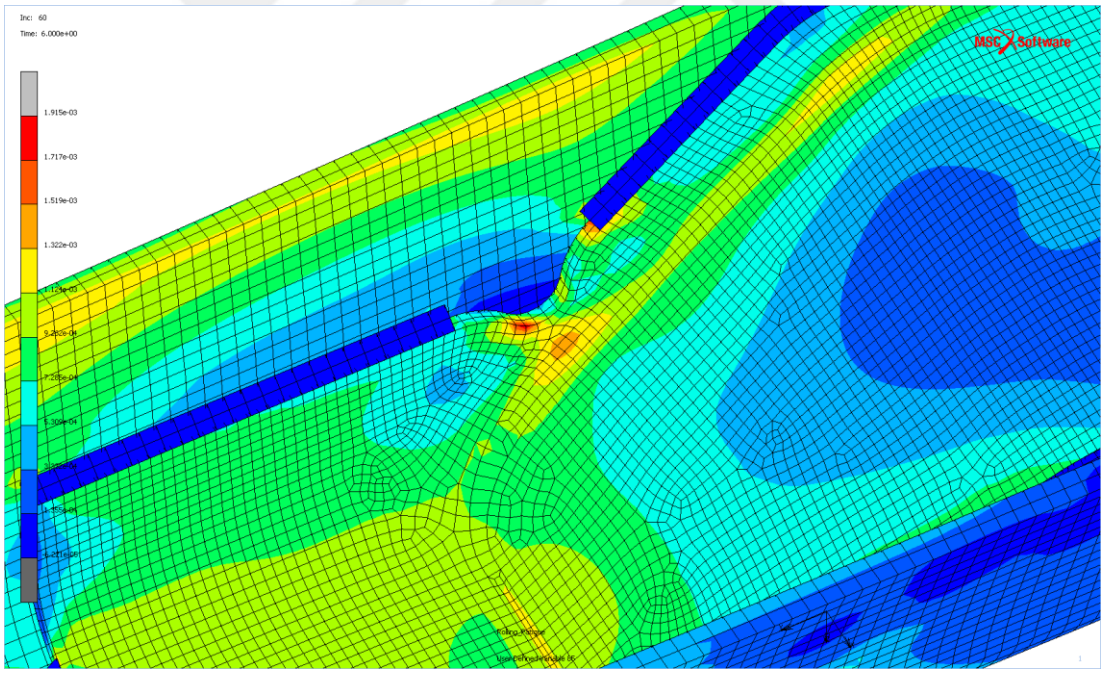
Şekil G.39. Von Mises gerinimi için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



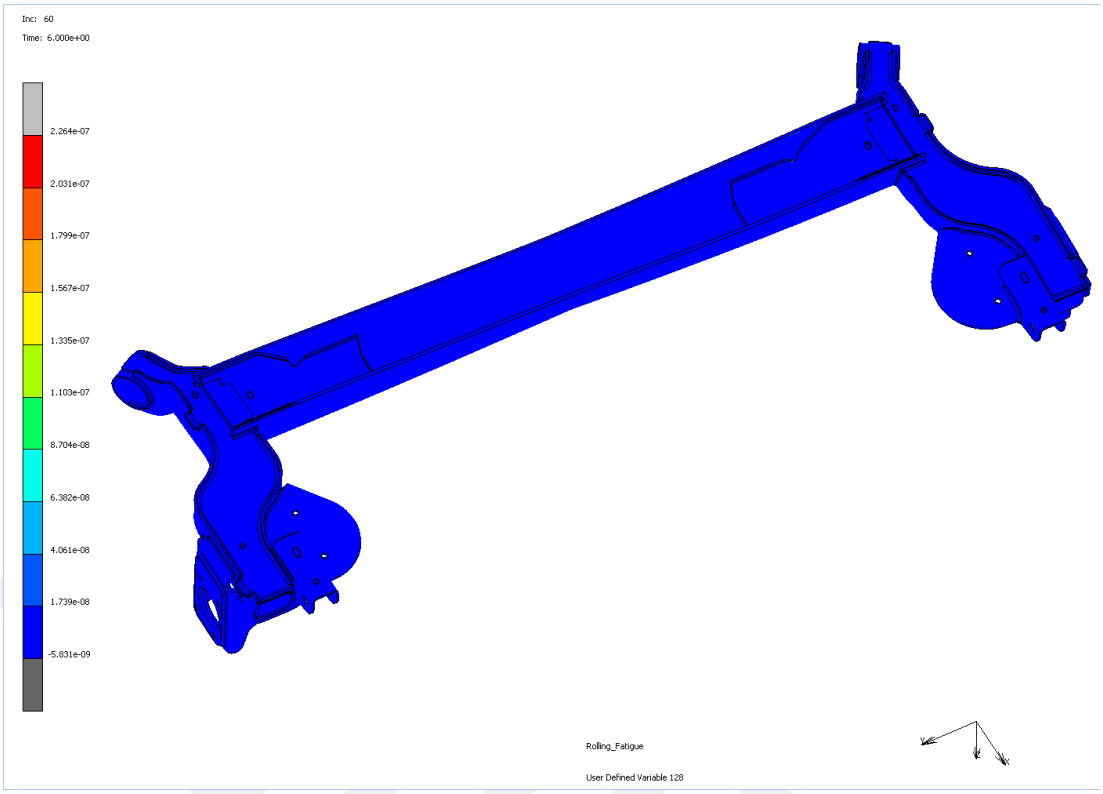
Şekil G.40. Von Mises gerinimi için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



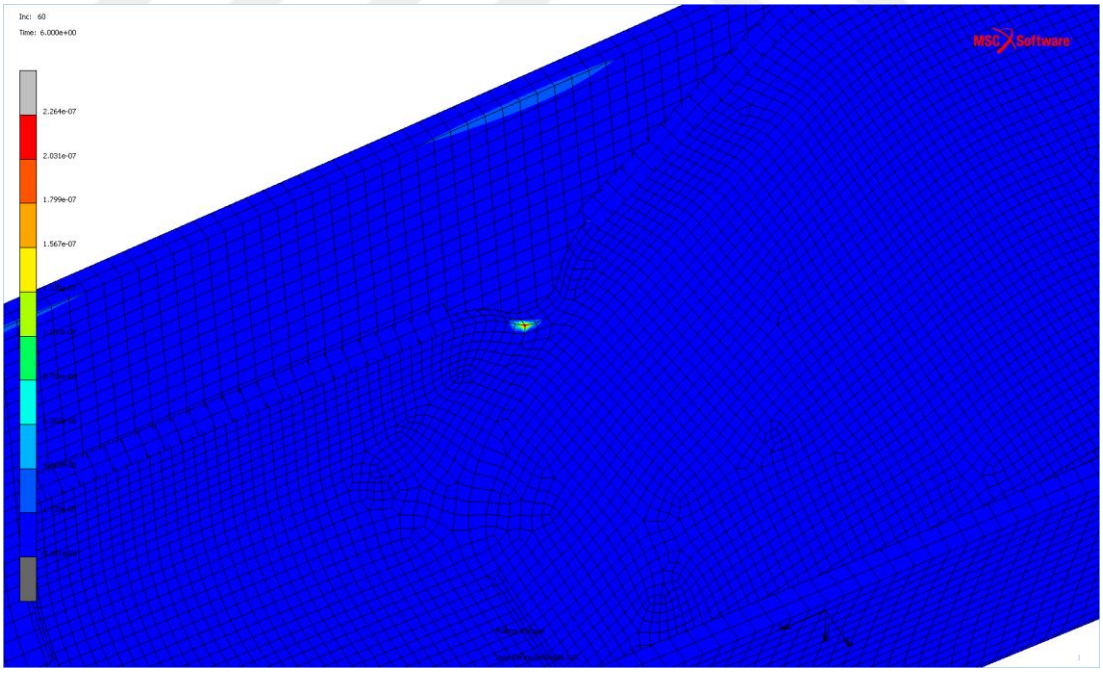
Şekil G.41. Oktahedral gerinim genliği



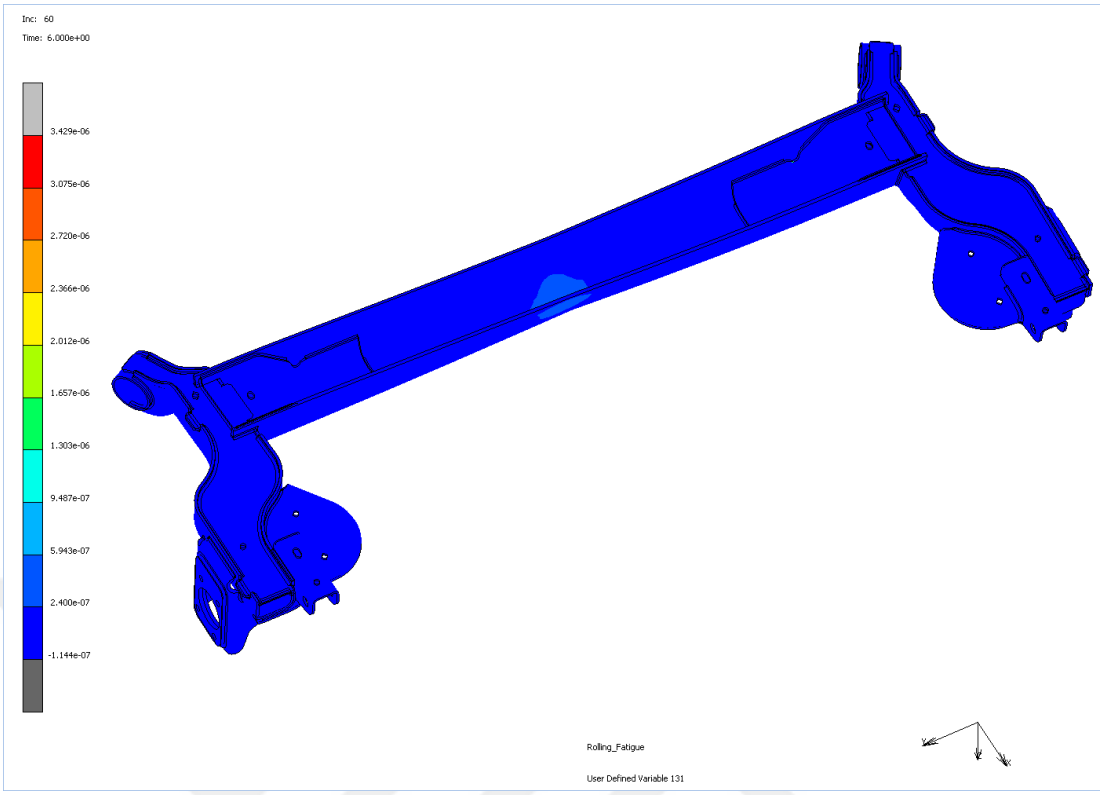
Şekil G.42. Oktahedral gerinim genliği iç braket eşdeğer gerinim



