

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

**KÖŞE KAYNAK KONSTRÜKSİYONLARININ
STATİK DAYANIMININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Okan BAKBAK

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mehmet FIRAT

Haziran 2018

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KÖŞE KAYNAK KONSTRÜKSİYONLARININ
STATİK DAYANIMININ İNCELENMESİ

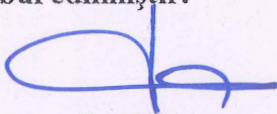
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Okan BAKBAK

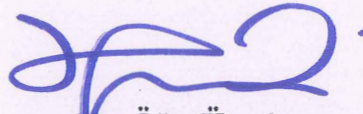
Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT

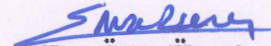
Bu tez 04.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / ~~oyçokluğu~~ ile kabul edilmiştir.



Prof.Dr.
Mehmet FIRAT
Jüri Başkanı



Dr. Öğr. Üyesi
Osman Hamdi METE
Üye



Dr. Öğr. Üyesi
Emre ESENER
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.



Okan BAKBAK
16.05.2018

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, tez çalışmasının planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, beni her konuda yönlendiren değerli danışman hocam Prof.Dr. Mehmet FIRAT'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım boyunca beni her daim destekleyen, beni güzel temennileriyle teşvik eden annem Tazegül BAKBAK, babam Tekin BAKBAK'a teşekkür ederim. Ayrıca çalışmama vermiş oldukları katkılardan dolayı Dr. Öğr. Üye. Emre ESENER, Arş. Gör. T. Arda AKŐEN ve Süphan ERCAN'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı	5
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
2.1. Kaynak Bağlantılarının Mukavemet Esasları ile İlgili Yapılan Çalışmalar.....	7
2.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi	14
BÖLÜM 3.	
ÇEVİRİMSEL PLASTİSİTE	16
3.1. Çevrimsel Yükler ve Çevrimsel Plastisite	17
3.2. Akma Kriterleri	19
3.2.1. Tresca (Maksimum Kayma Gerilmesi) akma kriteri	19
3.2.2. Von Mises (Maksimum Distorsiyon Enerjisi) akma kriteri	20
3.3. Akma Kuralı	21
3.4. Çevrimsel Pekleşme ve Pekleşme Modelleri	21
3.4.1. Bauschinger etkisi	22

3.4.2. İzotropik pekleşme modeli	23
3.4.3. Kinematik pekleşme modeli	25
BÖLÜM 4.	
DAİRESEL ÇENTİKLİ BARKEY MİLİNDE SAYISAL UYGULAMALAR	29
4.1. Çentik Etkisi ve Dairesel Çentikli Barkey Milinin Modellenmesi	29
4.2. Hypela 2 Kullanıcı Alt Programı ve Parametrelerinin Düzenlenmesi	34
4.3. Dairesel Çentikli Barkey Mili İçin Sınır Şartlarının Düzenlenmesi	38
4.4. Dairesel Çentikli Barkey Mili İçin Sonlu Elemanlar Analizleri ve Sonuçlar	45
BÖLÜM 5.	
BORU-FLANŞ KAYNAĞI ÜZERİNDE SAYISAL UYGULAMALAR	50
5.1. Kaynak Konstrüksiyonları ve Kaynak Bölgesinde Oluşan Gerilmeler	50
5.1.1. Kaynak dikişlerinde oluşan gerilmeler	51
5.2. Boru Flanş Kaynağının Modellenmesi	54
5.3. Boru Flanş Kaynağında Sonlu Eleman Ağının Oluşumu ve Kontak Bölgelerinin Tanımlanması	58
5.4. Boru Flanş Kaynağı İçin Hypela 2 Kullanıcı Alt Programının ve Sınır Şartlarının Düzenlenmesi	61
5.4.1. Elastik-plastik analiz için akma eğrilerinin tanımlanması	62
5.4.2. Boru-flanş kaynağında sınır şartlarının düzenlenmesi	63
5.5. Boru Flanş Kaynağında Sonlu Elemanlar Analizleri ve Sonuçlar	68
BÖLÜM 6.	
DEĞERLENDİRME	87
KAYNAKLAR	90
EKLER	95
ÖZGEÇMİŞ	106

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

a	: Kaynak kalınlığı
AISI	: American Iron and Steel Institute
a_{ij}	: Öteleme gerilme tensörü
C_1, C_2	: Malzeme sabitleri
C_k, γ_k	: Çevrimsel malzeme sabitleri
dP	: Eşdeğer plastik gerinim oranı
$d\varepsilon_{ij}^p$: Plastik gerinim artışı
$d\lambda$: Skaler fonksiyon değeri
F_ζ	: Çekme kuvveti
$F(\sigma_{ij})$: Yükleme fonksiyonu
K	: Mukavemet katsayısı
K_ζ	: Çentik faktörü
K_t	: Teorik gerilme yığılma faktörü
l_k	: Kaynak uzunluğu
M_b	: Burulma momenti
M_e	: Eğilme momenti
n	: Pekleşme üsteli
p	: Ludwig pekleşme üsteli
SAE	: Society of Automative Engineer
S_{ij}	: Deviatorik gerilme tensörü
v_1	: Dikiş katsayısı
v_2	: Kalite katsayısı
q	: Çentik hassasiyeti
W_b	: Burulma direnç momenti
W_e	: Eğilme direnç momenti

ϵ_0	: Akma noktasındaki gerinim
ϵ_p	: Malzemede meydana gelen plastik gerinim
$\sigma_{\text{çk}}$: Çekme gerilmesi
σ_D	: Yorulma dayanımı
σ_e	: Von Mises eşdeğer gerilmesi
$\sigma_{eş}$: Eşdeğer kaynak gerilmesi
$\sigma_{\text{gerçek}}$: Gerçek gerilme
σ_{max}	: Maksimum asal gerilme
σ_{min}	: Minimum asal gerilme
σ_N	: Normal gerilme
σ_Y	: Akma gerilmesi
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Asal gerilmeler
τ_{kk}	: Kesme gerilmesi
∂F	: Akma fonksiyonu
$\partial \sigma_{ij}$: Gerilme tensörü

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Kaynak yapılarında oluşan kaynak dikişleri	2
Şekil 1.2. Temel bileşen, çentikli bileşen ve kaynaklı bileşenin üzerinde yorulma dayanımının temsili gösterimi.....	3
Şekil 2.1. Eksenel çekme ve eğilme testine tabi tuttukları kaynak numuneleri.....	8
Şekil 2.2. a) alın, b) tek taraflı köşe dikişi, c) çift taraflı köşe dikişlerinde kuvvet akışları ve gerilme dağılımı	9
Şekil 2.3. V çentik ağızlı kaynaklanmış numune	12
Şekil 2.4. Boru-flanş kaynak bağlantısının üç boyutlu modeli	13
Şekil 3.1. Orantısal ve orantısız olmayan yüklemeler için yükleme yolları	18
Şekil 3.2. Tresca ve Von mises Akma kriterlerinin temel gösterimi	20
Şekil 3.3. Gerilme–gerinim eğrisinde pekleşmenin gösterimi.....	22
Şekil 3.4. Çevrimsel gerilme-gerinim eğrisinde Bauschinger etkisinin gösterimi.....	23
Şekil 3.5. İzotropik pekleşme modeli üzerinde akma yüzeylerinin gösterimi.....	24
Şekil 3.6. Kinematik pekleşme modeli üzerinde akma yüzeylerinin gösterimi.....	25
Şekil 3.7. Lineer kinematik pekleşmenin gösterimi.....	26
Şekil 3.8. Mroz multilineer kinematik pekleşme modeli	27
Şekil 4.1. a)Düz b) delikli bir parçada gerilme dağılımının gösterilmesi	30
Şekil 4.2. Barkey’in üzerinde çalıştığı dairesel çentikli numune ve ölçüleri.....	32
Şekil 4.3. Dairesel çentikli numune için oluşturulan ağ yapısı	34
Şekil 4.4. Eğri uydurma yöntemiyle elde edilen Ludwig ve backstress eğrileri.....	36
Şekil 4.5. Dairesel çentikli numunedeki sınır şartlarının temsili gösterimi	38
Şekil 4.6. Dairesel çentikli numuneye uygulanan sınır şartları.....	39
Şekil 4.7. a) orantısız yükleme, b) orantısız olmayan yükleme gösterimi	40
Şekil 4.8. Orantısız yüklemelerde numunenin üst tarafındaki yüzeylere uygulanan eksenel yükün zamana bağlı değişimi grafiği	41

Şekil 4.9. Orantısız yüklemde numunenin en üst yüzeyindeki dış düğüm noktalarına uygulanan teğetsel kuvvetin zamana bağlı değişimi grafiği	41
Şekil 4.10. Orantısız olmayan elastik kutu ve plastik kutu yüklemde numunenin üst yüzeyine uygulanan aksel yükün zamana bağlı değişimi grafiği ..	42
Şekil 4.11. Orantısız olmayan elastik kutu ve plastik kutu yüklemde numunenin üst yüzeyindeki dış düğüm noktalarına uygulanan teğetsel kuvvetin zamana bağlı değişimi grafiği	42
Şekil 4.12. Orantısız olmayan zigzag tipi yüklemde numunenin üst yüzeyine uygulanan aksel yükün zamana bağlı değişimi grafiği.....	43
Şekil 4.13. Orantısız olmayan zigzag tipi yüklemde numunenin üst yüzeyindeki dış düğüm noktalarına uygulanan teğetsel kuvvetin zamana bağlı değişimi grafiği	43
Şekil 4.14. Silindirik koordinat sisteminde Z yönünde uygulanan aksel kuvvetlerin uygulandığı düğüm noktalarının gösterimi	44
Şekil 4.15. Küresel sistemde Θ yönünde uygulanan teğetsel kuvvetlerin uygulandığı düğüm noktalarının gösterimi	45
Şekil 4.16. Orantısız olmayan elastik kutu tipi yükleme için sonlu elemanlar sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması	46
Şekil 4.17. Orantısız yüklemde sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen izotropik pekleşme ve kinematik pekleşme modeli sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	47
Şekil 4.18. Orantısız olmayan plastik kutu tipi yüklemde sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen izotropik ve malzeme modeli sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	47
Şekil 4.19. Orantısız olmayan zigzag tipi yüklemde sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen izotropik ve kinematik malzeme modeli sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	48
Şekil 5.1. Kaynak sonrası kaynak dikişinde oluşan a) enine b) boyuna gerilmeler...	52
Şekil 5.2. Boru flanş kaynağı geometrisinin izometrik katı modeli.....	55
Şekil 5.3. Boru ve flanş bağlantısının montaj resmi ve gerekli boyutsal ölçüleri.....	55
Şekil 5.4. Boru flanş kaynağı için oluşturulan kaynak planı.....	56

Şekil 5.5. Düz kaynak ve iç köşe kaynağı için hedeflenen nüfuziyet durumu	56
Şekil 5.6. Malzeme kalınlığına göre düz köşe kaynak ve iç köşe kaynak durumu için belirlenen nüfuziyet durumu	57
Şekil 5.7. Boru flanş kaynağı geometrisi için oluşturulan ağ yapısı	58
Şekil 5.8. Kaynak bölgesindeki ağ yapısı	59
Şekil 5.9. Boru flanş kaynağında Kontakt hale getirilmiş bölgelerin gösterimi	59
Şekil 5.10. SS308L paslanmaz çelik için eğri uydurma yöntemiyle belirlenen Ludwig eğrisi.....	61
Şekil 5.11. Elastik-plastik analiz için kaynak bölgesine tanımlanmış olan akma eğrisi.....	63
Şekil 5.12. Boru flanş bağlantısının tüm test durumları için flanş geometrisinin alt yüzeyinin tüm yönlerden kısıtlanmasının gösterimi	64
Şekil 5.13. Boru flanş bağlantısı için orantısal yüklemde nominal aksenal ve teğetsel yükün zamana bağlı değişimi grafiği	65
Şekil 5.14. Boru flanş bağlantısı için orantısal olmayan plastik kutu yüklemde nominal aksenal yükün zamana bağlı değişimi grafiği	65
Şekil 5.15. Boru flanş bağlantısı için orantısal olmayan plastik kutu yüklemde teğetsel burulma yükünün zamana bağlı değişimi grafiği.....	66
Şekil 5.16. Boru flanş bağlantısında çevrimsel testler için sınır şartlarının genel gösterimi.....	67
Şekil 5.17. Boru flanş yüzeylerinin bağlantı içinde bulunan kaynak geometrisindeki kontak yüzeylerinin gösterimi	69
Şekil 5.18. Boru flanş geometrisine uygulanan çevrimsel çekme basma testinin genel görünümü.....	70
Şekil 5.19. Çevrimsel çekme basma testi için ve gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları	70
Şekil 5.20. Çevrimsel çekme basma testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği.....	71
Şekil 5.21. Çevrimsel çekme basma testinde kapasite yüklemesinin %10 artırılması sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği.....	71
Şekil 5.22. Boru flanş geometrisine uygulanan çevrimsel eğilme testinin genel görünümü	72

Şekil 5.23. Çevrimsel eğilme testi için gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları.....	72
Şekil 5.24. Çevrimsel eğilme testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği.....	73
Şekil 5.25. Çevrimsel eğilme testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılmasıyla oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği	73
Şekil 5.26. Boru flanş geometrisine uygulanan çevrimsel eğilme testinin genel görünümü	74
Şekil 5.27. Çevrimsel eğilme testi için gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları.....	74
Şekil 5.28. Çevrimsel burulma testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği.....	75
Şekil 5.29. Çevrimsel burulma testinde kapasite yüklemesinin % 10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği	75
Şekil 5.30. Orantısal çekme-basma-eğilme testi için gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları	76
Şekil 5.31. Orantısal çekme-basma-eğilme testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği	77
Şekil 5.32. Orantısal çekme-basma-eğilme testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği.....	77
Şekil 5.33. Orantısal çekme-basma-burulma testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları	78
Şekil 5.34. Orantısal çekme-basma-burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği.....	78
Şekil 5.35. Orantısal çekme-basma-burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan eksenel gerinim-kayma gerinimi grafiği.....	79
Şekil 5.36. Orantısal eğilme ve burulma testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerde olduğu çeşitli düğüm noktaları.....	79
Şekil 5.37. Orantısal eğilme ve burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği.....	80

Şekil 5.38. Orantısız eğilme ve burulma testi sonucunda kapasite yüklemesinin %10 artırılmasıyla xz yönünde oluşan aksel gerinim-kayma gerinimi grafiği.....	80
Şekil 5.39. Orantısız olmayan çekme-basma, eğilme testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları.....	81
Şekil 5.40. Orantısız olmayan çekme-basma, eğilme testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği	82
Şekil 5.41. Orantısız olmayan çekme-basma ve burulma testinde gerilmelerin yüksek değerde olduğu çeşitli düğüm noktaları	82
Şekil 5.42. Orantısız olmayan çekme-basma ve burulma testi sırasında kapasite yüklemesinin %10 artırılması sonucu oluşan aksel gerinim-kayma gerinimi grafiği.....	83
Şekil 5.43. Orantısız olmayan eğilme ve burulma testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerde olduğu çeşitli düğüm noktaları	84
Şekil 5.44. Orantısız olmayan eğilme ve burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 artırılması sonucu oluşan aksel gerinim-kayma gerinimi grafiği	84

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1. SAE 1070 çeliğın malzeme özellikleri	33
Tablo 4.2. SAE 1070 çelik için Hypela 2 kullanıcı alt programı parametreleri	37
Tablo 4.3. Barkey'in yapmış olduğu testlerdeki sonuçlar	39
Tablo 4.4. Dairesel çentikli milde üst düğüm noktalarına etki eden kuvvetler	40
Tablo 5.1. AISI 304 paslanmaz çeliğın malzeme özellikleri	57
Tablo 5.2. SS308L dolgu telinin malzeme özellikleri.....	57
Tablo 5.3. SS308L çelik için Hypela 2 kullanıcı alt programı parametreleri	62
Tablo 5.4. Boru-flanş kaynağına uygulanacak olan testler için kuvvet değerleri.....	67

ÖZET

Anahtar Kelimeler: İzotropik ve kinematik pekleşme, çevrimsel plastisite, kaynak konstrüksiyonları, Hypela 2 kullanıcı alt programı, sonlu elamanlar yöntemi

Bu çalışmada boru-flanş kaynağına düşük çevrimde orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler altında çekme-basma, eğilme ve burulma testleri sonlu elamanlar yöntemi ile Hypela 2 kullanıcı alt programı kullanılarak uygulanmış ve kaynak bölgesindeki malzemenin mekanik gerilme ve gerinim davranışları incelenmiştir.