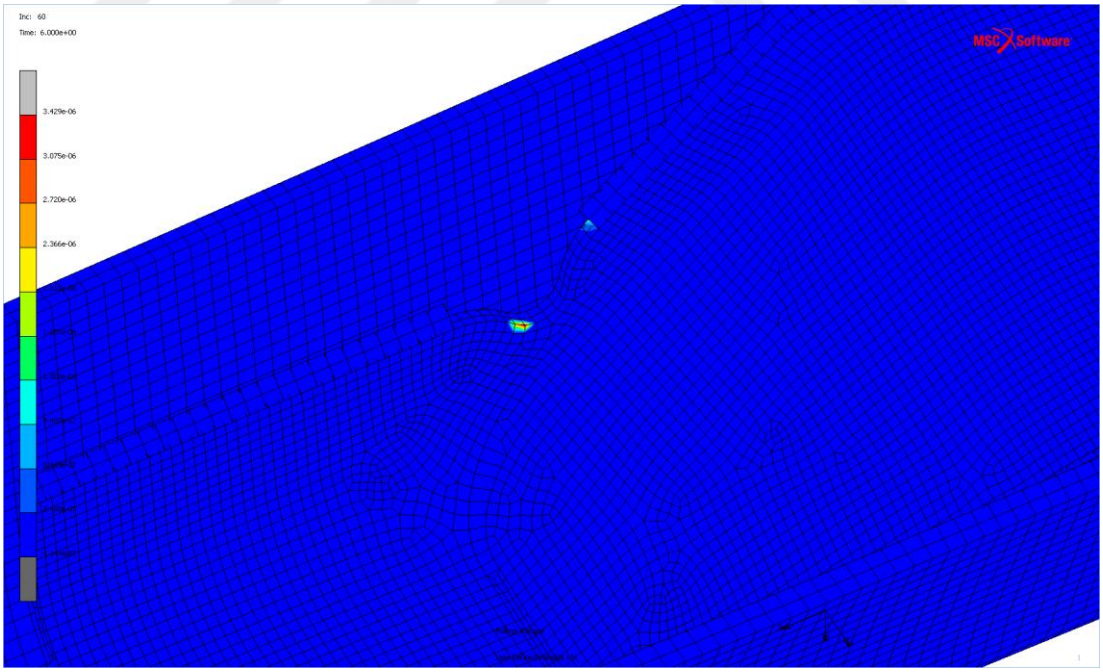
Şekil G.43. Oktahedral gerinim için SWT hasar modeli ile hasar oluşumu



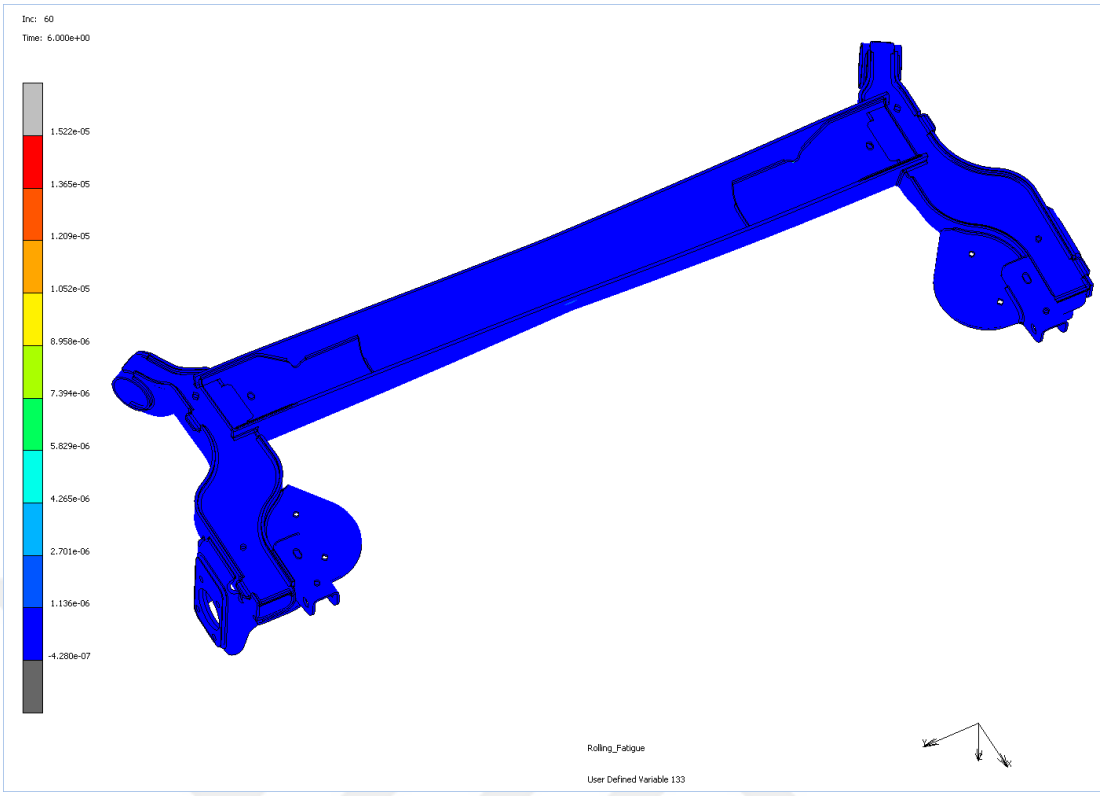
Şekil G.44. Oktahedral gerinim için SWT hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



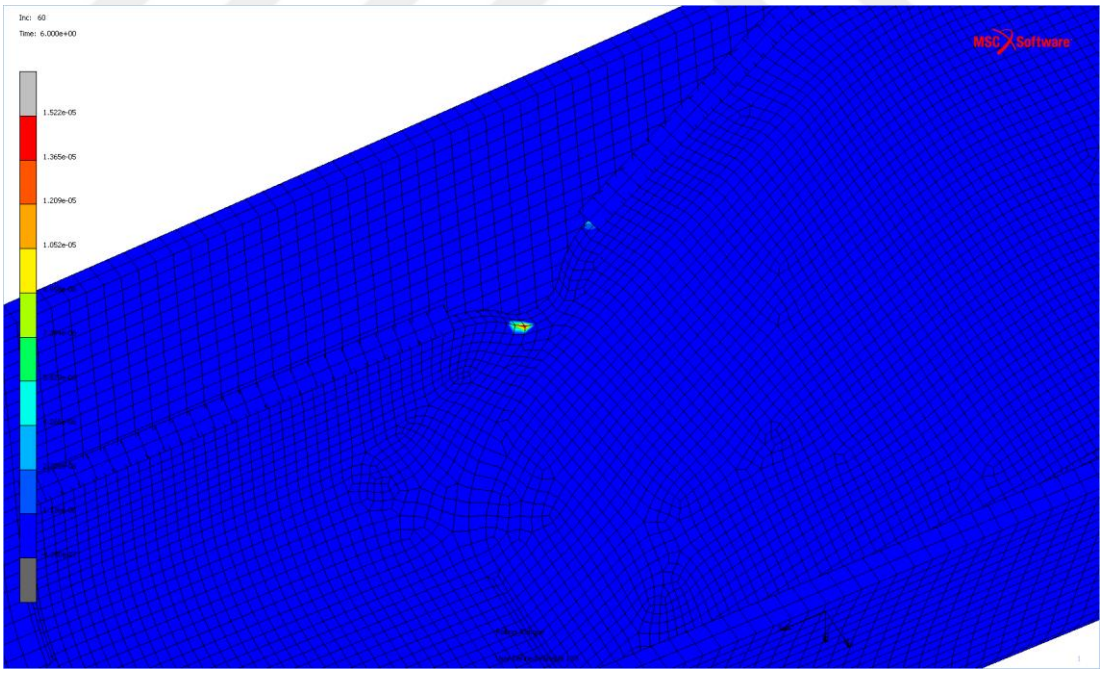
Şekil G.45. Oktahedral gerinim için kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu



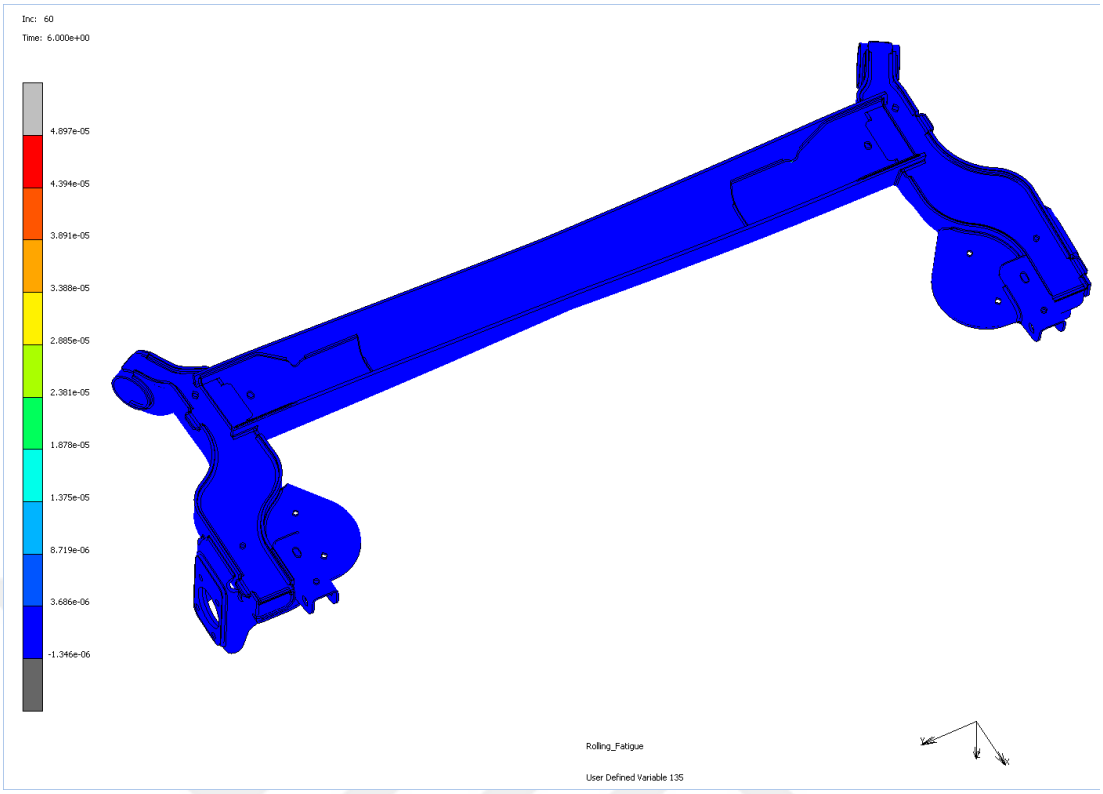
Şekil G.46. Oktahedral gerinim için kayma gerinimi hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



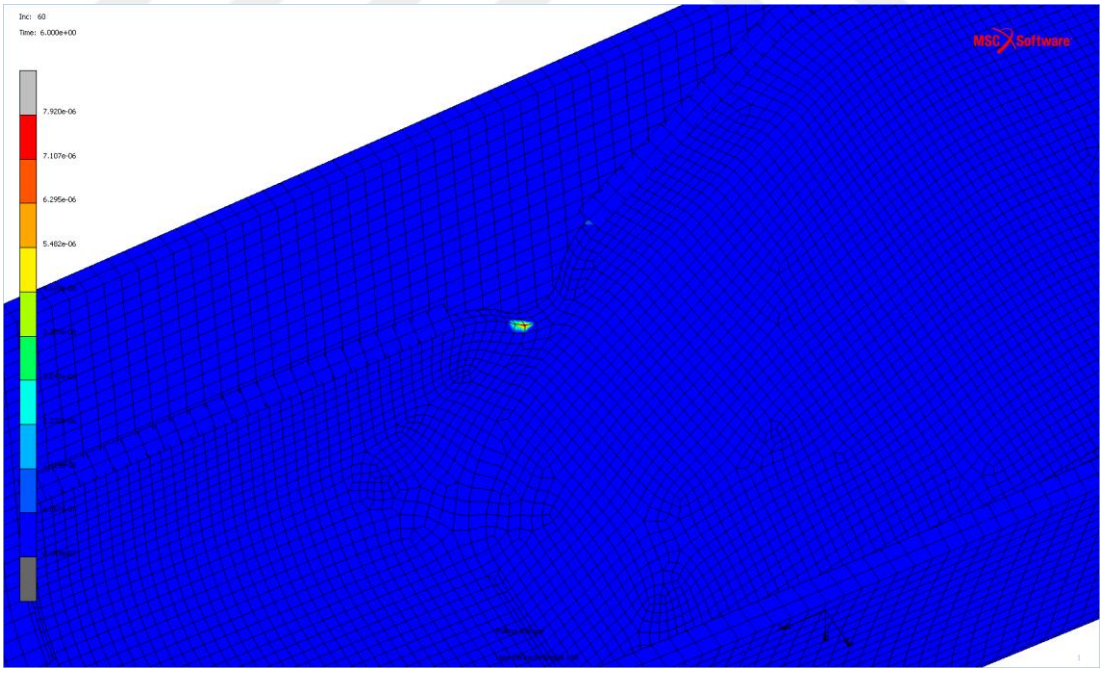
Şekil G.47. Oktahedral gerinim için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



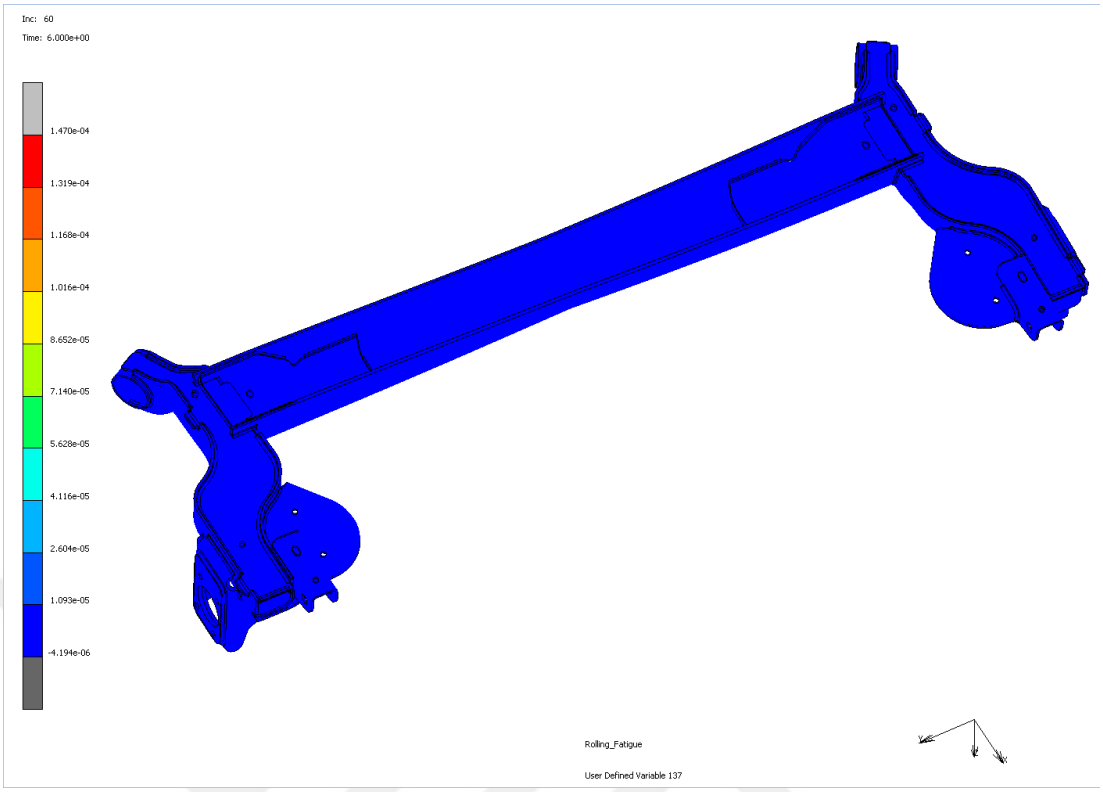
Şekil G.48. Oktahedral gerinim için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



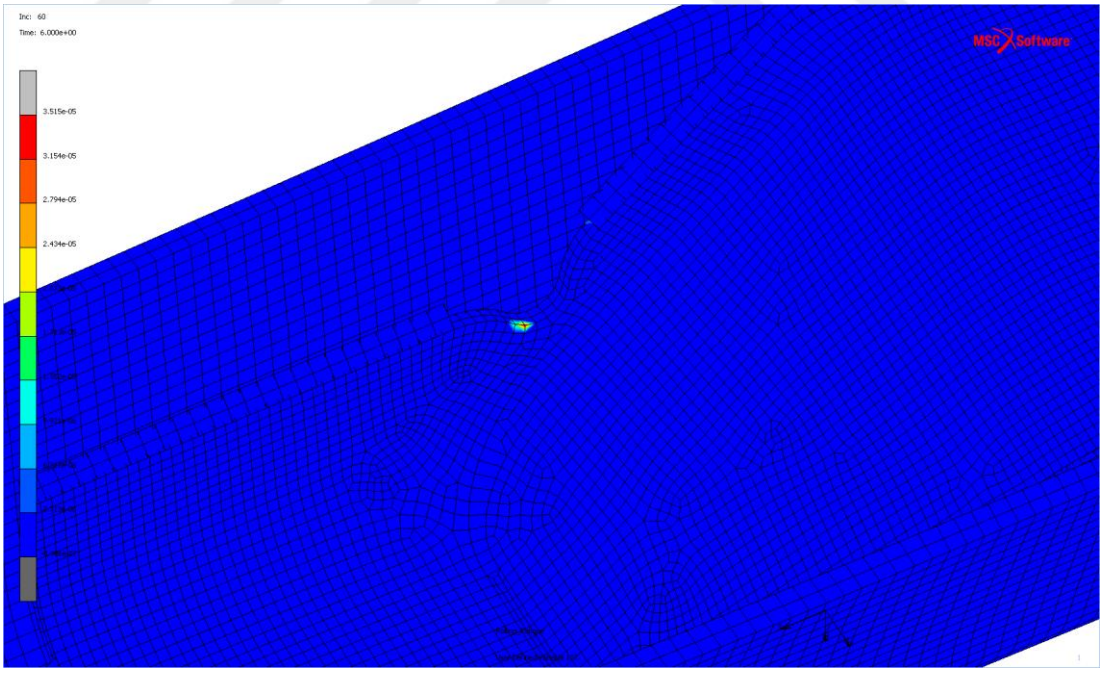
Şekil G.49. Oktahedral gerinim için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



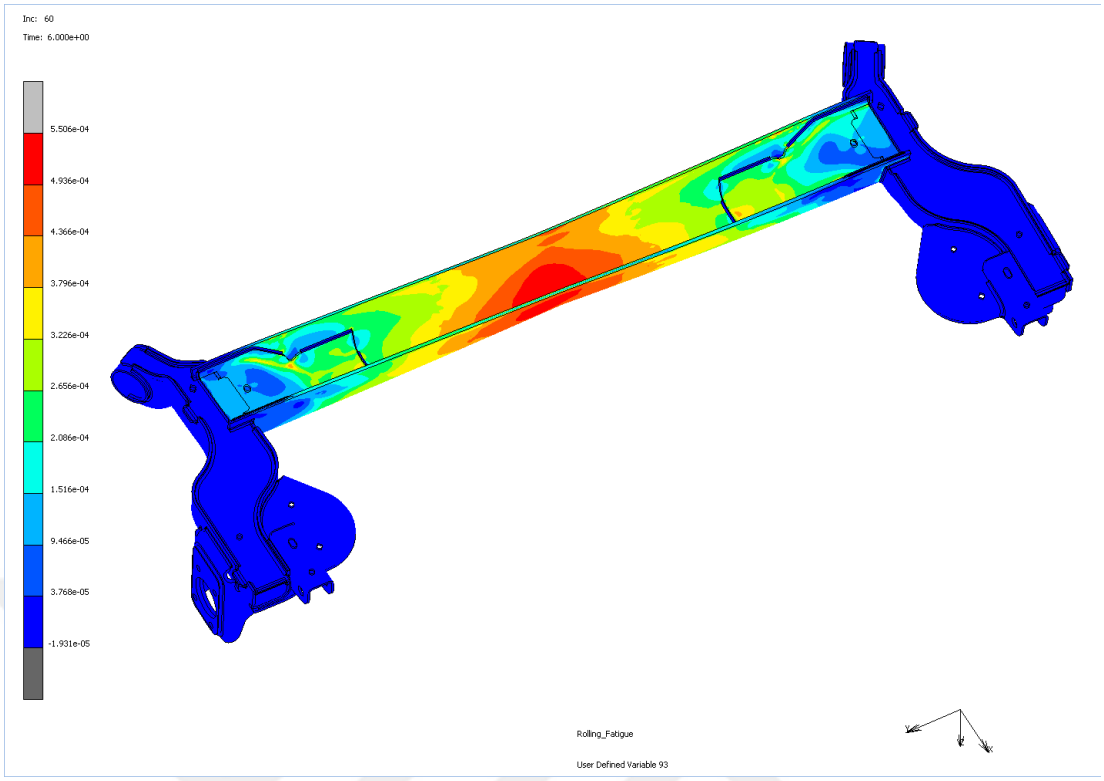
Şekil FG50. Oktahedral Gerinim için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