Çalışmada ilk olarak numune malzemesi SAE 1070 çelik olan dairesel çentikli Barkey mili sonlu elamanlar yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Numuneye orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler altında çevrimsel birleşik aksel çekme-basma ve radyal burulma testleri uygulanmış ve çentik bölgesinde gerinim davranışları Hypela 2 kullanıcı alt programı kullanılarak incelenmiş ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. İzotropik ve Chaboche kinematik pekleşme kurallarına göre çözüm elde edebilen Hypela 2 kullanıcı alt programı Ludwig eşitliğine göre çalıştığı için gerekli parametreler elde edilmiş ve program sonlu elemanlar yazılımına okutularak analizler gerçekleştirilmiştir. Chaboche kinematik ve izotropik malzeme modeline göre elde edilen sonuçlar incelendiğinde programın çentik bölgesindeki malzeme davranışını modelleyebildiği ve Bauschinger etkisinin Chaboche kinematik pekleşme modeli ile oluştuğu görülmüştür. Sonuçların deneysel verilerle az bir hata ile yaklaşım içinde olması Hypela 2 kullanıcı alt programının kullanılabilirliğini göstermiştir.

Bir sonraki adımda boru ve flanş malzemesi AISI 304 paslanmaz çelik, kaynak bölgesindeki malzemesi SS308L paslanmaz çelik olan boru -flanş kaynağı aynı sonlu elemanlar programında modellenmiştir. Boru-flanş kaynağına ilk olarak çekme-basma, eğilme ve burulma testleri, düşük bir çevrimde tekil yüklemeler halinde daha sonra ise orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler altında birleşik testler halinde uygulanmıştır. Yapılan her bir test lineer elastik, elastik-plastik ve plastik analizler olarak sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Elastik-plastik analizlerde malzemenin plastik davranışını tanımlamak için kaynak bölgesinde izotropik pekleşme modeli kullanırken, plastik analizlerde ise izotropik pekleşme modeline göre çözümleme yapan Hypela 2 kullanıcı alt programı kullanılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde düşük bir çevrimsel yükleme altında kaynak bölgesindeki malzeme davranışı elastik-plastik analizler ve Hypela 2 kullanıcı alt programı ile modellenebilmiştir. Her bir test sonucunda kaynak bölgesinde oluşan maksimum gerilmelerin kesitlerinin değiştiği, elastik analizlerde bu gerilme değerlerinin daha yüksek çıktığı görülmüştür. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile yapılan analizlerde kaynak bölgesindeki malzeme davranışının tahmin edilebildiği görülmüştür

INVESTIGATION OF STATIC STRENGTH OF FILLET WELD CONSTRUCTIONS

SUMMARY

Keywords: Isotropic and kinematic hardening, cyclic plasticity, welding constructions, Hypela 2 user subprogram, finite element method

In this study, tensile-compression, bending and torsion tests have been applied to the pipe-flange weld with the finite element method using the Hypela 2 user subroutine file and the mechanical stress and strain behavior of the material in the weld zone have been investigated

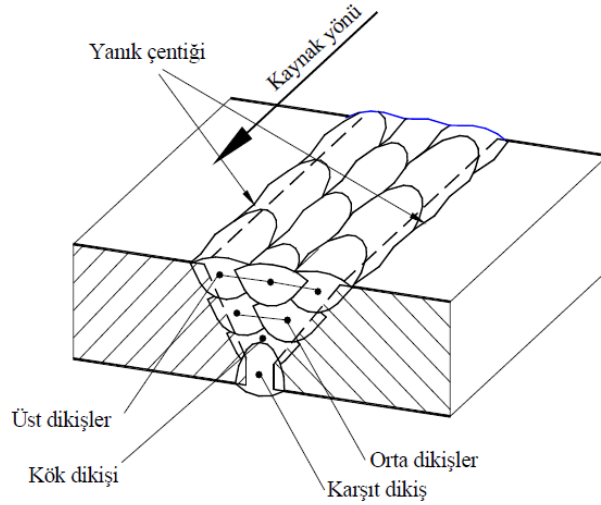
The material of circular notched Barkey shaft have been determined SAE 1070 steel and the specimen has been modeled using the finite element software. Cyclic combined axial tension-compression and radial torsion tests have been applied to the specimen and strain behavior in the notch region has been investigated using the Hypela 2 user subroutine file and compared with the experimental results. Since the Hypela 2 user subroutine file which can obtain the solution according to the isotropic and Chaboche kinematic hardening rules works according to the Ludwig equation, the necessary parameters has been obtained. When the results obtained according to the hardening model have been investigated, it is seen that Hypela 2 user subroutine can model the behavior of the material in the notch region and the Bauschinger effect has been formed by the Chaboche kinematic hardening model. The results are within compatibility the experimental data and this shows the availability of the Hypela 2 user subroutine.

In the next step, the pipe-flange and weld material have been determined respectively AISI 304 stainless steel and SS308L stainless steel and pipe-flange weld has been modeled in the same finite element program. Tension-compression, bending and torsion tests have been applied to the pipe-flange weld at a low cycle. These tests have been applied as singular loads and combined loads. Each test have been made as linear elastic, elastic-plastic and plastic analyzes. In the elastic-plastic analyzes, the isotropic hardening model in the weld zone have been used to describe the plastic behavior of the material, while in the plastic analyzes, the Hypela 2 user subroutine, which analyzes the isotropic hardening model, was used. When the results have been investigated, material behavior in the weld zone under a low cyclic loading have been modeled by elastic-plastic analyzes and Hypela 2 user subroutine. The cross sections of the maximum stresses occurring at the weld zone in each test result have been changed and these stress values have been higher in the elastic analyzes. According to the analysis results of the Hypela 2 user subroutine, it was concluded that the behavior of the material in the source zone can be predicted.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Kaynak konstrüksiyonları mümkün olan en düşük maliyette imal edilebilmesi, fonksiyonunu tam olarak yerine getirebilmesi, işletmede uzun süre kullanılabilmesi, hafif tasarım gibi avantaj sağlayan özelliklerinden dolayı otomobil, havacılık, nükleer, gemi inşaatı, doğalgaz ve pek çok diğer endüstriyel alanlarda tercih edilmektedir [1]. Kaynak bağlantılarının tercih sebepleri arasında önemli seviyede yer alan durumu ise yüksek yapısal mukavemete sahip olmasıdır. Özellikle modern teknolojik işlemler yüksek mukavemetli çeliklerin yüksek akma dayanımlarına ulaşmalarına imkan sağlamış ve bu yüksek akma dayanımı da bu çelikler ile oluşturulan kaynak bağlantılarının transport tekniği ve konstrüksiyon tekniğinde kullanılan araçların hafif tasarımında önemli bir etkiye sahip olmalarına imkan sağlamıştır [2].

Kaynak konstrüksiyonlarına kullanım durumları ve amaçlarına göre zamana bağlı olarak şiddeti ve yönü değişmeyen statik yüklemeler ve zamana bağlı olarak değişen dalgalı ve değişken yüklemeler olarak bilinen dinamik yüklemeler etki etmektedir. Makine yapılarında kaynak bağlantılarında bulunan Şekil 1.1.'de gösterilen kaynak dikişleri makine elemanı olarak kabul edilmektedir ve bu kaynak dikişlerinin bu zorlanma çeşitlerini taşıyabilmeleri için hedefe uygun bir şekilde tasarlanmaları gerekmektedir. Uygun bir tasarımın gerçekleşmesi ise kuvvet akışlarında oluşacak olan sapmaların giderilmesi, düzgün bir gerilme dağılımının sağlanması ve çentik etkisinin azaltılması ile mümkün olacaktır. Kaynak bağlantılarında konstrüksiyon ve üretim koşullarına uyulduğu zaman kaynak bağlantıları hedefe uygun olarak yapılmış olmaktadır. Ancak en iyi kaynak dikişlerinde dahi çentik etkisini sıfıra indirmek imkân dışıdır. Bu etkiyi en aza indirmenin ve buna bağlı olarak gerilme yığılmalarını azaltmanın kaynak mukavemetini arttırmaya önemli ölçüde fayda sağladığı gözlemlenmiştir [3].

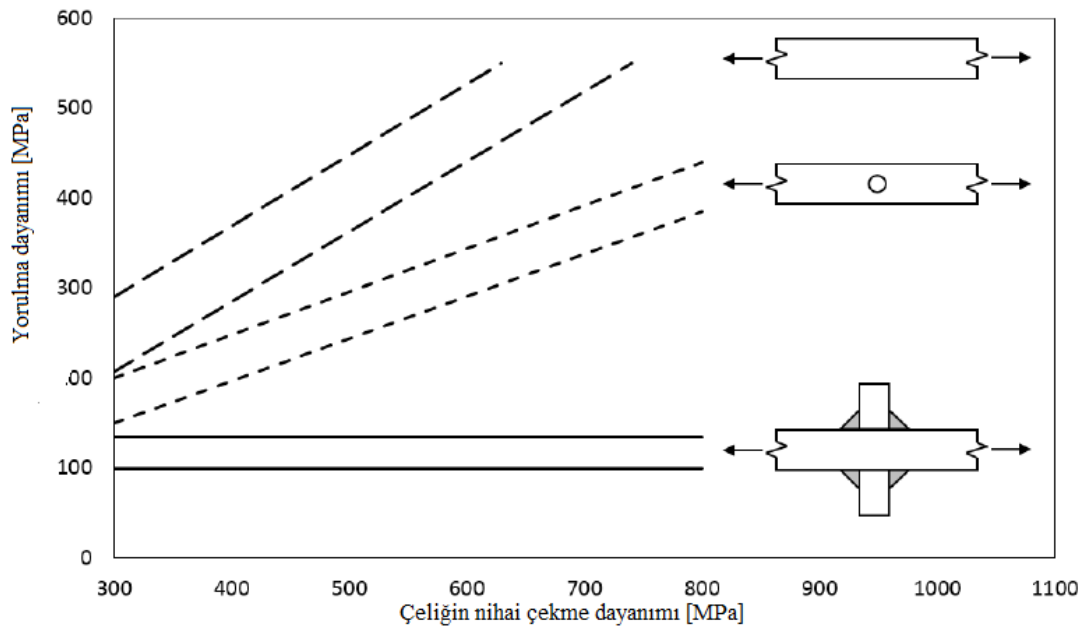


Şekil 1.1. Kaynak yapılarında oluşan kaynak dikişleri [3]

Kaynak konstrüksiyonlarının mukavemetini yani statik ve yorulma dayanımları, çentik, kaynak dikişi, kaynaklı birleşim şekilleri, iç ve dış kusurlar, iç gerilmeler olarak tabir edilen artık gerilmeler gibi pek çok faktör tarafından etkilenmektedir. Bu faktörler kendi içlerinde oluşturdukları durumlarla dayanım üzerinde azaltıcı etkiye sahip olmaktadır. Makine parçalarındaki uygulanan yükleme ile oluşan kuvvet akışları dayanım üzerinde önemli oranda bir etkilidir. Oluşan kuvvet çizgilerinde meydana gelecek olan her türlü sapmalar gerilme yığılmalarına sebep olmakta ve yapısal dayanımın düşmesi üzerinde büyük bir etken olarak kabul edilmektedir. Çentik etkisi diye tabir edilen bu etkiye özellikle kaynaklı yapılarda birleştirme şekilleri, kaynak kusurları gibi etkenler sebep olmakta ve kaynak mukavemetini azaltmaktadır [4].

Statik ve dinamik yükleme bloklarına maruz kalan parçalarda yüklemenin durumuna göre çatlak oluşumları ve nihayetinde kırılmalar meydana gelmektedir. Statik yüklemeye maruz kalan parçanın dayanabileceği gerilme üzerinde bir yükleme olması parçada kopmanın meydana gelmesine yol açar ve bu durum ayrılma kırılması diye adlandırılmaktadır. Dinamik yüklemeye maruz kalan parçalarda ise kesiti zorlayan gerilme durumları zamana bağlı olarak değişkenlik gösterdiğinden dolayı, statik dayanım aşılsa dahi yük tekrarlı olduğundan elemanda yorulma meydana gelmektedir [5].

Taşıma teknolojilerinin, tarımsal faaliyetlerde kullanılan araçların, konstrüksiyon elemanları ve global taşıma sistemlerinde kullanılan parçaların büyük bir bölümü için hedeflenen hafif tasarım isteği, çeliklerin bu yapılarda kaynak teknolojisi ile birleşimine olanak sağlamıştır. Bu yapılardaki bileşenler hizmet ettikleri süre içerisinde daima değişken yükleme diye tabir edilen dinamik yüklemelere maruz kalmaktadır. Genel olarak bahsedilen bu parçalar 1000- 20000 kadar saat başı çevrimsel yükleme maruz kalmaktadır. Bu durumda parçalarda yorulma yüklemesi en yaygın kırılma modu olmaktadır. Dinamik yükleme altında oluşan yorulma kırılmaları kaynaklı konstrüksiyonlarında kaynak dikişlerinde başlar ve yorulma dayanımları Şekil 1.2.'den de görüleceği üzere temel malzeme ve çentikli bileşene kıyasla daha düşüktür [6,7].



Şekil 1.2. Temel bileşen, çentikli bileşen ve kaynaklı bileşen üzerinde yorulma dayanımının temsili gösterimi [7]

Tekrarlı yüklemelere maruz kalan kaynaklı parçalarda yorulma kırılmaları üç fazda oluşmaktadır. Birinci fazda mikro çatlakların oluşup daha sonra tek bir makro çatlığa dönüşür. İkinci fazda bu makro çatlaklar kırılma gerçekleşene kadar ilerler son fazda ise nihai kırılma meydana gelir ve bu kırılma yorulma kırılması olarak adlandırılır. Kuvvet akışlarında sapmaların olduğu bölgelerde oluşan gerilme yığılmaları geometrik süreksizliklere sebep olarak akma dayanımının üzerinde bir gerilme gerinim

durumları oluşturarak yapıda dayanımın düşmesine sebebiyet vermekte ve kırılmalara yol açmaktadır.