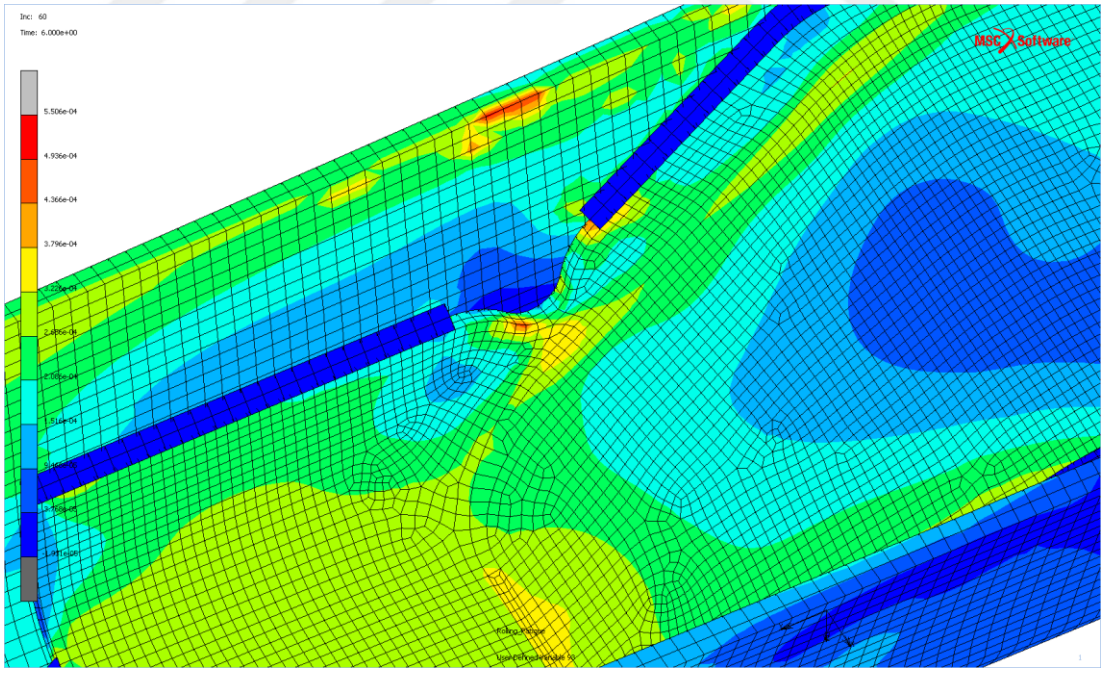
Şekil G.51. Oktahedral gerinim için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



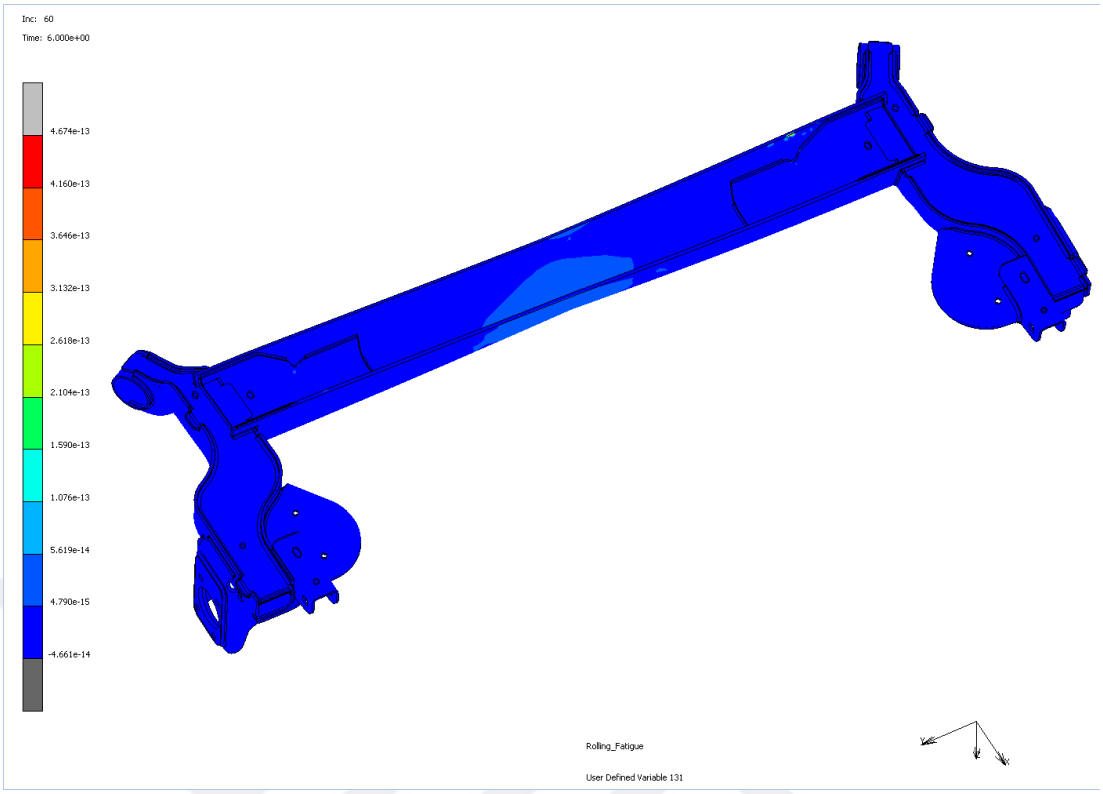
Şekil G.52. Oktahedral gerinim için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



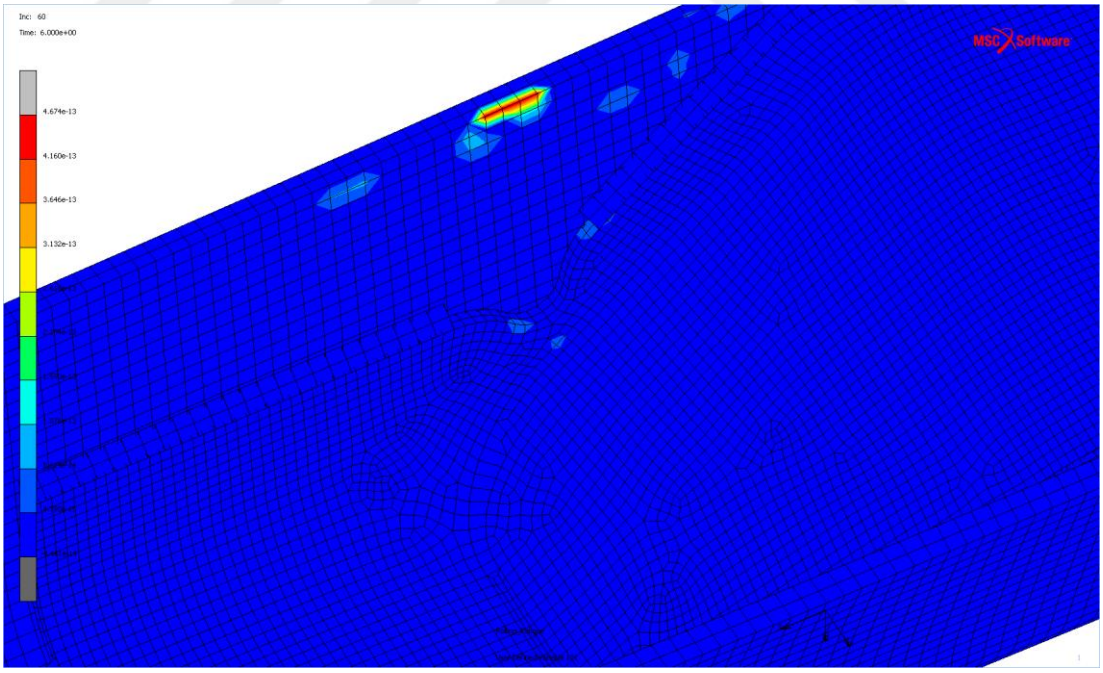
Şekil G.53. Normal gerinim genliği



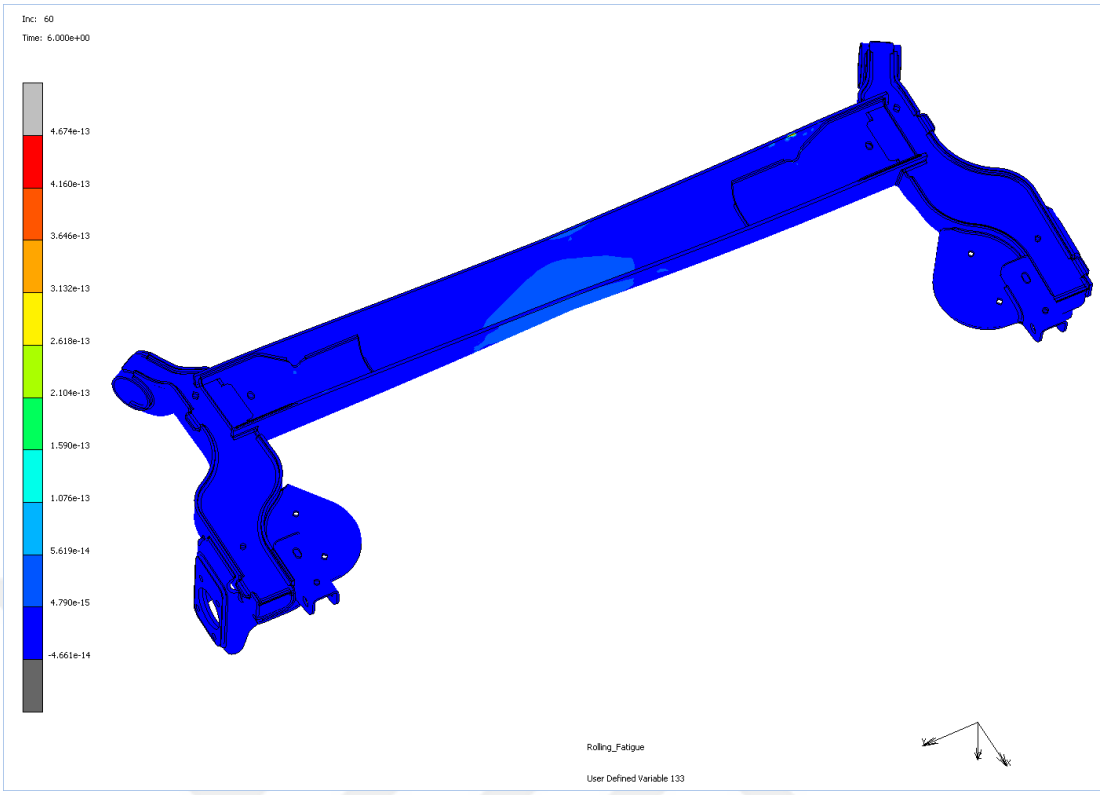
Şekil G.54. Normal gerinim genliği iç braket eşdeğer gerinim



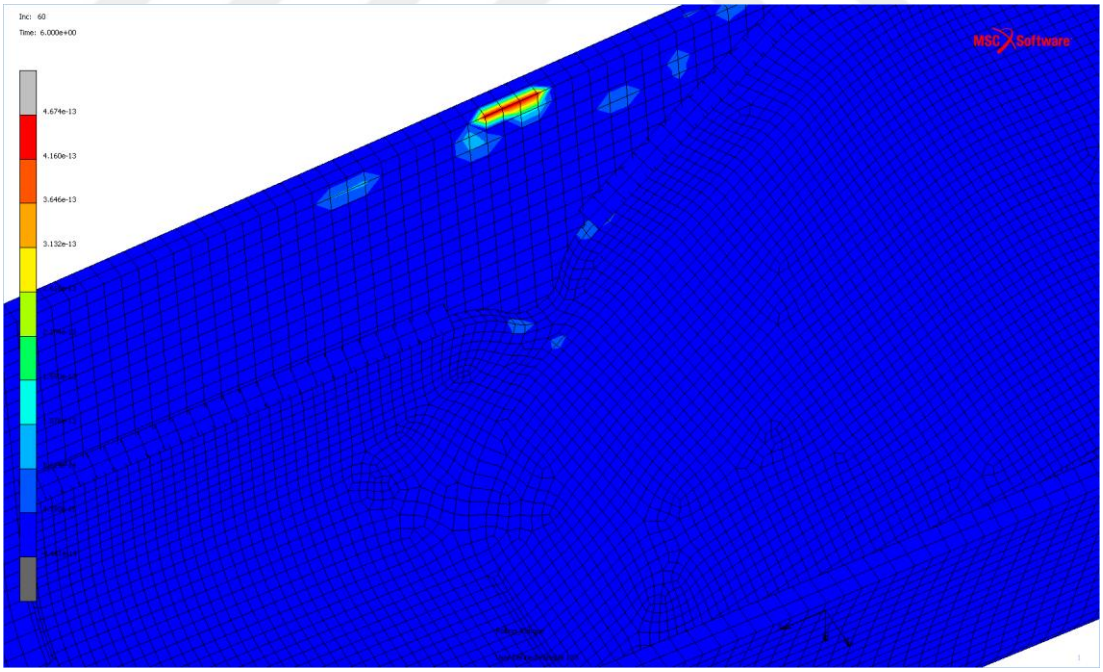
Şekil G.55. Normal gerinim için kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu



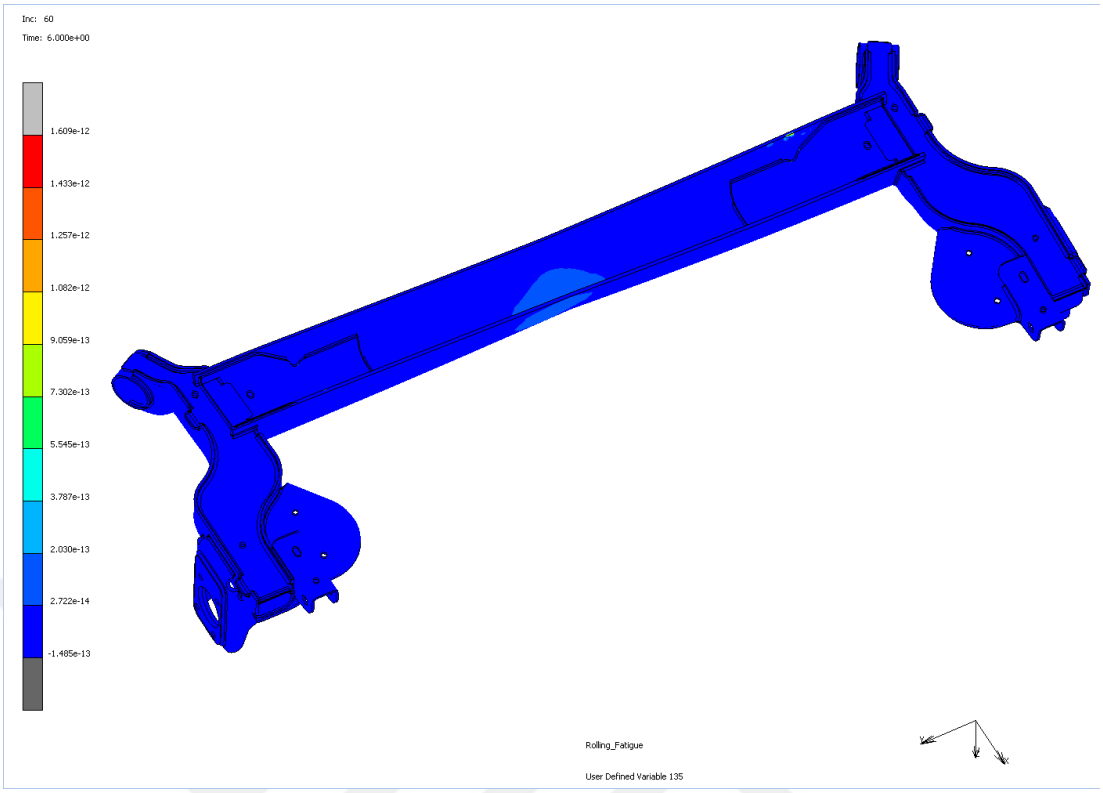
Şekil G.56. Normal gerinim için kayma gerinimi hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



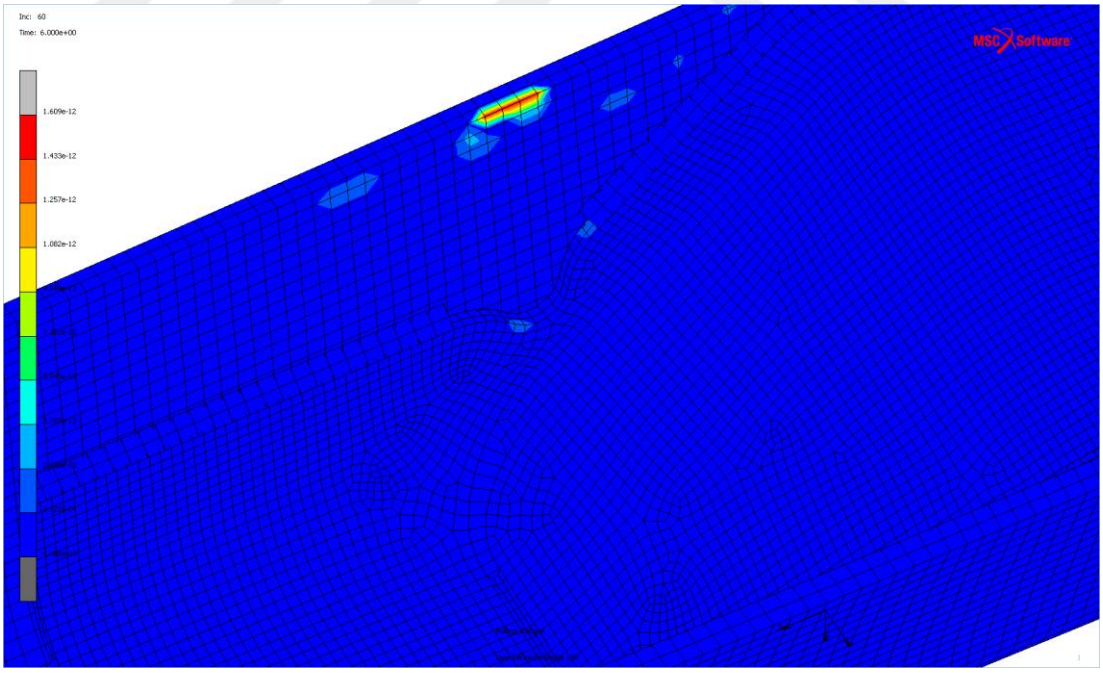
Şekil G.57. Normal gerinim için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



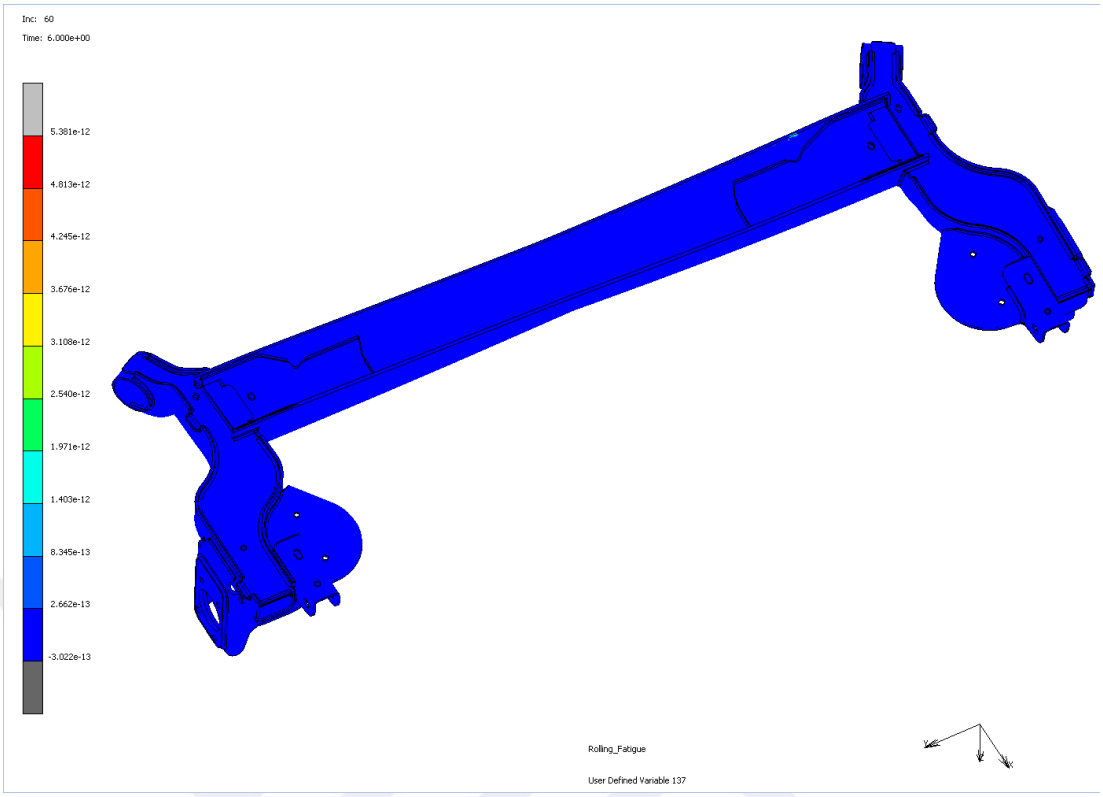
Şekil G.58. Normal gerinim için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