Çevrimsel tekrarlı yükleme bloklarına maruz kalan kaynak bağlantılarının çevrimsel plastik davranışını belirlemek gerekmektedir. Parçalarda özellikle oluşacak olan kritik kesit tespiti kaynak bağlantılarında önemli bir durumdur. Gerilme veya gerinimin akma dayanımının üzerinde olduğu yerlerde oluşacak olan plastik deformasyonların tespiti deneysel çalışma ile belirlenebilmektedir. Ancak deneysel çalışmalar için süre ve maliyet faktörleri önemli olduğundan sayısal analizin gelişimi gerekli olmuştur [8]. Teknoloji ile beraber güçlü bilgisayarların gelişimi sayısal analizin yaygınlaşmasını sağlamıştır. Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik problemlerinin sayısal çözümleme aralığında güçlü bir araçtır. Sonlu elemanlar ile elde edilen çözümler ise yapılan iyileştirmeler ile deneysel sonuçlara çok yakın sonuçlara imkân vermektedir.

Yapılarda oluşacak olan kritik bölgelerdeki gerilme, gerinim ve deformasyon tespiti için özellikle çok eksenli yükleme durumlarında sonlu elemanlar yöntemi çok kullanışlı bir araçtır. Çevrimsel yükleme altında malzemenin plastik davranışı sonlu elemanlar yöntemlerinde kullanılan malzeme modelleriyle oluşturulabilmektedir. Malzeme modelleri metalik mühendislik malzemelerinin ana deformasyon kabiliyetlerini özellikle çevrimsel pekleşme durumlarında önemli oranda tanımlayabilmektedir [9]. Kaynak bağlantılarında da tanımlanacak olan malzeme modelleriyle kaynak bölgesindeki malzemenin plastik davranışı belirlenebilmektedir. Malzeme modelleriyle ilgili daha geniş bilgi 3.bölümde anlatılacaktır.

Sonlu elemanlar yazılımlarının kullanıldığı yazılımlarda analiz durumu için kullanıcı alt programları ile çalışılabilmektedir. Bu durum tüm programda analiz yapmak yerine kullanıcının kendi oluşturduğu bir arayüz ile sayısal çözümlemeyi gerçekleştirmesine imkân sağlamakta ve bu yüzden belli görevler için tanımlanmış arayüzler kullanıcının kullanımına sunulabilmektedir. Bu arayüzler ise genellikle bir kod programı başlığı altında çeşitli üstbilgi, giriş ve çıkış değişkenler ile tanımlanan kullanıcı alt programlarıdır. Bu programlar okutuldukları Sonlu elemanlar analizi

yapan yazılımlarda, istenilen sonuçlara ulaşmaya imkân sağlamaktadır. Kullanıcı alt programının başlıkları ve genel ifadeleri yazılım programı içeriği ile uygun olmakla birlikte içeriği kullanıcı tarafından yazılmaktadır [10]. Bu tez kapsamında 4.bölüm ve 5. Bölümde yer alan geometrilerin sonlu elemanlar yönetimindeki analizleri için Marc ticari yazılımına Hypela 2 kullanıcı alt programı okutulacak olup 4. Bölümde bu kullanıcı programı detaylı olarak anlatılacaktır.

1.1. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

Bu tez çalışmasının amacı ilk olarak sonlu elemanlar yazılımına kullanıcı alt programı okutularak değişken yüklemeler altındaki Barkey dairesel çentikli milinin çentik köklerinde oluşan gerinimleri Hypela 2 kullanıcı alt programına tanımlanan pekleşme modelleri ile tespit edip deneysel sonuçlar ile karşılaştırıp doğrulamasını yapmaktır. Daha sonra ise Hypela 2 kullanıcı alt programı ile orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler altında boru-flanş kaynağındaki malzemenin mekanik davranışını incelemek ve çevrimsel malzeme modellemesini oluşturmaktır.

Tez çalışmasının 2. bölümünde kaynak bağlantılarının yapısal dayanımı üzerine literatürde yapılan çalışmalardan ve sonlu elemanlar yönteminin temel fikirlerinden bahsedilmiştir.

Tez çalışmasının 3. bölümünde çevrimsel plastisite ve çevrimsel plastisitenin temel kuramları olan akma kuralı, akma kriterleri, çevrimsel pekleşme ve pekleşme modelleri anlatılmıştır.

Tez çalışmasının 4. bölümünde ise Barkey dairesel çentikli milinin çentik kökünde oluşan gerinimleri belirlemek amacıyla izotropik ve kinematik malzeme modellerine göre sayısal çözümleme gerçekleştiren Hypela 2 kullanıcı alt programının elde etmiş olduğu sonuçlar Barkey'in yapmış olduğu deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Hypela 2 kullanıcı alt programı için gerekli olan parametrelerin nasıl elde edildiği yine bu bölümde açıklanmıştır.

Tez çalışmasının 5. bölümünde düşük çevrimsel yükleme altında boru-flanş kaynağındaki gerilme, gerinim ve deformasyonlar elastik, elastik-plastik ve Hypela 2 kullanıcı alt programı kullanılarak plastik analizler belirlenmiştir. İzotropik pekleşme modeline göre yapılan analiz sonuçlarıyla kaynak bölgesindeki malzemesi SS308L paslanmaz çelik olarak belirlenen kaynak malzemesinin mekanik davranışı belirlenmeye çalışılmıştır. Boru flanş kaynağına çekme-basma, eğilme ve burulma testleri tekil orantısal yüklemeler, orantısal ve orantısal olmayan birleşik yüklemeler uygulanmış ve elde edilen sonuçlar her bir durum için karşılaştırılmıştır.

Tez çalışmasının 6. bölümünde ise düşük çevrimsel yüklemeler altında boru-flanş kaynağında meydana gelen mekanik davranışlar doğrultusunda sonuçlar değerlendirilmiş ve öneriler ortaya koyulmuştur.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

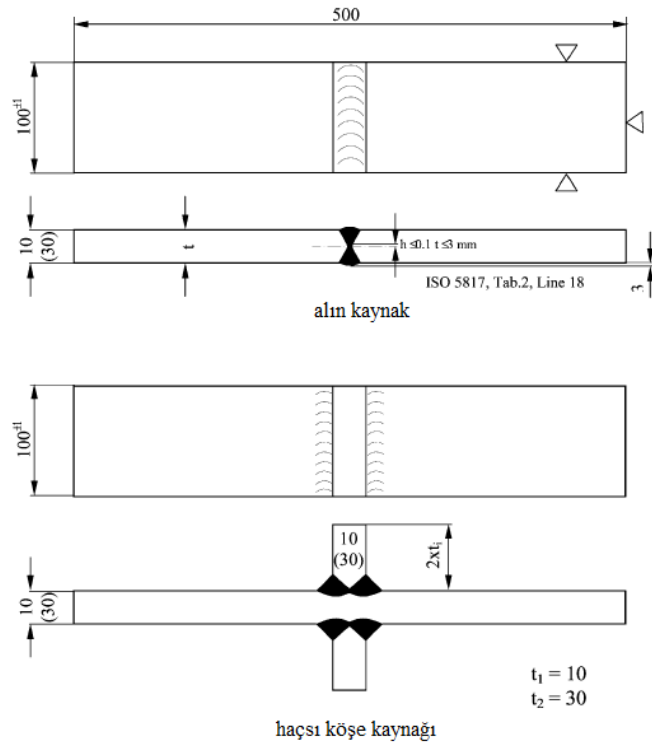
Kaynaklı bağlantıların hafif konstrüksiyona imkân vermesi, görünüşünün düzgün olması, esnekliği, değişiklik ve ilaveler yapmaya imkân vermesi özellikle de yapısal olarak yüksek mukavemetli olması gibi avantajları en yaygın kullanılan çözülemeyen bağlantı yöntemi olmasına olanak sağlamıştır. Kaynaklı bağlantıların dayanımları bu bağlantı tipi ile yapılan çalışmaların genel konusunu oluşturmaktadır. Kaynaklı bağlantıların yapısal dayanımına (statik ve dinamik) etki eden birçok faktör bulunmaktadır. Bu faktörler yükleme çeşitleri, çatlak ve çentik gibi iç kusurlardan dolayı oluşan artık gerilmeler ve gerilme yığılmaları, düşük ve yüksek çevrimsel yüklemeler, kaynak kalitesi, kaynak hataları, uygulanan kaynak prosesleri gibi etmenler olarak sıralanmaktadır. Bu kısımda, bu etkenler göz önünde bulundurularak kaynak bağlantılarının yapısal dayanımları üzerine yapılan çalışmalardan bahsedilmiştir.

2.1. Kaynak Bağlantılarının Mukavemet Esasları ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Kaynaklı konstrüksiyonların yapısal mukavemeti yükleme şekli, geometri artık gerilmeler gibi farklı parametrelerin etkileşimi ile belirlenmektedir. Bu parametreler arasında yükleme çeşidi dayanılabilir gerilme büyüklüğünü belirlemede en önemli faktördür. Hafif tasarım için tüm parametrelerin etkileri düşünülmeli ve kaynaklı bağlantılar için değişken ve sabit genlikli yüklemeler göz önünde bulundurulmalıdır. Sonsino, yükleme şartlarına bağlı olarak kaynaklı bağlantıların yapısal dayanımını incelediği çalışmasında kaynak geometrisine çekme ve eğme testi uygulamış ve aşırı yüklemelerin sadece düşük dayanımlı bağlantılara zarar verdiğini, eğilme yüklemesine maruz kalan numunenin eksenel yüklemeye göre daha yüksek dayanılabilir gerilmeler oluşturduğunu görmüştür. Bunun sebebinin de daha farklı

gerilme gradyenleri ve malzeme hacimlerinin maksimum gerilmeleri ile ilgili olduğunu belirtmiştir [11].

Sonsino ve ark. kaynaklı bağlantılarda yorulma dayanımının yükleme şekline bağlı olduğunu araştırdıkları çalışmalarında alın ve köşe kaynaklanmış konstrüksiyonları farklı numune kalınlıkları ile sabit ve değişken yüklemeler altında çekme ve eğilme testlerine tabi tutmuşlardır. Teste tabi tutulan alın ve köşe kaynaklanmış numuneler Şekil 2.1.'de gösterilmiştir. Yapılan testlerin verileri Wöhler eğrileri ile oluşturularak sürekli mukavemet değerleri belirlenmiştir. Test sonuçları kaynaklı bağlantılardaki yorulma dayanımının malzemeye bağlı olmayıp yükleme çeşidine bağlı olduğunu ortaya çıkarmıştır. Ayrıca ortalama gerilmenin yorulma ömründe bir etkide olmadığı ve hesaplanan 0.3 değerindeki yorulma hasarının yorulma ömür hesaplarında tavsiye edilen bir değer olduğu bu çalışma ile belirtilmiştir [12].

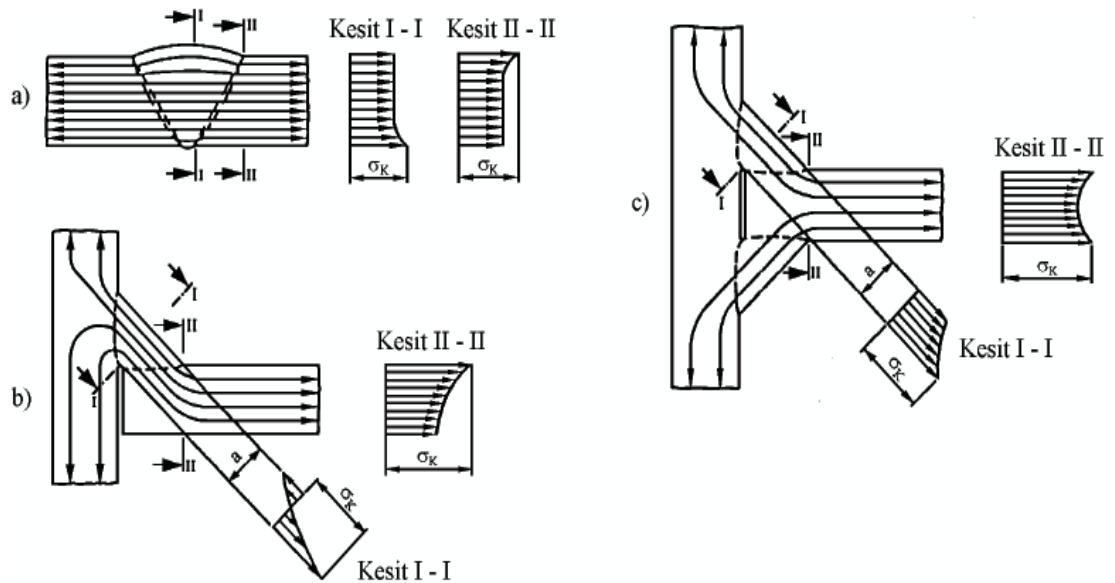


Şekil 2.1. Eksenel çekme ve eğilme testine tabi tuttukları kaynak numuneleri [12]

Kaynak bağlantılarındaki çatlak ilerlemesi ve kırılma yüzeyinin farklı yükleme çeşitleriyle etkileşimini araştıran Bertini ve ark. yorulma dayanımı üzerine yükleme çeşidinin etkisini araştırmak için bir borudan oluşan numuneyi bir levhaya

kaynaklayıp tahmini kırılma dayanımı ile önce eğilme ile yükleyip sonra kırılana kadar burulmaya tabi tutmuşlardır. Benzer test serisini yüklem düzenini değiştirerek önce burulma sonra eğilme olarak değiştirmişlerdir. Yüklemeler sonucunda hasarın bir çatlak varlığı olarak başladığını görmüşlerdir. Analiz edilen numuneler için hasar başlıca kaynak kökünde meydana geldiği, bazı hasarların eğilme yüklemesi durumunda kaynak ağzında meydana geldiği görülmüştür. Ancak eğilme ve burulma yüklemesi altında, çatlak ilerlemesi ve kırılma yüzeyinin önemli oranda farklı olduğu görülmüştür. Bu durumda kaynaklı bağlantıların yapısal dayanımı üzerinde yüklem düzeninin ve çeşidinin etkisini ortaya koymuştur [13].

Kaynak konstrüksiyonlarının yapısal dayanımına etki eden faktörlerden bir diğeri de çentik, delik gibi iç kusurlardan dolayı oluşan gerilme yığılmalarıdır. Çentik etkisinin bulunduğu bölgelerde kuvvet akışlarında sapmalar olduğu için gerilme dağılımı düzgün olmayıp buralarda gerilme yığılmaları oluşmaktadır. Kaynak konstrüksiyonlarında çentik etkisi yaratan durumlar kuvvet akışında düzgünlük göstermeyen birleştirme şekilleri ve kaynak hatalarıdır. Kaynak birleştirme geometrileri bu bağlamda kaynak geometrisinin yapısal dayanımında çok önemli bir konumdadır. Kaynak konstrüksiyonlarının birleşimin kuvvet akışı ve gerilme dağılımı üzerindeki etkileri Şekil 2.2.'de gösterilmiştir [4].



Şekil 2.2. a) alın b) tek taraflı köşe dikişi c) çift taraflı köşe dikişlerinde kuvvet akışları ve gerilme dağılımı [4]

Kaynaklı bağlantılarda çentik etkisi dayanım azaltıcı bir etken olarak rol oynamaktadır. Çentik etkisi özellikle değişken yüklemeler altında kaynak geometrisinin yorulma dayanımı üzerinde azaltıcı bir etkiye sahiptir. Çentik etkisiyle oluşacak olan gerilme yığılmaları yorulma mukavemetini buna bağlı olarak da yapının taşıma kabiliyetini düşürmede önemli bir rol oynamaktadır ve bu sebepten dolayı kaynak konstrüksiyonlarında çentik etkisiyle oluşan gerilme yığılmaları ile ilgili çalışmalar önem kazanmıştır [4].