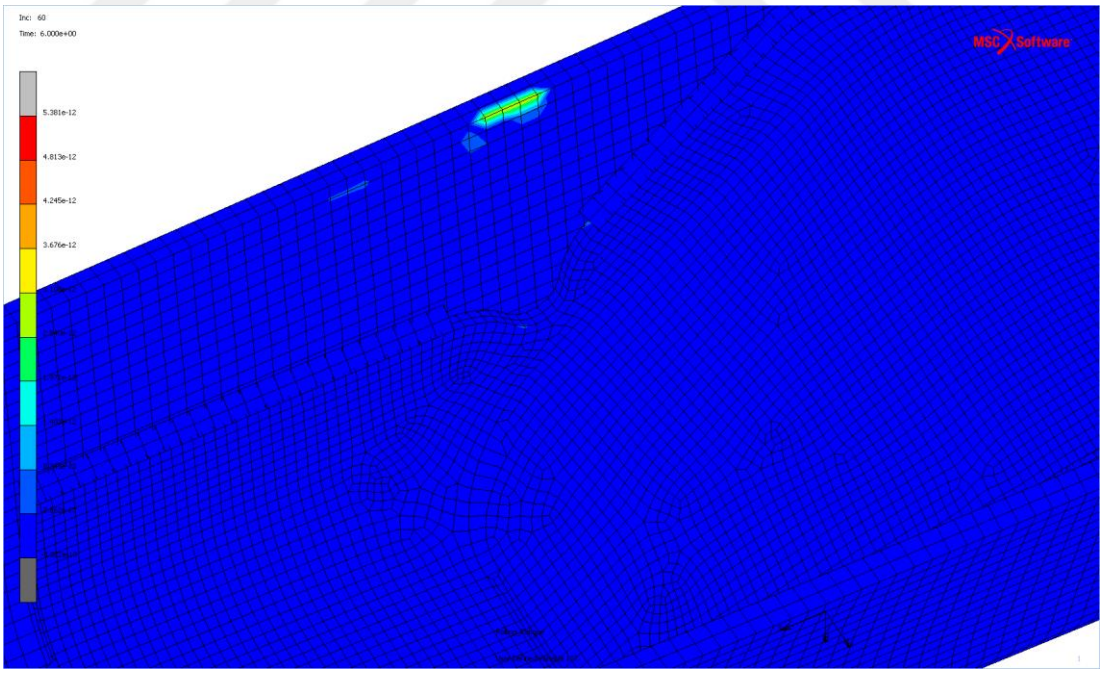
Şekil G.59. Normal Gerinim için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



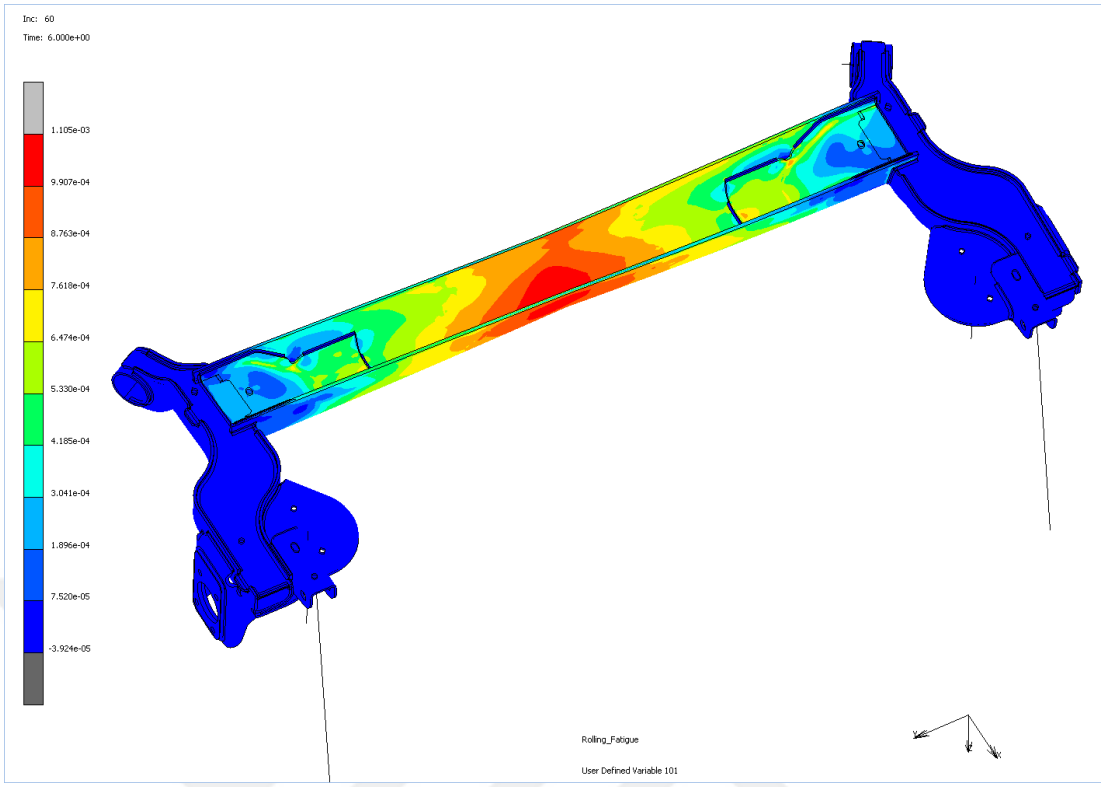
Şekil G.60. Normal Gerinim için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



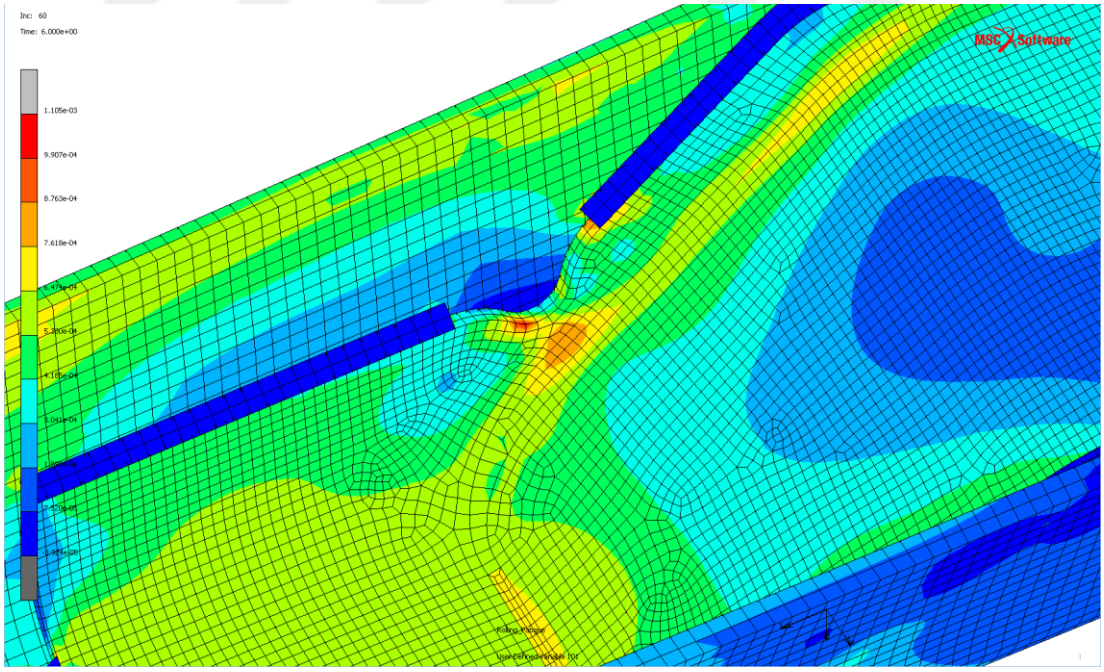
Şekil G.61. Normal gerinim için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



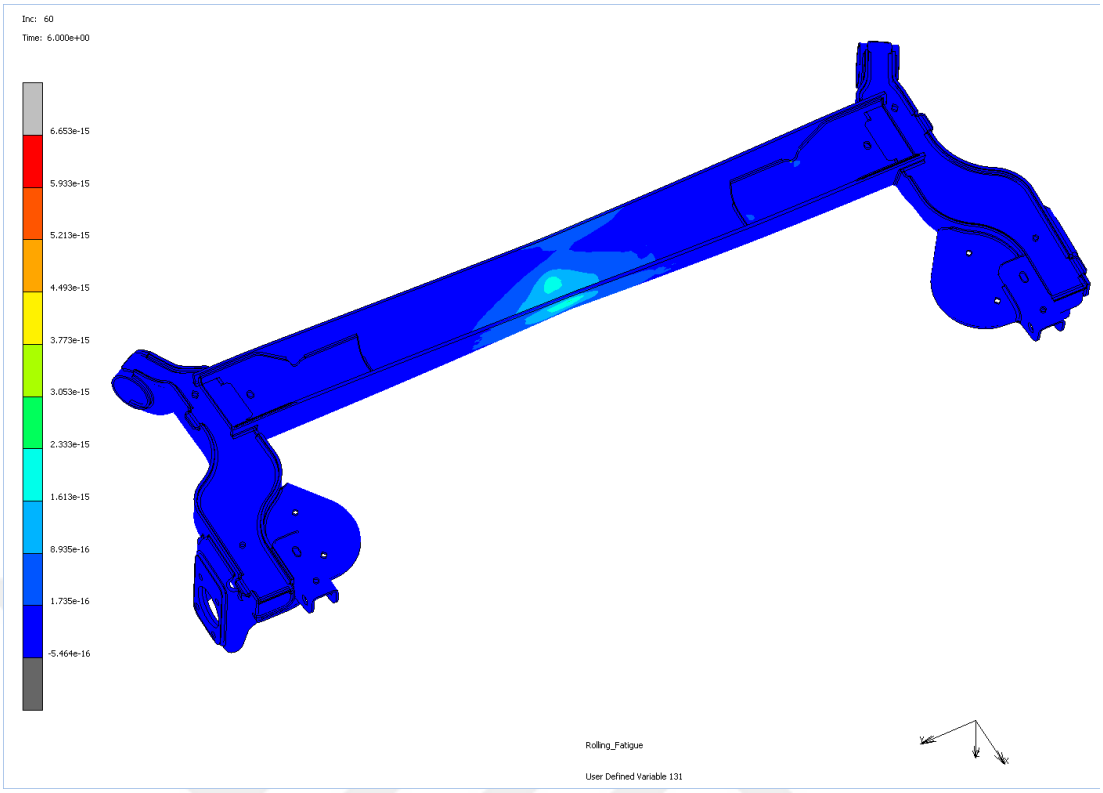
Şekil G.62. Normal gerinim için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



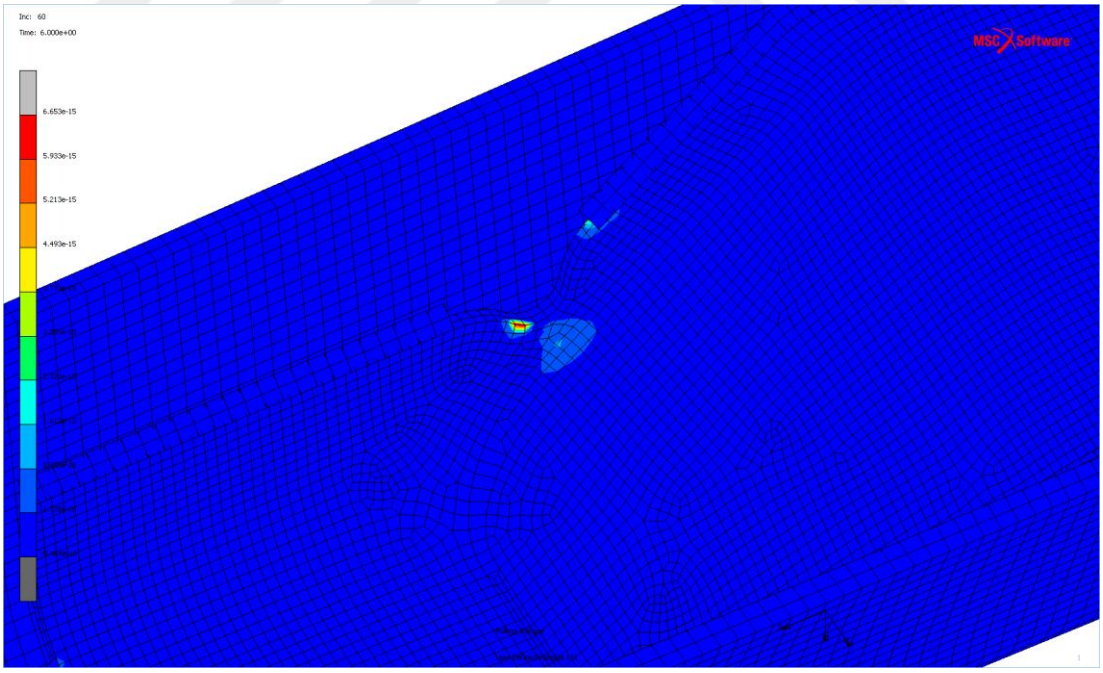
Şekil G.63. Tresca gerinim genliği



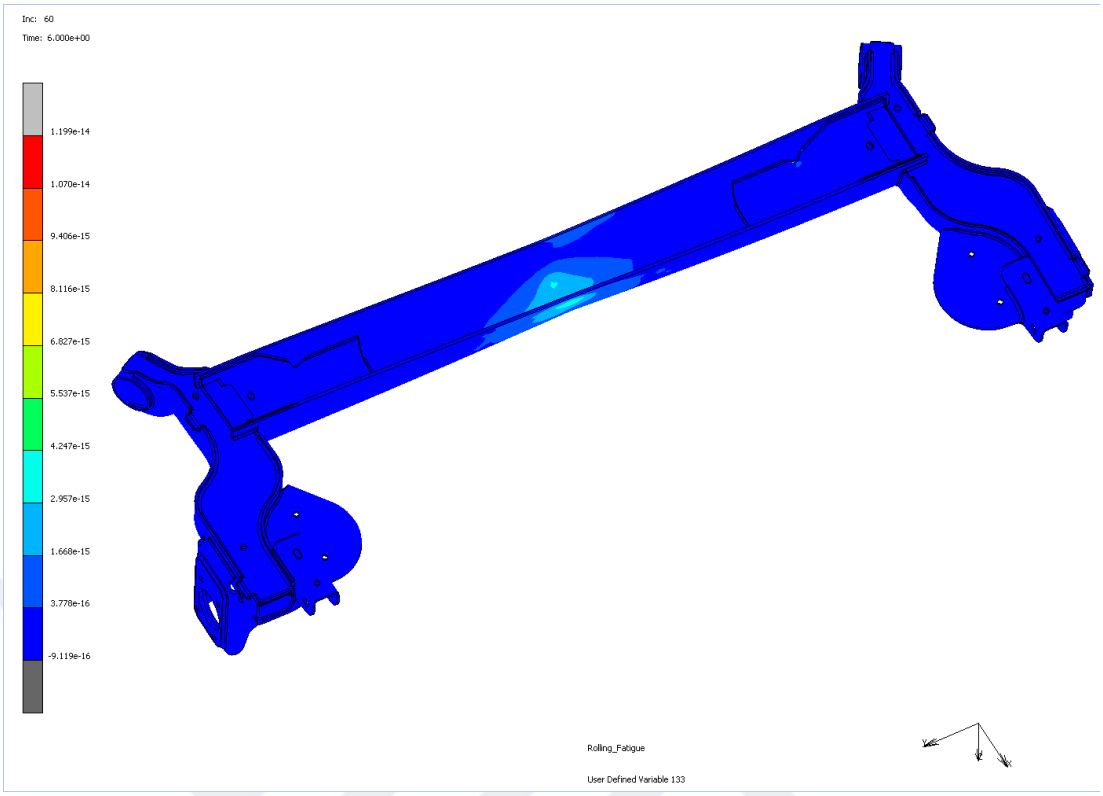
Şekil G.64. Tresca gerinim genliği iç braket eşdeğer gerinim



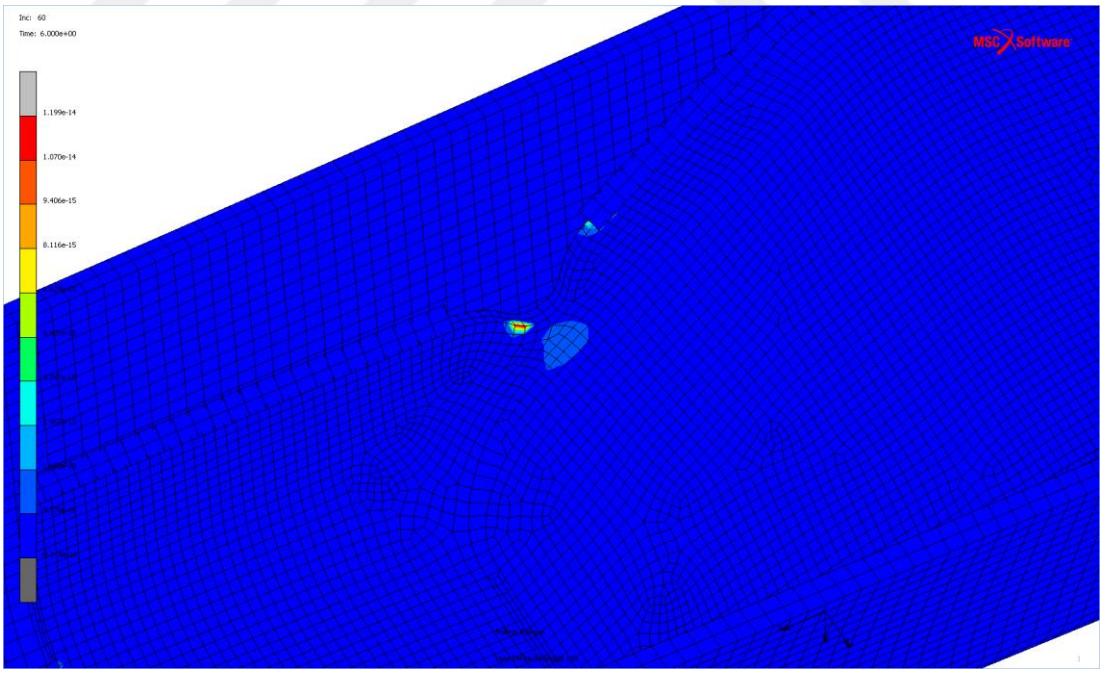
Şekil G.65. Tresca gerinimi için kayma gerinimi hasar modeli ile hasar oluşumu