Kaasner ve ark. kaynaklı bağlantıların yapısal dayanımı üzerine yapmış oldukları çalışma ile kaynak kalitesinin ve üretim şartlarının etkisini incelemiştir. Farklı üretim şartlarının varlığı kaynak kalitesini gözle görünür şekilde değiştirdiği için farklı bağlantı tiplerinin yorulma dayanımı üzerinde testlerinin zorunlu kılındığını belirtmişlerdir. Alın kaynak konstrüksiyonlarının düşük çentik etkisine sahip olmaları, köşe kaynak konstrüksiyonlarının yüksek çentik etkisine sahip olmaları bu iki kaynak bağlantısı için testlerdeki seçim etkinliğini belirlemiştir. Ve düşük çentik etkisinden ve dolayısıyla oluşacak olan gerilme yığılmaları daha az olacağından dolayı alın kaynaklı bağlantılar üzerinde çalışmışlar ve bu bağlantı tiplerinde oluşacak olan kırılmaların kaynak ağzından başladığını ve çatlak ilerlemesinin de kaynak kökünde ilerleme pozisyonuna bağlı olarak gelişeceğini belirtmişlerdir [14].

Orta karbon çelikli raylar yaygın olarak kaynak yöntemi ile birleştirilmektedir. Godefroid ve ark. bu kaynaklı bağlantılardaki kırılmalar üzerine çalışıp çatlak ile kaynaklı bağlantılarda başlayan hasar sebepleri üzerine yoğunlaşmış bunlara gerilme yığılmalarının önemli bir şekilde etki ettiğini saptamışlardır. Yaptıkları çalışma ile çatlakların kaynak dikişlerine yakın yerlerde başladığını ve kaynak dikişinin yüzey bitişinin uygun olmamasının gerilme yığılmalarına sebebiyet vermesi sonucunda yaygın bir şekilde yorulma yüklemesine maruz kalan yapısal bileşenlerin hizmet ömrünü garanti etmek hem kaynak parametrelerinde hem de bağlantının yüzey kalitesinde kalite kontrol gerçekleştirilmesi gerektiğini belirtmişlerdir [15].

Kaynaklanmış çelik bağlantılarda çentik faktörü üzerine yapısal ve geometrik çentik faktörünün etkisini inceleyen Lagoda ve ark. kaynaklı bağlantılardaki karmaşık

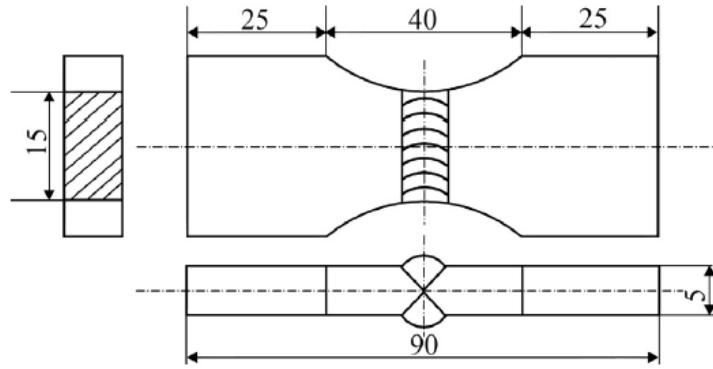
yorulma çatlağının analizini gerçekleştirmişlerdir. Çentikli ve çentiksiz numuneleri çekme-basma ve eğilme yüklemesi altında teste tabi tutmuşlardır. Test sonuçları numunelerin yorulma ömürlerini karşılaştırmak için kullanılmıştır. Çentik geometrilerinin parametrelerini belirlemek için sonlu elemanlar analizleri yapılmış ve analiz sonuçları kullanılarak yorulma çentik faktörleri belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde çekme sonuçlarına geometrik profil konfigürasyonundan gelen gerilme yığılmaları olmaksızın test sonuçlarının geometrik veya kompleks test parçalarının üzerinde olduğunu eğilmede ise ortalama yorulma ömrünün geometrik çentikli ve kompleks çentikli numunelere benzer olduğu görülmüştür [16].

Köşe kaynakların sünekliği ve dayanımı üzerine çalışmalar yapan Kanumde ve ark. yaptıkları çalışma ile enine çentik köklü köşe kaynaklarını araştırmış ve köşe kaynaklarının dayanımının çentik kökünün uzunluğu tarafından önemli bir oranda etkilenmediğini görmüşlerdir. Kaynak bağlantısının sünekliği çentik kök uzunluğuna duyarsız olduğunu iyi bir kaynak boyutunun ve elektrotun kaynak dayanımı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir [17].

Kaynak konstrüksiyonlarının statik ve yorulma dayanımına etki eden bir diğer faktörde kaynak dikişinde farklı ısınma ve soğuma etkilerinden dolayı oluşan artık gerilmelerdir. Artık gerilmeler malzemenin akma gerilmesi ile sınırlanmaktadır ve akma sınırını aşması durumunda parçada plastik deformasyon meydana getirip çatlamalara sebep olmaktadır. Oluşan artık gerilmeler çekme artık gerilmeleri ve basma artık gerilmeleri olmak üzere ikiye ayrılırlar ve kaynak dayanımına etkileri farklı olmaktadır. Kaynak dikişlerinin etkisiyle oluşan artık gerilmeler çentik etkisi gösteren kaynak konstrüksiyonlarında yapısal dayanımın düşmesine sebep olmaktadır. Bu durum kaynak konstrüksiyonları ile ilgili çalışmalarda artık gerilme etkisini önemli bir konuma getirmiştir [4].

Çevresel etkinliği azaltmak için ve mekanik yapıların etkinliğini arttırmak için yapı ağırlığı azaltılmak zorundadır. Bu bağlamda kaynaklı yapıların konstrüksiyonunda iyileştirme yapılmak zorundadır. Çünkü kaynak çevrimsel yüklemeye maruz kalan yapılar arasında en dayanıksız olanıdır. Kaynaklanmış noktaların dayanımı mikro

yapısal kusurlar ve kaynak kökündeki geometrik gerilme yığılma faktörleri tarafından belirlenir. Kaynaklı bağlantılarda artık gerilmelerin etkisini incelemek isteyen Ferro ve ark. bu bağlamda eğer kaynak ağzı V çentik açılı olursa gerilme dağılımı tekil olur ve böylece çentik gerilme yığılma faktörü ölçülebilir demişlerdir. Bu amaçla Şekil 2.3.'de görülen kaynaklı numune üzerinde yorulma ve eğilme testi gerçekleştirmişlerdir. 10 çevrimde yük uygulayarak, çevrimsel yük altında 4 nokta eğilme testi gerçekleştirmişler ve malzemenin oda sıcaklığında Ramberg-Osgood kanununa göre davrandığını varsayımladılar. Kaynak ağzındaki tekil gerilme durumlarının analizi için ise düzenli bir mesh yapısı altında genel plane-strain şartlarda sonlu elemanlar yöntemi kullanmışlardır. Sonuç olarak kaynaklı bağlantıların dayanım tahmini için artık gerilmelerin yanı sıra yük altındaki varyasyonlara da bakılması gerektiğini belirtmişlerdir [18].

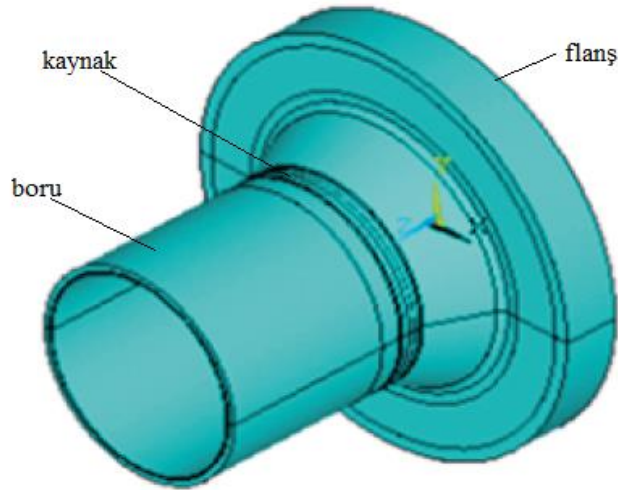


Şekil 2.3. V çentik ağızlı kaynaklanmış numune [9]

Farklı paslanmaz çelik grubunun kaynaklanması ile oluşturulan kaynaklı bağlantılardaki artık gerilmelerin etkisini inceleyen Zhang ve ark. büyük artık gerilmelerin bu bağlantılarda yaygın olduklarını ve artık gerilmelerin ortalama gerilmeyi gerilme genliklerinden daha fazla etkilediğini söylemişlerdir. Yapacakları deneysel çalışma öncesi test numunelerini boylamsal ve enine kaynak geometrilerinden keserek artık gerilmelerin özellikle boylamsal kesimde gevşemesini sağlamışlar ve bunun sonucunda yorulma dayanımı ve ömrü üzerinde daha iyi tahminde bulunmuşlardır. Artık gerilmelerin daha çok kaynak bölgelerinde ve haz bölgelerinde oluşup yorulma kırılmalarının da bu bölgelerde başladığını belirtmişlerdir [19].

Boru ve flanş malzemesi paslanmaz çelik olan, flanşın boruya çevrimsel olarak kaynaklandığı boru-flanş bağlantısı üzerinde çalışan Shalaby kırılma mekanizmasına baktığı çalışmada kaynak bağlantısındaki çatlağın ferrit fazda bulunan flanş geometrisinde başladığını belirtmiştir. Çatlağın çevrimsel olarak kaynak boyunca ilerlediğini ve bu ilerlemeye kaynak bağlantısındaki artık gerilmelerin sebep olduğunun yapmış olduğu deneysel çalışma ile görmüştür [20].

Boru flanş bağlantısı üzerinde distorsiyonların ve artık gerilmelerin etkisini üzerine çalışan Abid ve ark. bu gerilmelerin kaynaklanmış Şekil 2.4.'te gösterilen boru-flanş bağlantısının yapısal dayanımı üzerinde zararlı bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Deneysel çalışmanın yanı sıra sonlu elemanlar yöntemini de kullanmışlar ve gerilme çeşitliliğinin ölçüsel değişimlerden dolayı flanşlarda daha belirgin olduğunu flanşlardaki deliklerin aksel deplasmanı arttıracaklarını ve sonlu elemanlar yönteminin hizmet şartları ve üretim şartlarında bağlantının optimizasyonunda artık gerilme ve deformasyonları kontrol etmede yardımcı olduğunu belirtmişlerdir [21].



Şekil 2.4. Boru-flanş kaynak bağlantısının üç boyutlu modeli [21]

Kaynak konstrüksiyonlarının dayanımı ile ilgili yapılan çalışmalarda görüldüğü üzere dayanımı etkileyen pek çok faktör ile bulunmaktadır. Bu kısımda dayanımı etkileyen bu faktörlerin kaynak bağlantılarında oluşturdukları etkiler üzerine

yapılmış çalışmalardan bahsedilmiştir. Özellikle çentik etkisi yaratan durumların, iç gerilmeler diye adlandırılan artık gerilmelerin, yüklem çeşitlerinin, kaynak geometrilerinin, kaynak bağlantılarının yorulma ve statik dayanıma etkisi özetlenmiştir. Bu tez çalışmasında kaynak geometrisi boru-flanş bağlantısı olarak belirlenen kaynak bağlantısına orantısal ve orantısız olmayan yüklemeler uygulanmış ve bu yüklemeler altında ile bağlantının kaynak bölgesindeki deformasyon, gerilme ve gerinimleri incelenmiştir.

2.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik problemlerinin sayısal çözümleme aralığında güçlü bir araçtır. Sonlu elemanlar yönteminin uygulamaları deformasyon ve gerilme analizlerinden ısı, akış vb. analizlere kadar geniş bir alanı içermektedir. 1956 yılında ilk defa kullanılmış olan bu yöntemin yapılan çalışmalarla sonraki on yıl içerisinde çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılabileceği görülmüştür. İlerleyen süreçlerde daha hızlı bir gelişim gösteren bu yöntem pek çok pratik problemin çözümlenmesinde kullanılan yöntemlerden biri olmuştur. Sonlu elemanlar yönteminin matematiksel temeli 1970 yılında atılmıştır. Yeni eleman gelişimi, yakınsama çalışmaları ve diğer ilişkili alanlar bu kategoride sıralanmıştır. 1970'lerde sonlu elemanlar analizi lineer olmayan problemler ve büyük deformasyonlar üzerine uygulanmıştır. Günümüzde anabilgisayarlardaki gelişimler ve mikro bilgisayarların mevcudiyeti bu metodun endüstri içerisinde çalışan pek çok mühendis, öğrenci ve akademisyene çalışma fırsatı getirmiştir [22].

Sonlu elemanlar yönteminin temel fikri, kompleks bir problemi basite indirgemek ve bu çerçevede etrafında probleme çözüm bulmaktır. Karmaşık olan problemin basite indirgenmesi daha yaklaşık bir çözüm elde etmeyen imkân sunmakta; hatta yapılacak olan iyileştirme ve yakınsamalarla kesin sonuca ulaşmaya bile imkân sağlamaktadır. Gerçek bir mekanik bileşen, sürekli bir elastik bileşene sahiptir. Sonlu elemanlar yöntemi yapıyı küçük fakat sonlu ama iyi tanımlanmış elastik alt elemanlar ayırır. Polinom fonksiyonlar kullanılarak matrisel işlemlerle birlikte her bir elemanın

sürekli elastik davranışı, elemanın malzeme ve geometrik özellikleri açısından sonlu elemanlar yöntemiyle geliştirilmektedir [23].

Sonlu elemanlar yönteminde yükler, eleman iç kısmına, yüzeyine veya elemanın düğüm noktalarına uygulanabilir. Elemanların düğüm noktaları eleman oluşunu sağlayan temel yapılardır. Çünkü düğüm noktaları elemanların diğer elemanlar ile bağlantı kurmasını sağlayan, elemanların elastik özelliklerinin kurulduğu, sınır şartlarının ve kuvvetlerin uygulandığı yapılardır. Düğüm noktaları çevrimsel ve rotasyonel hareketlerden bağımsız serbestlik derecesine sahiptir. Her bir düğüm noktasında çoğu kez üç çevrimsel, üç rotasyonel serbestlik derecesi vardır. Bir yapı içindeki her bir eleman yerel olarak matris formda tanımlandığı zaman elemanlar, düğüm noktaları aracılığı ile tüm matriksel sisteme bağlanmaktadır. Uygulanan yükler ve sınır şartları ise daha sonra uygulanmaktadır ve matriksel işlemler vasıtasıyla bilinmeyen deplasman değerlerinin serbestlik dereceleri belirlenmektedir. Bu şekilde deplasmanları kullanmak daha basit bir durum olur ve temel elastisite denklemleri vasıtasıyla gerilme ve gerinimleri belirlemek sonlu elemanlar yöntemiyle daha kolay olmaktadır [23].

Tez çalışması kapsamında yapılan literatür taraması sonrasında, çalışmaların genellikle kaynaklı bağlantıların yapısal dayanımını etkileyen faktörler üzerinde yoğunlaştığı, kaynak bağlantılarında meydana gelecek olan çatlak ve çatlak ilerlemelerine bu faktörlerin sebep olduğuna yönelik çalışmaların yoğunluk kazandığı, özellikle alın ve köşe kaynaklanmış numuneler üzerinde çalışmaların yapıldığı tespit edilmiştir. Yapılan taramalarda sonlu elemanlar tabanlı çalışmaların var olmakla beraber daha az olduğu ve günümüz çalışmalarında bu yönteme daha fazla yoğunluk verildiği tespit edilmiş olup, tez çalışması konu itibari ile boru-flanş kaynak bağlantısındaki gerilme, gerinim ve deformasyonları yükleme tiplerine bağlı olarak sonlu elemanlar yöntemi ile incelendiğinden literatüre uygun ve katkıda bulunacak bir pozisyondadır.

BÖLÜM 3. ÇEVİRİMSSEL PLASTİSİTE

Lineer elastisite teorisi küçük deformasyonlara maruz kalan ve yük uygulandığı zaman orijinal kesitinde herhangi bir değişiklik olmayan malzemeler için genel ölçüde kullanılabilir. Ancak hemen hemen tüm gerçek malzemeler yük uygulandıktan sonra kalıcı deformasyona maruz kalırlar. Bu önemli kalıcı deformasyonlar akma gerilmesi diye adlandırılan bazı kritik değerlere ulaştığı zaman meydana gelirler ve plastik deformasyon olarak adlandırılırlar [24]. Elastik deformasyonlar ilk ve son gerilme durumlarına bağlı olup yükün ulaştığı yükleme tipinden bağımsız olurken plastik deformasyon hem gerilmelere hem de yükleme tiplerine bağlı olmaktadır [25]. Metallerde ve diğer kristal malzemelerde mikro ölçek seviyelerde plastik deformasyonların varlığı dislokasyonların hareketlerinden ve tane yer değişimlerinden dolayıdır. Boşluk ve mikro çatlakların gelişimi de malzemelerdeki plastik deformasyonların önemli sebeplerindedir.

Plastisite teorisi plastik deformasyona uğrayan cisimler ile ilgilenen bir teoridir ve gerçekte elastisite teorisi ile bir bağlantı içerisindedir [26]. Bu teori başlangıçta elastik olarak deforme olan fakat akma gerilmesine ulaşır ulaşmaz plastik olarak deforme olan malzemeler ile ilgilenmektedir. Plastisite teorisi 1864'te Tresca'nın metallerin ekstrüzyonu üzerine bir deneysel çalışmasıyla ve daha sonra ünlü akma kriterini yayınlaması ile başlamıştır [24]. Akma kriterindeki ve akma kurallarındaki ilerlemeler ile teori geliştirilmeye çalışılmıştır. 1980'ler ve 1990'larda güçlü bilgisayarların ortaya çıkmasıyla teoriye temel olacak şekilde pek çok yaklaşım getirilmiştir [24].

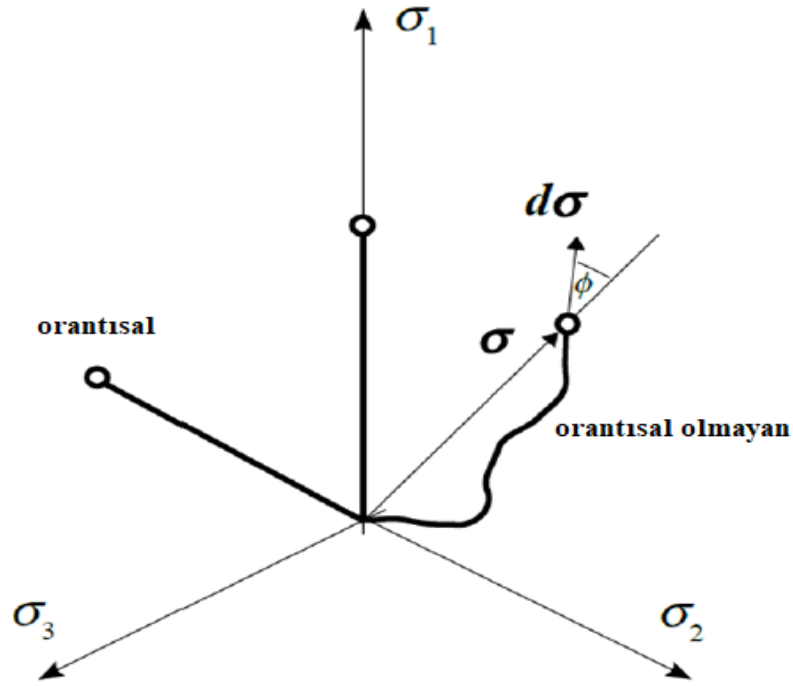
Tez çalışmasının bu bölümünde klasik plastisite teorisinin temelinde çevrimsel yüklemelerin etkisiyle ortaya çıkan çevrimsel deformasyonlar ile ilgilenen çevrimsel

plastisite ana bileşenleri olan akma kriterleri, akma kuralı, çevrimsel pekleşme kuralları aktarılmaya çalışılacaktır.

3.1. Çevrimsel Yükler ve Çevrimsel Plastisite

Çoğu yapı bileşenlerinin akma gerilmelerini aşmaları istenmeyen bir durumdur. Ancak çevrimsel yüklemeler altında özellikle gerilme yığılmalarının yaygın olduğu alanlarda yerel plastik deformasyonlar meydana gelmektedir [27]. Çoğu mühendislik yapıları çevrimsel yüklemelere maruz kaldıkları için mühendislik malzemelerinde çevrimsel plastik deformasyonun oluşması kaçınılmazdır. Yapıların kırılma ve tasarım analizlerinde elastik-plastik gerilme gerinim cevabı önemli rol oynadığı için, malzemelerde çevrimsel plastik deformasyonu anlamak oldukça önemli bir konudur. Çevrimsel yüklemelerden dolayı hasar birikiminin oluşumu hakkında ve hasar oluşum sebeplerinin gerilme yığılmalarının, artık gerilmelerin ve yükleme tiplerinin olduğu hakkında çok sayıda veriler bulunmaktadır [28].

Çekme-Basma ve temel kayma asal yönlerde hiçbir sapma olmadığı için orantısal yükleme kategorisine girmektedir. Bu yükleme tipi ayrıca gerilme tensörü bileşenlerinin değiştiği çok eksenli yüklemeleri de içerir. Orantısal olmayan yüklemeler özel şartlar sağlamayan bir yükleme olarak tanımlanabilir ve genelde Şekil 3.1.'de gösterilen yükleme yollarıyla karakterize edilmektedir. Çevrimsel plastisite de gerilme uzayındaki yükleme tiplerinin temel gösterimi Şekil 3.1.'de gösterilmiştir [29].



Şekil 3.1. Orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler için yüklemeye yolları [29]

Çok eksenli genel gerime durumları için ve değişken genlikli yüklemeler için çevrimsel plastisite düşünülmesi zorundadır. Çevrimsel plastisite lineer olmayan malzeme davranışlarını belirlemede bir anahtar rol üstlenmektedir [30]. Çevrimsel plastisitenin tek yüzeyle, iki yüzeyle ve çok yüzeyle gibi pek çok tipi öne sürülse de Armstrong-Frederick tarzı lineer olmayan pekleşme kuralına dayanan tek yüzeyle akma modelleri hem orantısız hem de orantısız olmayan yüklemelerdeki sağlamlıklarından dolayı popüler olmuştur. Bu durum özellikle Chaboche ve arkadaşlarının 1979 ve 1987’de yapmış olduğu çalışmalar tarafından orijinal Armstrong-Frederick modelini geliştirmek için öteleme gerilmesinin bir seri genişlemesi olan pekleşme kurallarını ifade ederek doğrulanmıştır [30,32].

Uygun bir çevrimsel plastisite modeli akma kriteri, akma kuralı, Bauschinger etkisi, pekleşme kuralları gibi ana bileşenler içermektedir. Akma kriteri elastik ve plastik malzeme davranışı için akma fonksiyonu bölgesini tanımlarken, akma kuralı gerilmeler ve plastik gerinimler arasındaki ilişkileri tanımlar. Pekleşme kuralları ise akma fonksiyonlarının plastik deformasyon boyunca nasıl değiştiğini tanımlamaktadır [27].

3.2. Akma Kriterleri

Bir malzemede elastiklik sınırını belirleyen değer akma sınırıdır. Malzeme bu sınırı geçtiği zaman ve yükün kaldırılması durumunda kalıcı bir deformasyona uğrayacaktır. Akma yüzeyi konusu çevrimsel plastisite de önemli bir konudur. Çoğu malzemeler için pekleşme kurallarına göre ilk akma noktasının ötesinde yüzeyler değişmeye başlar [27]. Bu akma yüzeylerinde elastik, plastik ve nötr yüklemem olarak üç farklı yükleme şartı oluşabilir. Akma yüzeyi matematiksel olarak Denklem 3.1 ile ifade edilmektedir [27].

$$F(\sigma_{ij}) = f(\sigma_{ij}) - \sigma_y = 0 \quad (3.1)$$

Burada $f(\sigma_{ij})$ yükleme fonksiyonunu σ_y ise akma gerilmesini ifade etmektedir. Sünek malzemelerde en yaygın kullanılan iki akma kriteri vardır. Bunlar Tresca ve von Mises akma kriterleridir.

3.2.1. Tresca (Maksimum Kayma Gerilmesi) akma kriteri

Tresca kriteri basit çekme altında, bir malzeme noktasındaki maksimum kayma gerilmesi, maksimum değere ulaştığı zaman bu malzeme noktasında akmanın oluşacağını vurgular. Bu kriter maksimum kayma gerilmesinin plastik deormasyon esnasında belli bir değere sahip olduğunu söylemektedir [10]. Tresca kriteri matematiksel olarak Denklem 3.2'de gösterilmiştir [27].

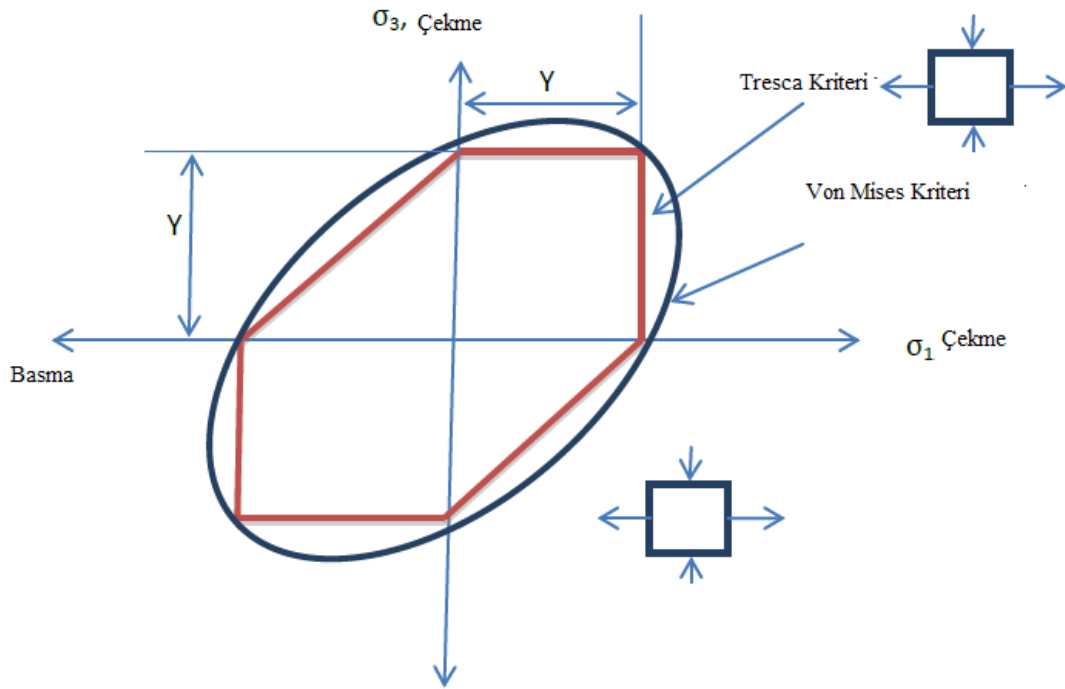
$$F(\sigma_{ij}) = |\sigma_{\max} - \sigma_{\min}| - \sigma_y = 0 \quad (3.2)$$

Bu denklemde σ_{\max} ve σ_{\min} sırasıyla maksimum ve minimum asal gerilmeleri, σ_y ise akma gerilmesini ifade etmektedir. Tresca kriterindeki akma yüzeyleri Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.

3.2.2. Von Mises (Maksimum Distorsiyon Enerjisi) akma kriteri

İzotropik malzemelerde daha popüler olan von Mises akma kriteri karmaşık gerilme durumları için oluşan distorsiyon işinin akma noktasında oluşan distorsiyon işine eşit olduğu zaman malzemedeki akmanın başladığını kabul eder. Bu kriterde akma yüzeyi asal gerilme uzayında eliptik bir şekildedir ve Şekil 3.2.'de gösterilmiştir[33]. Bu kriter asal gerilmeler bakımından çok eksenli gerilme durumları için matematiksel olarak Denklem 3.3'te gösterilmiştir. Bu denklemde σ_1 , σ_2 ve σ_3 asal gerilmeleri σ_y ise akma gerilmesini göstermektedir [27].

$$F(\sigma_{ij}) = \frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] - \sigma_y \quad (3.3)$$



Şekil 3.2. Tresca ve Von mises Akma kriterlerinin temel gösterimi

Tresca ve von Mises akma kriterleri asla belirgin bir şekilde akma davranışlarını tahmin etmede farklılık göstermezler. Her iki kriterde yaklaşık yüzde 15 oranında farklılığı aşacak olan bir gerilme durumu yoktur [33].

3.3. Akma Kuralı

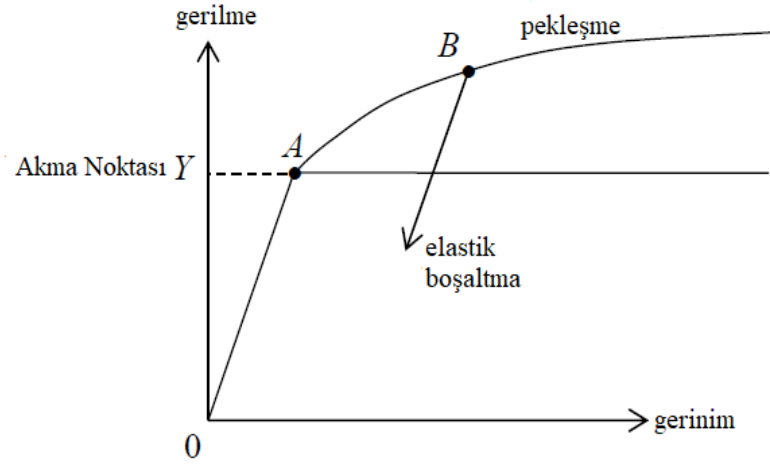
Çevrimsel plastisite modellenmesinde bir diğer önemli konu akma kuralıdır. Akma kuralı plastik deformasyon boyunca gerilmeler ve gerinimler arasındaki ilişkiyi temsil eder. Elastik-plastik yüklemeler için toplam gerinim tensörü Hooke Kanunu tarafından belirlenen elastik gerinimin toplamıdır plastik gerinim ise akma kuralı tarafından yönetilmektedir. Akma kuralı ile ilgili yapılan çalışmalarda çeşitli ilişkiler elde edilmiştir fakat tüm gerilme durumları için bu ilişkilerin aynı olmamaları yeni bir akma kuralı ilişkisinin ortaya çıkmasında etken olmuştur. Drucker termodinamik şartlardan gelen kural ile akma kuralının açık formunu ifade etmiştir. Denklem 3.4'te ifade edilen bu akış kuralı plastik gerinim artışının plastik deformasyon boyunca akma yüzeyine normal yönde olduğunu vurgular [27,34].