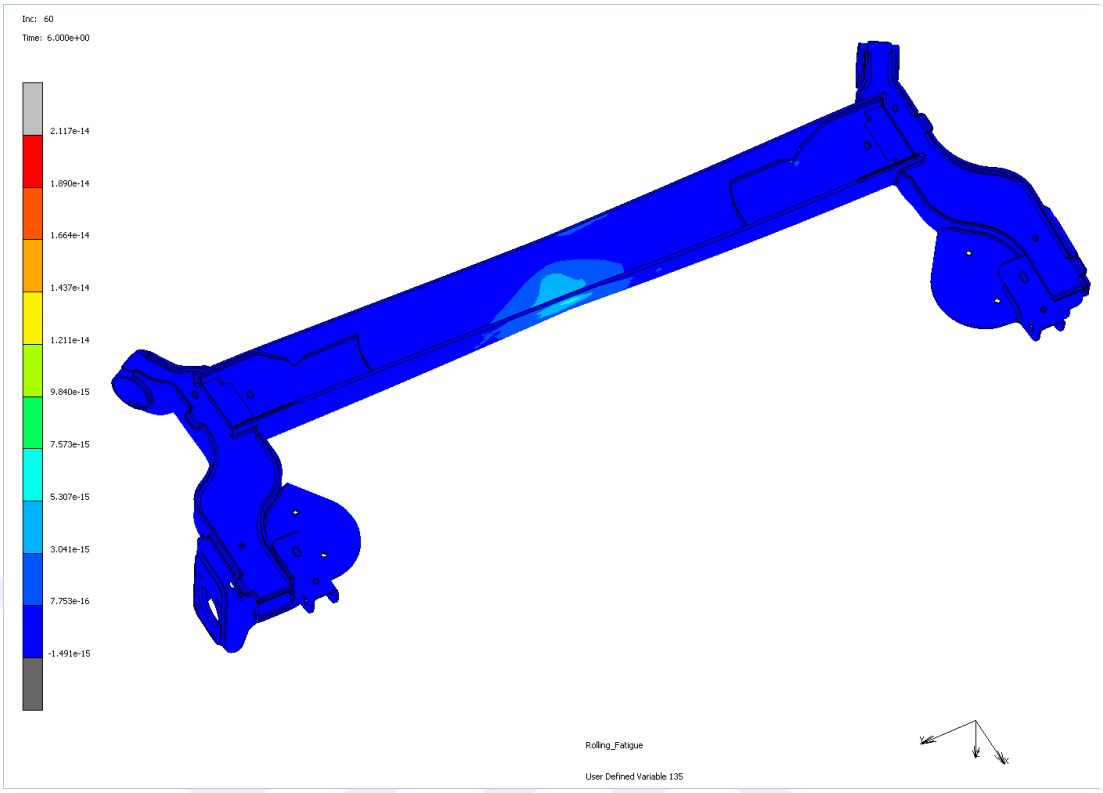
Şekil G.66. Tresca gerinimi için kayma gerinimi hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



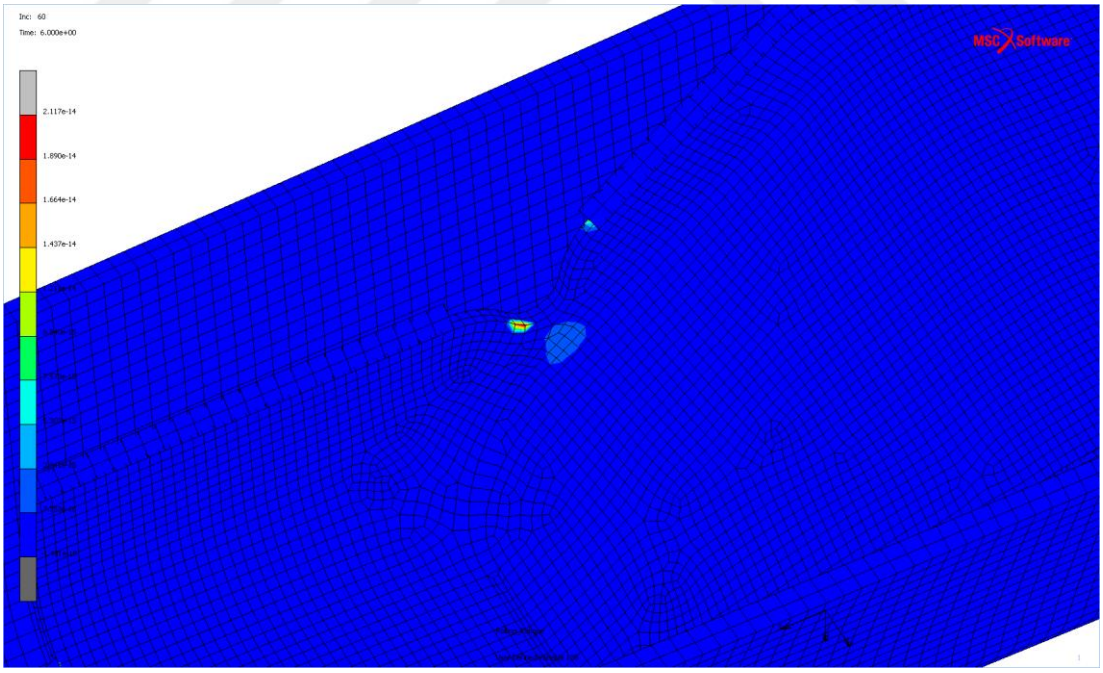
Şekil G.67. Tresca gerinimi için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



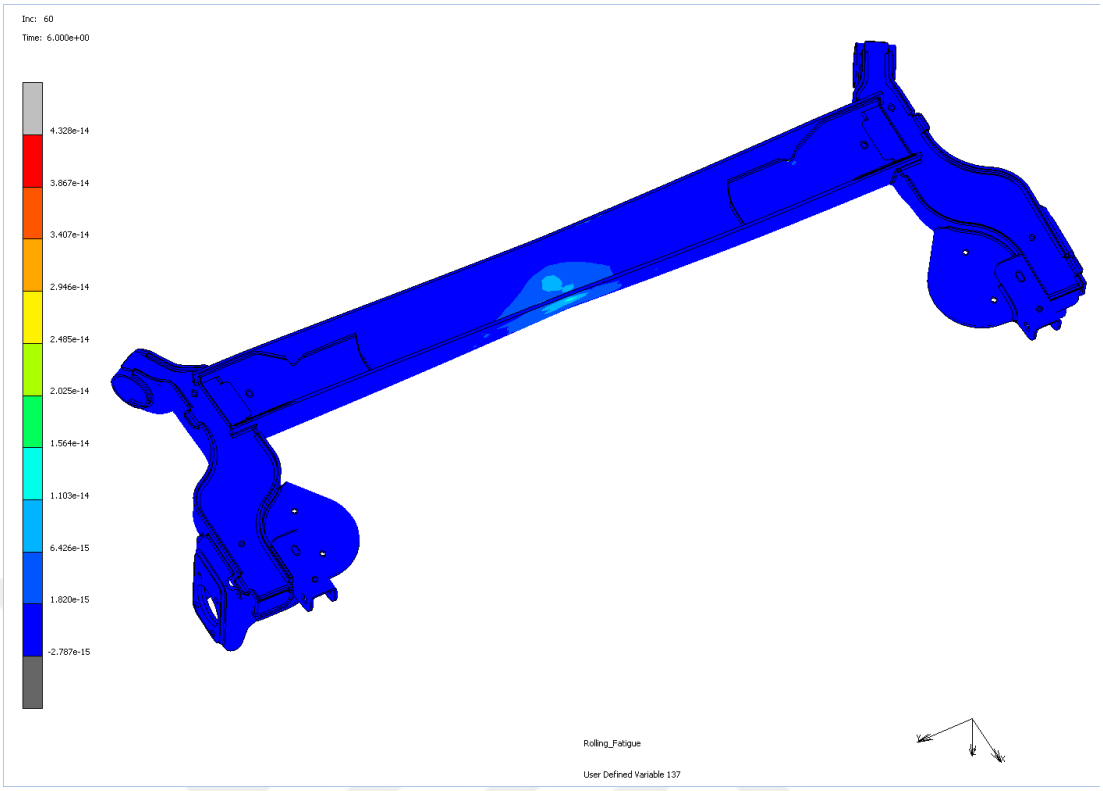
Şekil G.68. Tresca gerinimi için k=0.3 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



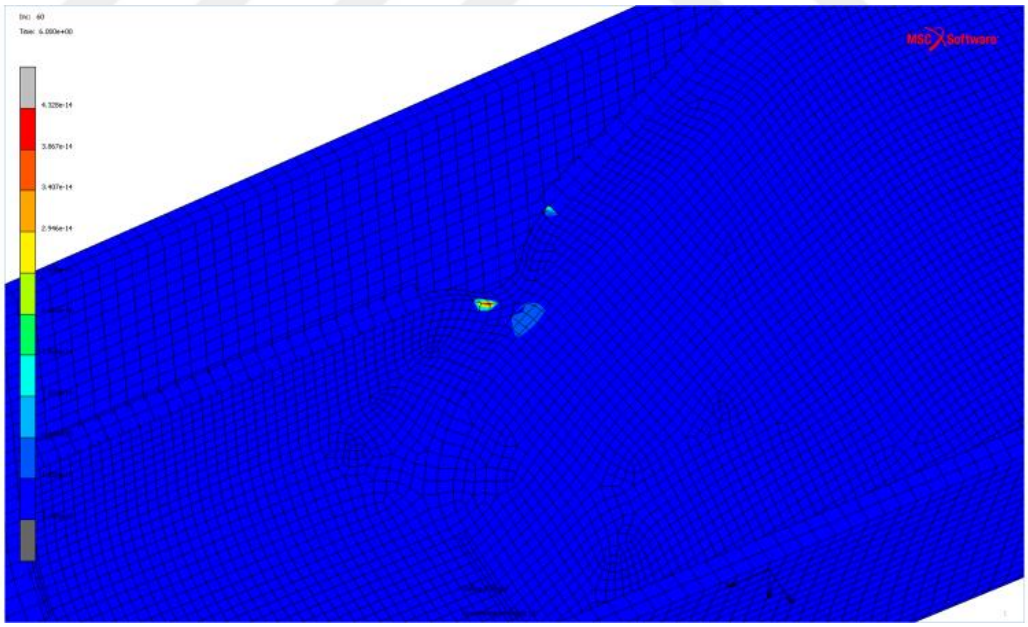
Şekil G.69. Tresca gerinimi için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



Şekil G.70. Tresca gerinimi için k=0.6 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu



Şekil G.71. Tresca gerinimi için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile hasar oluşumu



Şekil G.72. Tresca gerinimi için k=1 ile Fatemi-Socie hasar modeli ile iç braket hasar oluşumu

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı **:** Süphan ERCAN

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Eğitim Birimi**	**Mezuniyet Yılı**
Doktora	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü/ Makine Mühendisliği	Devam ediyor
Yüksek Lisans	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü/ Makine Mühendisliği	2006
Lisans	Yıldız Teknik Üniversitesi / Makine Fakültesi/ Makine Mühendisliği	1996
Lise	Pınarhisar Lisesi	1990

İŞ DENEYİMİ

Yıl	**Yer**	**Görev**
2020-Halen	Cevher Jant A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2016-2018	Volkan İtfaiye A.Ş	Ar-Ge Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce

ESERLER (makale, bildiri, proje vb.)

1. Esener, E., Ercan, S., & Firat, M. (2017, September). Determination of the Fatigue Behavior of a Wheel Rim Using Finite Element Analysis. In 4th Int. Conf. on Comp. and Exp. Scien. and Eng.(ICCESEN-2017), Antalya-Turkey (pp. 617-619).

2. Ozsoy, M., Esener, E., Ercan, S., & Firat, M. (2014). Springback predictions of a dual-phase steel considering elasticity evolution in stamping process. Arabian Journal for Science and Engineering, 39(4), 3199-3207.

HOBİLER

Sinema, Kitap, Müzik