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} \quad (3.4)$$

Bu denklemde $d\varepsilon_{ij}^p$ plastik gerinim artışı, $d\lambda$ skalar fonksiyon değeri, ∂F akma fonksiyonu ve $\partial \sigma_{ij}$ ise gerilme tensörüdür.

3.4. Çevrimsel Pekişme ve Pekişme Modelleri

Malzemeye uygulanan yükleme süresince akma yüzeyinin boyutunun ve şeklinin değişmesine pekişme denilmektedir. Pekişme durumu Şekil 3.3.'de gösterilmiştir. Pekişmede temel kural malzemenin yük uygulandıktan sonra plastik deformasyona başlaması durumunda(A noktası), yükün kaldırılıp tekrar uygulanmasıyla malzemenin elastiklik limitinin(B noktası) artmasıdır. Bu durumda malzemedeki mukavemet artmış olur.



Şekil 3.3. Gerilme-gerinim eğrisinde pekleşmenin gösterimi [24]

Pekleşme çevrimsel plastisitede, plastik deformasyon boyunca akma yüzeyinin nasıl değiştiğini belirleyen önemli bir konudur. Akma yüzeyi çeşitli pekleşme modelleri ile plastik deformasyon boyunca genişler, dönüşür veya hem genişler hem dönüşür [27]. Çevrimsel pekleşme çevrimsel olarak kontrol edilen tamamen tersinir olan gerilme-gerinim altındaki malzemeler test edilerek belirlenir. Gerilme kontrollü çevrimsel yükleme altında pekleşme, periyodik zaman boyunca gerinim genliğinin azalıp artmasıyla ilişkilendirilebilir. Malzemenin çevrimsel olarak pekleşme kabiliyetini kontrol eden faktörlerden birisi yapısal bileşenler ve bu bileşenlerin deformasyon sürecine katılmalarıdır. Çevrimsel plastisiteyi modellemek için önemli bir diğer durum ise çevrimsel pekleşme ile malzeme modellerinin birleşimidir [35].

Çevrimsel pekleşme modelleri olarak bu tez çalışmasında izotropik pekleşme ve kinematik pekleşmeden bahsedilmiştir. Bu pekleşme modellerinden önce çevrimsel plastisitede önemli bir etkiye sahip olan Bauschinger etkisi anlatılmıştır.

3.4.1. Bauschinger etkisi

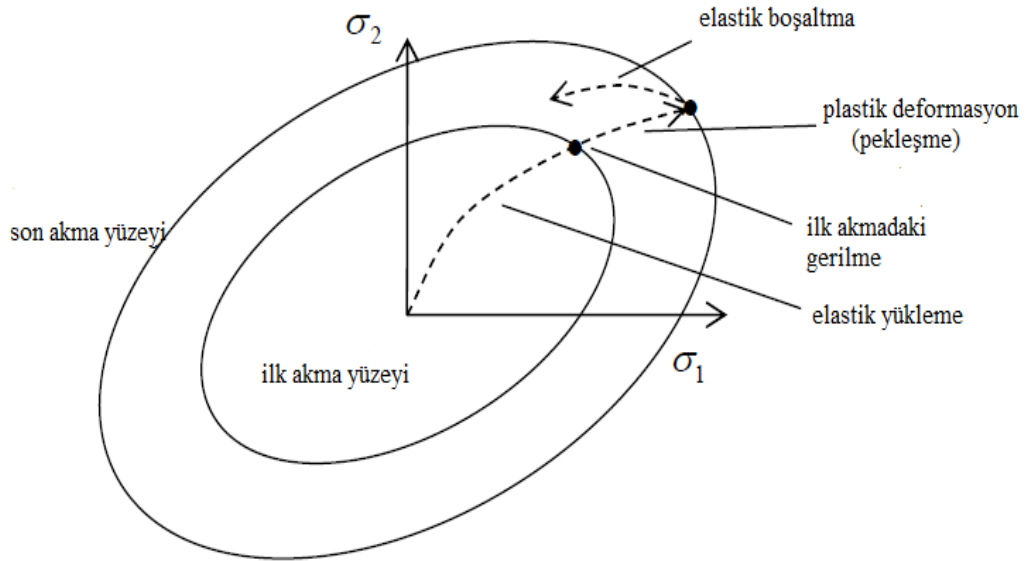
Bir malzeme akma gerilmesinin ötesinde çekme yükü yüklenirse, daha sonra yük boşaltılıp tersinir bir şekilde basma yükü ile tekrar yüklenirse oluşacak olan akma gerilmesi orijinal akma gerilmesinden daha düşük bir değere sahip olacaktır. Bu

$$F = \frac{3}{2} S_{ij} S_{ij} - \sigma_{y(k)}^2 = 0 \quad (3.5)$$

Bu denklemde S_{ij} deviatorik gerilme tensörünü, σ_y akma gerilmesini $\sigma_{y(k)}^2$ ise k 'nin bir fonksyonu olarak akma yüzeyinin hali hazırdaki boyutunu ifade etmektedir. İzotropik pekleşme kuralı için denklem 3.4 ile ifade edilen akma kuralının matematiksel ifadesi Denklem 3.6'da gösterilmiştir [27].

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{3 S_{ij}}{2 \sigma_e} \quad (3.6)$$

Bu denklemde $d\varepsilon_{ij}^p$ plastik gerinim artışını, σ_e von Mises eşdeğer gerilmesini, S_{ij} deviatorik gerilme tensörünü göstermektedir. İzotropik pekleşme modelinin ve bu model üzerinde değişime uğrayan akma yüzeyleri Şekil 3.5.'te gösterilmiştir [24].



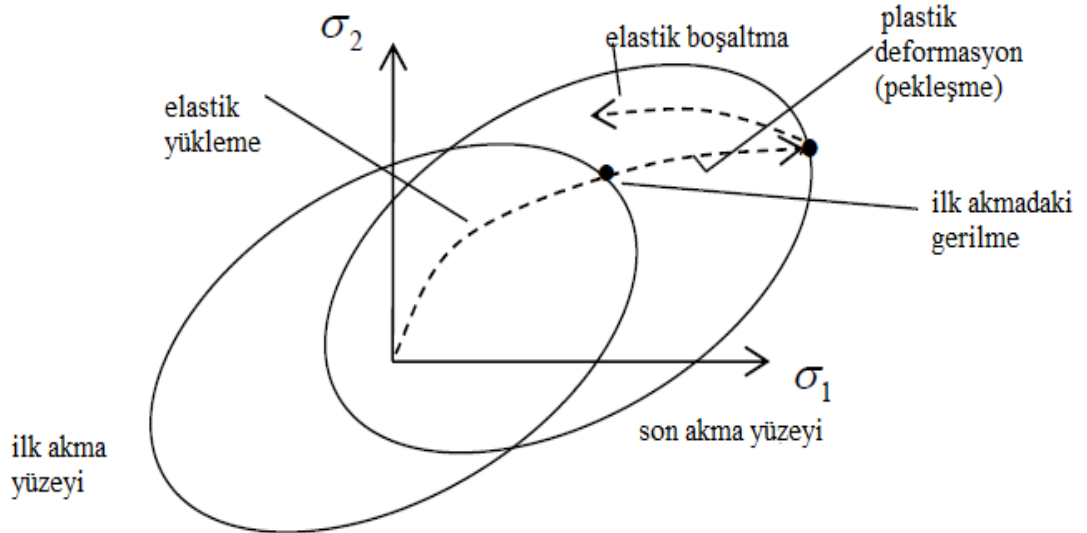
Şekil 3.5. İzotropik pekleşme modeli üzerinde akma yüzeylerinin gösterimi [24]

İzotropik pekleşme modeli orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler ile çalışabilir ancak eğer yüklemeye-boşaltma ve ters yüklemeye işe dahil olursa bu pekleşme modeli ters akmayı uygun bir şekilde modelleyemez bu yüzden çevrimsel plastisitede

kullanışlı değildir. Bu pekleşme metal şekillendirmede büyük gerinim davranışlarını tanımlayabildiği için özellikle kullanılır [27].

3.4.3. Kinematik pekleşme modeli

Kinematik pekleşme modeli, şekil ve boyutta hiçbir değişim olmadan akma yüzeyinde dönüşüme izin veren pekleşme modelidir. Bu pekleşme modelinde Bauschinger etkisi net bir şekilde gözlemlenmektedir[4]. Kinematik pekleşme modelinin ve bu model üzerinde değişime uğrayan akma yüzeyleri Şekil 3.6.'da gösterilmiştir [24].



Şekil 3.6. Kinematik pekleşme modeli üzerinde akma yüzeylerinin gösterimi [24]

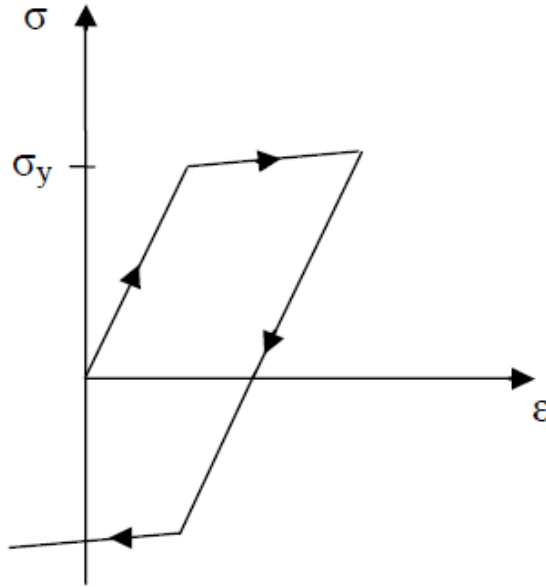
Kinematik malzeme modeli ilk olarak Prager tarafından ortaya konmuştur. Prager kuralı akma yüzeyinin gerilme noktasını takip etmesi için gerilme uzayında herhangi bir genişleme olmaksızın hareket etmesi gerektiğini vurgular. Prager modeli, kinematik pekleşme için akma yüzeyinin matematiksel ifadesini Denklem 3.7 olarak ifade etmiştir. Bu denklemde S_{ij} gerilme tensörünü, a_{ij} öteleme gerilmesini, σ_y ise akma gerilmesini ifade etmektedir [27,37].

$$F = \frac{3}{2} (S_{ij} - a_{ij}) ((S_{ij} - a_{ij}) - \sigma_y^2) = 0 \quad (3.7)$$

Bu denklem akma kuralı ile ilişkilendirilmek istenirse Denklem 3.8 oluşacaktır. Denklemde yer alan parametreler bir önceki denklemde ifade edilmiştir.

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{3}{2} \frac{(S_{ij} - a_{ij})}{\sigma_y} \quad (3.8)$$

Prager ortaya koymuş olduğu modelin dezavantajı sadece lineer kinematik pekleşmede kullanılmasıdır.

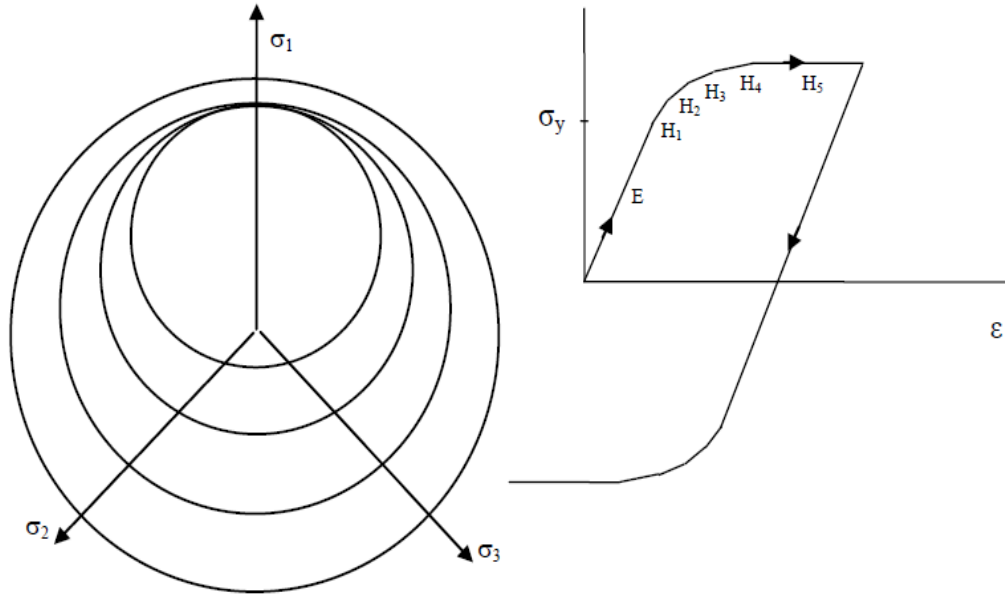


Şekil 3.7. Lineer kinematik pekleşmenin gösterimi [37]

Mroz, Prager'in lineer kinematik pekleşme modelini kullanarak çok eksenli yükleme durumlarında daha iyi gerilme–gerinim eğrisi yaklaşımı için gerilme uzayında bir plastik model tanımlamıştır. Bu durum multilineer kinematik pekleşme olarak bilinmektedir. Burada her yüzey kendi koordinatları ile temsil edilmektedir. Von Mises akma kriterini kullanarak bu pekleşme modeli için akma yüzeyi Denklem 3.9 ile ifade edilmiştir [27,36,38].

$$F^k(S_{ij}, a_{ij}) = \frac{3}{2} (S_{ij} - a_{ij}^k)(S_{ij} - a_{ij}^k) - \sigma_y^{k2} = 0 \quad (3.9)$$

Bu model ile Bauschinger etkisi çevrimsel yüklemelerde kesin bir şekilde görülmektedir.(Şekil 3.8.) Ancak bu model malzeme bozunumunu tam olarak modelleyememektedir. Bunun sebebi de bu modelin daima simetrik eğriler oluşturmasıdır [37].



Şekil 3.8.Mroz multilineer kinematik pekleşme modeli [37]

1967 yılında Armstrong ve Frederick gerçek fiziksel davranışı daha iyi belirleyen daha karmaşık model geliştirmişlerdir. Bu oluşturulan model lineer olmayan malzeme üzerine gerçekleşen pekleşme kuralı olarak da bilinmektedir. Armstrong ve Frederick lineer olmayan pekleşme kuralı ile gerilme uzayında akma yüzeyinin hareketini Denklem 3.10 ile tanımlamışlardır [27,36,39].

$$da_{ij} = \frac{2}{3}C_1 d\epsilon_{ij}^p + C_2 a_{ij} dP \quad (3.10)$$

Denklem 3.10'da dP eşdeğer plastik gerilme oranını, C_1 ve C_2 tek eksenli testler ile belirlenen malzeme sabitlerini ifade etmektedir.

Bir diğer geliştirilen kinematik pekleşme modeli Chaboche modelidir. Bu modelde Chaboche, Armstrong- Frederick (AF) modelinin kapasitesini ve esnekliğini geliştirmiştir. Chaboche modeli AF modeli birkaç parçaya ayırmıştır ve ayrılan her

bir parça AF model ile uyumluluk göstermiştir. Chaboche modelinin temel özellikleri belli sayıda artan parametre bu modelin kapasitesini arttırmıştır. Önemli bir oranda bu modelde sabit oranda bozunumdan kaçınılmıştır. Bu model için akma yüzeyinin hareketini gösteren ifade Denklem 3.11'de gösterilmiştir [27,31,32,36].

$$da_{ij}^k = \frac{2}{3} C_k d\varepsilon_{ij}^p - \gamma_k a_{ij}^k dP \quad k = 1 \dots n \quad . \quad (3.11)$$

Bu denklemde yer alan C_k ve γ_k çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi kullanılarak tanımlanan malzeme sabitlerini ifade etmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında yukarıda belirtilmiş olan çevrimsel plastisite modellemesi temelinde pekleşme modelleri olarak izotropik pekleşme modeli ve Chaboche kinematik pekleşme modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.

BÖLÜM 4. DAİRESEL ÇENTİKLİ BARKEY MİLİNDE SAYISAL UYGULAMALAR

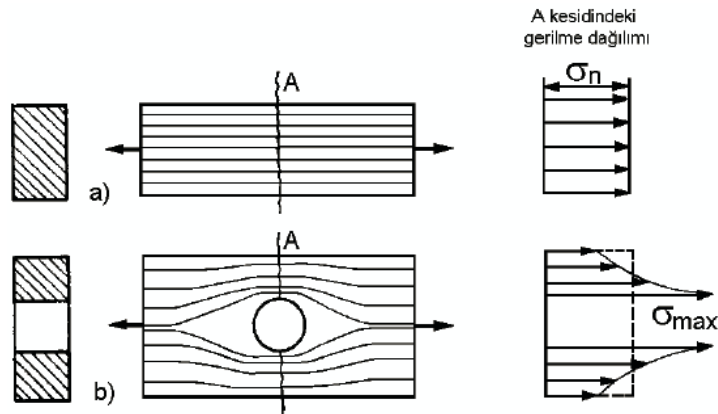
Bu bölümde daha önce anlatılmış olan çevrimsel plastisite temelinde Marc ticari yazılımı kullanılarak malzemesi SAE 1070 çelik olarak belirlenen dairesel çentikli numuneye orantısal ve orantısal olmayan yüklemeler yapılmıştır. Numunenin orantısal olmayan elastik kutu yükleme altındaki davranışını incelemek için standart izotropik pekleşme modeli kullanılırken, orantısal yükleme, orantısal olmayan plastik kutu yükleme ve orantısal olmayan zigzag tipi yükleme durumları için plastik davranışı belirlemek amacıyla Hypela 2 kullanıcı alt programı Marc ticari yazılımına okutulmuştur. Hypela 2 kullanıcı alt programı Marc ticari yazılımına okutulurken girilecek olan tanımlamalar ile hem izotropik hem de kinematik pekleşme modeline uygun olarak çözüm yapabildiğinden, bu üç yükleme durumu için önce izotropik sonra kinematik malzeme modeline göre çözüm yapılarak numunenin çentik bölgesindeki gerinim davranışları incelenmiştir. Numune bu yükleme koşulları altında eksenel yükleme ve burulmaya maruz kalacak ve böylece numunenin çevrimsel çekme basma ve çevrimsel burulma testi analizleri sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Elde edilecek olan sonuçlar Barkey'in yapmış olduğu deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış olup, Hypela 2 kullanıcı alt programı ile elde edilen sonuçların doğrulaması yapılabilecektir.

4.1. Çentik Etkisi ve Dairesel Çentikli Barkey Milinin Modellenmesi

Makine elemanlarında, yataklama ve birleştirme olanakları gibi farklı sebeplerden dolayı fatura, çentik, kamlarda oluşan yuvalar gibi geometrik süreksizlikler oluşmaktadır [5]. Bu geometrik süreksizlikler yerel olarak gerilme yükselmelerine yol açmaktadır [40]. Gerilme bölgesinde meydana gelen bu süreksizlikler gerilme yığılması olarak adlandırılmaktadır ve oluşan bu gerilme yığılmaları genel bir ifade

ile çentik etkisi olarak tanımlanmaktadır [5]. Çentik etkisi makine elemanlarının yorulma kırılmasına karşı olan direncini düşürür ve bu durum yorulma çatlaklarına sebep olan yüksek gerilmelerin bir sonucudur [40].

Makine parçalarındaki kuvvet akışlarının parçaların statik ve yorulma dayanımı üzerine etkisi yüksek bir değerdedir. Oluşan kuvvet çizgilerinde meydana gelecek olan her sapma, gerilme yükselmelerine sebep olur bu durum ise yapısal dayanımın azalmasına neden olmaktadır. Kuvvet çizgilerinde oluşan bu sapsmalar genel bir ifade ile çentik etkisine eşittir ve bu durum dinamik olarak zorlanan konstrüksiyonların şekillenmesinde önemli bir etkidir. Şekil 4.1.'de çentik etkisi gösterilmiştir. Şekil 4.1a.'daki parçada düzgün bir gerilme dağılımı gözükürken Şekil 4.1b.'de deliğin etrafında oluşan kuvvet çizgilerinde oluşan sapsmalardan dolayı düzgün olmayan bir gerilme oluşmuştur [4].



Şekil 4.1. a)Düz b) delikli bir parçada gerilme dağılımının gösterilmesi [4]

Çentik kökünde, daralan kesit alanlarından dolayı oluşacak olan kuvvet akışları daha yoğun bir şekilde gerçekleşeceğinden bu konumlardaki kesitlerde meydana gelen gerilme dağılımları düzgün olmayacaktır. Bu sebepten dolayı çentik köklerinde (delik kenarlarında) gerilmeler en yüksek değere çıkacaktır. [4]. Gerilmelerde ortaya çıkacak olan bu maksimum değer akma gerilmesinin üstüne çıkmaktadır ve bu sebepten dolayı çentik köklerinde çatlak oluşumları ve yırtılmalar başlamaktadır. Şekil 4.1. den de görüleceği üzere $\sigma_{max} \geq \sigma_n$ 'dir. Burada σ_n gerilme denklemleri ile

hesaplanırken σ_{\max} çentik geometrisine bağlıdır. Ve bu iki değer arasındaki ilişki $K_t > 1$ olmak üzere Denklem 4.1.'de gösterilmiştir.

$$\sigma_{\max} = K_t \cdot \sigma_n \quad (4.1)$$

Denklem 4.1.'deki K_t 'ye teorik gerilme yığılması faktörü denilmektedir. Makine elemanlarının tasarımında K_t 'nin yanında çentik faktörü diye adlandırılan K_c 'ye ihtiyaç duyulmaktadır. Çentik faktörü genel ifade ile çentiksiz dayanılabilen gerilme durumunun çentikli olarak dayanılabilen gerilmeye olan oranıdır. K_t ile K_c arasında Denklem 4.2.'deki gibi bir ilişki vardır ve buradaki q çentik hassasiyet faktörüdür [5]

$$K_c = q(K_t - 1) + 1 \quad (4.2)$$

Dinamik yükleme koşulları altında teorik gerilme yığılması faktörü yerine çentik faktörü kullanılmaktadır ve Denklem 4.2 Thum tarafından önerilen ve geniş kabul gören bir esastır. Yükün dinamik malzemenin gevrek olduğu durum en tehlikeli olduğu durumdur eğer malzemede çentik faktörü varsa gerilme yığılmaları göz önüne alınmalıdır. Bu durum yükün dinamik malzemenin sünek olduğu durum içinde geçerlidir [5].

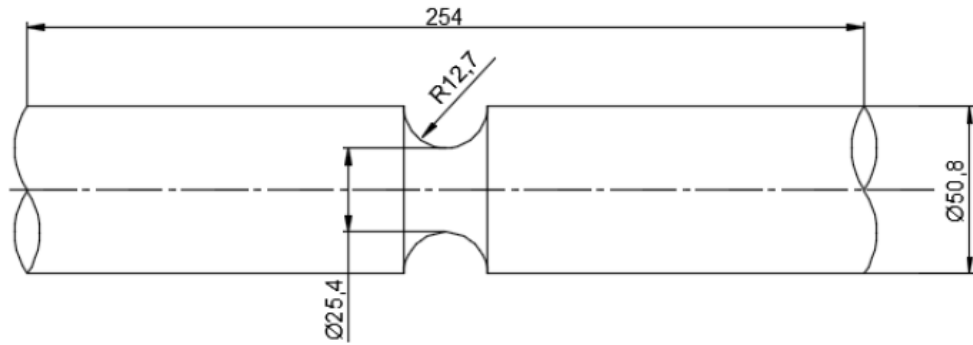
Çentikli numuneler orantısal olarak yüklemelere maruz kaldıkları zaman gerilme yığılması etkilerinden dolayı, çentik uçlarındaki gerilmelerin orantısal davranmasının beklenmesi şart değildir. Fakat eğer çentikli numune orantısal olmayan yükleme durumuna maruz kalırsa çentik ucundaki gerilme ve gerinim durumu yükleme şekline bağlı olacaktır [41].

Barkey[42] 1993 yılında orantısal ve orantısal olmayan yükleme şartlarında çevrimsel çekme ve burulma yüklemelerine maruz kalan, malzemesi SAE 1070 çelik olan dairesel çentikli bir milin çentik kökündeki gerinim davranışlarını deneysel olarak incelemiştir. Barkey deneylerini Instron ve MTS çekme-burulma çift eksenli test çerçevesinde yük kontrolü şartları altında yürütmüştür. Barkey çentik kökündeki gerinimleri üç elemanlı dikdörtgensel gerinim ölçer cihazla ölçmüştür.

Çok eksenli yüklemeler çentik kenarlarında büyük bir plastik deformasyon olmaksızın karmaşık gerilmeler ve gerinimler oluştururlar. Maalesef çok eksenli yüklemelerin birleşimi ve makine parçalarının karmaşık geometrileri uygulamada kaçınılmazdır ve dayanım testi için gerçekleştirilen deneyler zaman ve maliyet şartlarından dolayı pek sık olmamaktadır. Bu sebeple sonlu elemanlar yöntemi çentikli bileşenlerin yorulma ve dayanım analizlerini gerçekleştirmek için çok önemli bir seçenektir [43].

Bu kısımda Barkey'in daha önce üzerinde çalışmış olduğu dairesel çentikli numunenin çevrimsel çekme basma ve burulma testleri altındaki malzeme davranışı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak belirlenmeye çalışılmıştır. Çevrimsel yüklemeler orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler şeklinde yapılmış olup analizlerde standart izotropik malzeme modeli ve sırasıyla izotropik ve kinematik malzeme modeli özelliğine göre Hypela 2 kullanıcı alt programı Marc ticari yazılımına okutularak kullanılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar Barkey'in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılacak olan Barkey'in üzerinde çalışmış olduğu dairesel çentikli numunenin ölçüleri Şekil 4.2.'de gösterilmiştir [42].



Şekil 4.2.Barkey'in üzerinde çalıştığı dairesel çentikli numune ve ölçüleri [42]

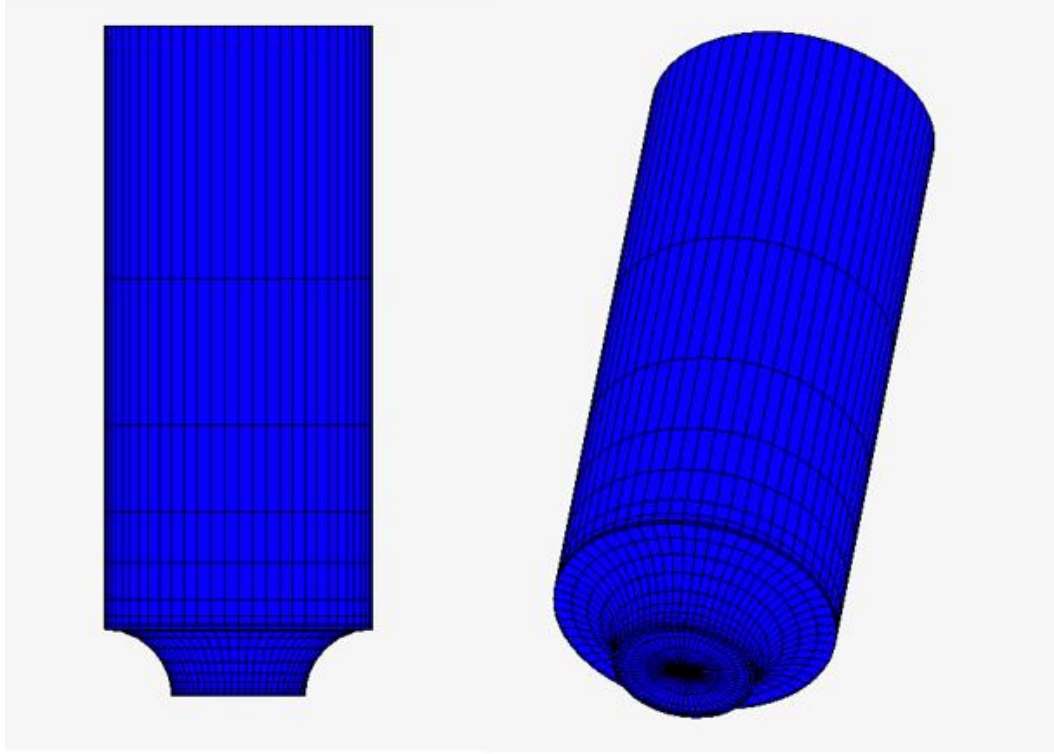
Analizlerde kullanılan dairesel çentikli numunenin malzemesi SAE 1070 olarak belirlenmiş olup malzeme özellikleri ise Tablo 4.1.'de gösterilmiştir [42,43].

Tablo 4.1. SAE 1070 çeliğin malzeme özellikleri [42,43]

Akma Gerilmesi [MPa]	250
Elastisite Modülü [MPa]	2100000
Poisson oranı	0,3
Çevrimsel Mukavemet Katsayısı[MPa]	1736
Çevrimsel Pekleşme Üsteli	0,199

Şekil 4.2.'de gösterilmiş olan dairesel çentikli Barkey mili Ansys yazılımında modellenmiş ve yine bu yazılım programında sonlu elemanlar ağı oluşturulmuştur. Daha sonra ağ yapısı ile birlikte oluşturulan model sonlu elemanlar analizlerinin yapılacağı Marc ticari yazılımına aktarılmıştır. Şekil 4.2.'den de görüleceği üzere numune aksenal simetrik olduğundan numunenin yarısını modellenmiştir.

Numune ilk önce iki boyutlu olarak çeyrek numune şeklinde oluşturulmuştur. İki boyutlu olarak oluşturulan numunenin eleman tipi iki boyutlu modellemede kullanılan ve her bir düğüm noktasında iki serbestlik derecesine sahip olan dört düğüm noktası ile tanımlanan dörtgen eleman quad 182 olarak belirlenmiştir. İki boyutlu elemanda çentik bölgesinde daha düzgün bir ağ yapısının oluşumunun gerçekleşmesi için model çalışma alanlarına ayrılmıştır. İki boyutlu çeyrek modelde ağ yapısı oluşturulduktan sonra numune yansıtma yöntemiyle yarı model haline getirilmiştir. İki boyutlu yarı modelin üç boyutlu hale getirilme işlemi döndürme yöntemi ile yapılmıştır. Üç boyutlu model oluşturulduktan sonra eleman tipi olarak üç boyutlu modellemede kullanılan ve her bir düğüm noktasında üç serbestlik derecesi olan sekiz düğüm noktalı solid 185 seçilmiş ve iki boyutlu eleman silinmiştir. Burulma gerilmeleri çentik ve yüzey bölgelerinde yoğun bir şekilde oluşacağından dolayı bu bölgelerdeki ağ yapıları daha yoğun bir şekilde oluşturulmuştur. Dairesel çentikli numunede oluşturulan ağ yapısı 4020 eleman sayısına ve 4571 düğüm noktasına sahip olup Şekil 4.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Dairesel çentikli numune için oluşturulan ağ yapısı

4.2. Hypela 2 Kullanıcı Alt Programı Ve Parametrelerinin Düzenlenmesi

Hypela 2 kullanıcı alt programı kullanıcıya hypoelastik malzeme seçeneği tanımlaması ile birlikte malzeme modellerini uygulama kabiliyeti verir. Hypela 2 kullanıcı alt programı Marc ticari yazılımına subroutine edilebilmektedir ve böylece Marc yazılımı kullanıcıya deplasman, gerinim ve gerilmeler hakkında bilgi sağlamaktadır [44].

Hypela 2 kullanıcı alt programı Ludwig eşitliğine göre malzemenin mekanik davranışına ait parametrelerin elde edilmesini sağlamaktadır. Bu eşitliğe geçmeden önce Holloman-Ludwig güç eşitliğinden bahsetmek gerekmektedir. Gerçek gerilme ve gerinim eğrileri herhangi bir gerinim noktasında metalin plastik olarak akmasına sebebiyet verdiği için akma eğrisi olarak adlandırılmaktadır. Bu eğriye matematiksel eşitlik uydurmak için pek çok girişim yapılmıştır. Bu girişimler sonucu en yaygın ifade güç eşitliği (The Power Law) olmuştur ve bu eşitlik Denklem 4.3'de ifade edilmektedir [25].

$$\sigma_{\text{gerçek}} = K\varepsilon_p^n \quad (4.3)$$

Burada, K mukavemet katsayısını, n pekleşme üstelini ε_p ise plastik gerinimi ifade etmektedir. Denklem 4.3 malzemenin boyun vermeye başladığı maksimum noktaya kadar geçerli olabilir [45].

Pekleşme üsteli $n = 0$ olduğu zaman iyi bir plastik model, $n = 1$ olduğu zaman ise elastik model özelliği ortaya çıkmaktadır. Çoğu metaller için n 0,1 ile 0,5 arasındadır. Güç eşitliği diye adlandırılan Denklem 4.3 Holloman-Ludwig eşitliği olarak da bilinmektedir [45].

Denklem 4.3'deki sapmalar özellikle düşük gerinimler ($\varepsilon < 10^3$) ve yüksek gerinimler ($\varepsilon \gg 1$) için sık sık gözlemlenmektedir. Güç eşitliğini izlemeyen veriler için Denklem 4.4'deki Ludwig eşitliği kullanılmaktadır [45].

$$\sigma_{\text{gerçek}} = C(\varepsilon_0 + \varepsilon_p)^p \quad (4.4)$$

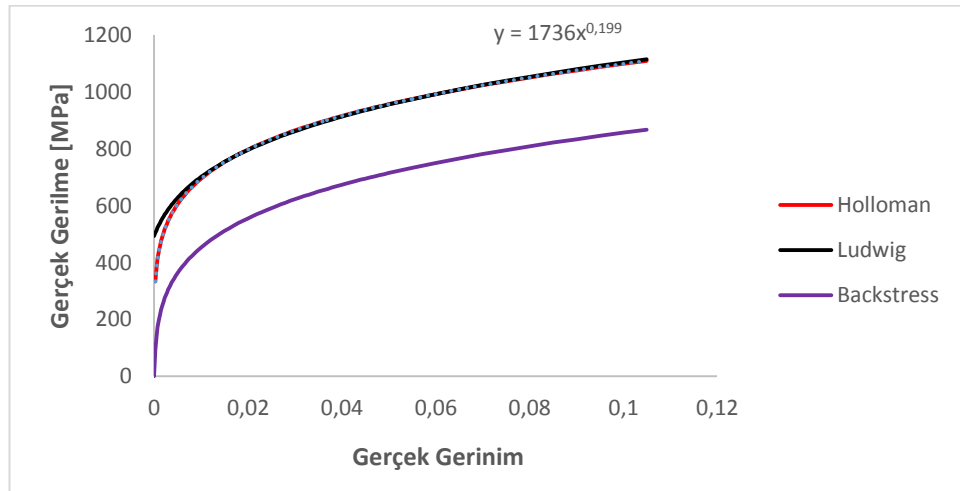
Bu ifade C Ludwig mukavemet katsayısını p ise Ludwig pekleşme üstelini ε_p ve ε_0 terimleri ise sırasıyla akma noktasındaki plastik gerinimi ve malzemede meydana gelen plastik gerinimi ifade etmektedir.

Yukarıda da ifade edildiği üzere Hypela 2 kullanıcı alt programı Denklem 4.4'e göre malzemenin mekanik davranışlarının incelenmesini sağladığından programa elastik malzeme parametreleri olarak elastiklik modülü ve poisson oranının akma eğrisi ile ilgili olarak Ludwig eşitliği parametrelerinden akma gerilmesi, Ludwig mukavemet katsayısı ve Ludwig pekleşme üstelinin önceden girilmesi gerekmektedir.

Hypela 2 kullanıcı alt programı izotropik pekleşme kuralı ve Chaboche kinematik pekleşme kuralına göre çözüm yapabildiğinden ilgili pekleşme kuralları için gerekli parametreler programa girilmiştir. İzotropik pekleşme kuralı için Ludwig mukavemet katsayısı ve pekleşme üsteli kinematik pekleşme kuralı için ise öteleme gerilmesi (backstress) ve öteleme gerinimi programa girilmesi gereken parametrelerdir.

Kinematik pekleşme parametrelerinden olan (öteleme gerilmesi) geometrik olarak gerekli olan dislokasyonların yığılması tarafından oluşan uzun zamanlı gerimelerdir. Bu gerilmeler sadece akma dayanımı arttırmakla kalmaz aynı zamanda sünekliği arttırmak için pekleşmeyi de artırır. Öteleme gerilmeleri pekleşme, dayanım ve mekanik özelliklerde önemli bir role sahiptir ve kaymayı etkilemek için mobil dislokasyonlar ile etkileşime girmektedirler. Öteleme gerilmeleri dislokasyon kayması için etkili bir şekilde çözümlenmiş kayma gerilmelerini azaltır çünkü uygulanan kayma gerilmelerinin zıt yönünde hareket ederler [46]. Dairesel çentikli mil üzerinde yapılacak olan analizler hem izotropik hem de kinematik pekleşme kuralına göre olacağından dolayı bu pekleşme kuralları için Hypela 2 kullanıcı programına girilecek olan bu parametrelerin elde edilmesi gerekmektedir.

Hem izotropik hem de kinematik pekleşme modelleri için gerekli olan Denklem 4.4'de ifade edilen Ludwig mukavemet katsayısı ve üsteli, Denklem 4.3'de verilen Holloman-Ludwig güç eşitliğine göre Microsoft Excel programında oluşturulacak olan gerilme-gerinim eğrisine göre eğri uydurma yöntemiyle elde edilmiştir. Bu eğriye göre ortaya çıkacak olan matematiksel ifadenin katsayıları Denklem 4.4'e denk sayılabileceğinden bu katsayılar gerekli Ludwig parametreleri olacaktır. SAE 1070 çeliğinin çevrimsel malzeme özellikleri daha önce Tablo 4.1.'de verilmişti. Bu değerlerden hareketle Microsoft Excel programında Denklem 4.3 ve Denklem 4.4 'e göre oluşturulmuş olan akma eğrisi grafiği Şekil 4.4.'te gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Eğri uydurma yöntemiyle elde edilen Ludwig ve backstress eğrileri

Şekil 4.4.'deki Ludwig eğrisinden gerekli parametreler elde edilmiştir. Buna göre Ludwig mukavemet katsayısı 1800 MPa pekleşme üsteli ise 0,215 olarak belirlenmiştir. Ludwig pekleşme parametrelerinden hareketle elde edilen gerçek gerilme gerinim eğrisinin gerilme değerlerinden akma gerilmesi çıkarılarak öteleme gerilmeleri elde edilmiştir. Akmanın 0,002 gerinim değerinde oluşacağından dolayı bu değere karşılık gelen gerilme değeri minimum öteleme gerilmesi 0,105 gerinim değerine karşılık gelen gerilme değeri ise maksimum öteleme gerilmesi olarak kabul edilmiştir. Eğrinin maksimum ve minimum değerleri Hypela 2 kullanıcı alt programına girilmiş ve çevrimsel sapmalara göre öteleme gerilmesi değerleri bu iki değer arasında belirlenmeye çalışılmıştır. Belirlenen değerler doğrultusunda programa girilen en yüksek öteleme gerilmesi değeri 855 MPa en düşük ise 575 MPa olmuştur. Bu iki değer arasında deneme yanılma yoluyla girilmiş olan öteleme gerilmesi değerleri sırasıyla 650 MPa, 685 MPa, 690 MPa, 695 MPa ve 700 MPa olarak belirlenmiştir. Her girilen öteleme gerilmesi için analizler yapılmıştır. Elde edilen parametrelerden hareketle Hypela 2 kullanıcı alt programına girilecek olan malzeme özellikleri Tablo 4.2.'de gösterilmiştir.

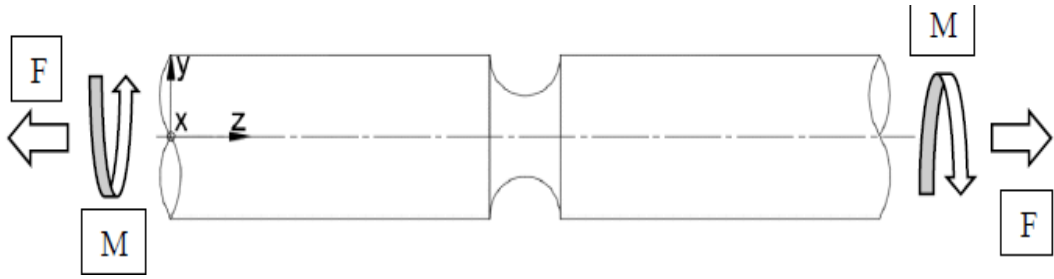
Tablo 4.2. SAE 1070 çelik için Hypela 2 kullanıcı alt programı parametreleri

Akma Gerilmesi [MPa]	250
Elastisite Modülü [MPa]	2100000
Poisson oranı	0,3
Ludwig Mukavemet Katsayısı[MPa]	1800
Ludwig Pekleşme Üsteli	0,215

Tablo 4.2.'de verilen Hypela 2 parametreleri hem izotropik hem de kinematik pekleşme modeli için gerekli olan parametrelerdir. Kinematik malzeme modeli için gerekli olan öteleme gerilmesi değerleri yukarıda ifade edilmiştir. Kullanıcı alt programının izotropik pekleşme ve kinematik pekleşme ayrımını sağlayan parametre öteleme gerilmesidir ve öteleme gerilmesi değerinin sıfır olması durumu programın izotropik malzeme modeline göre çözüm yapacağını gösterir bu sebepten dolayı izotropik pekleşme modeline göre çözüm yapılırken doyma gerilmesi değeri sıfır alınmıştır.

4.3. Dairesel Çentikli Barkey Mili İçin Sınır Şartlarının Düzenlenmesi

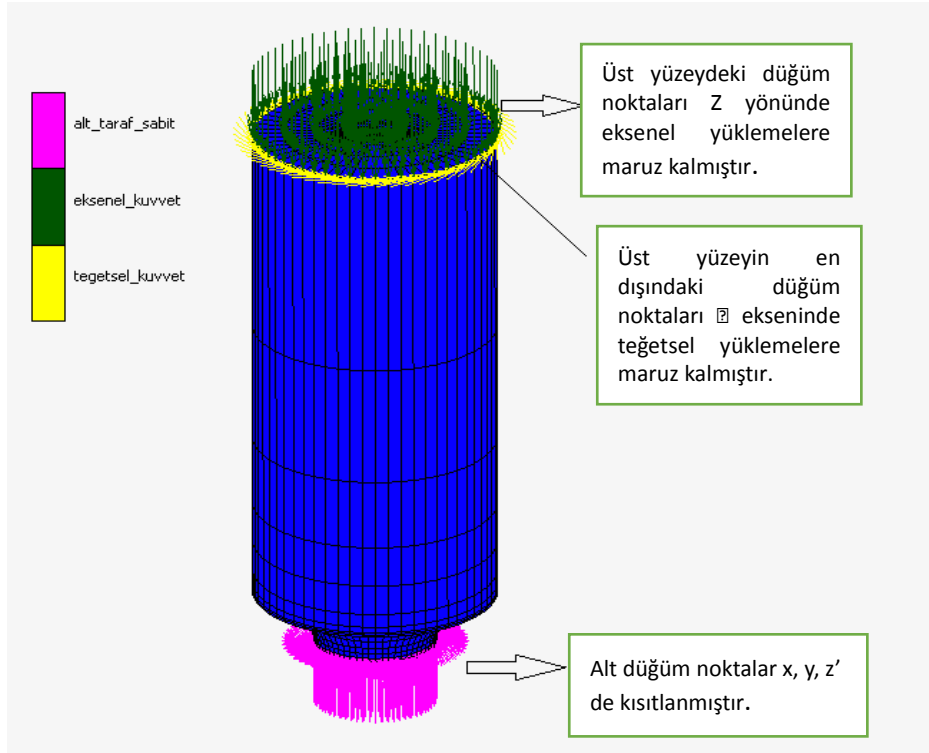
Barkey dairesel çentikli numuneye uygulanacak olan sınır şartlarının temsili gösterimi Şekil 4.5.'te gösterilmiştir. Dairesel çentikli numune farklı yükleme koşulları altında aksenal yükleme ve burulma olmak üzere birleşik yüklemeye maruz kalmıştır.



Şekil 4.5. Dairesel çentikli numunedeki sınır şartlarının temsili gösterimi

Çentikli numune modellenirken silindirik koordinat sistemi kullanılmıştır. Numune üzerinde çevrimsel çekme-basma ve burulma testleri gerçekleştirileceğinden dolayısıyla sınır şartları da polar düzlemde verileceğinden dolayı oluşturulmuş olan düğüm noktaları silindirik koordinatlara taşınmıştır. Kartezyen sistem X, Y, Z eksenleri üzerine kurulurken oluşturulan silindirik koordinat sisteminde r X'i, Θ Y'yi Z yine Z' yi temsil etmektedir.

Dairesel çentikli numuneye tüm yükleme durumlarında aynı düğüm noktalarına etki eden sınır şartları uygulanmıştır. Numunenin alt düğüm noktaları her yönden sabitlenirken, üst yüzeydeki düğüm noktaları Z yönünde basma-çekme zorlamasına, yine üst yüzeyin en dıştaki düğüm noktaları Θ ekseninde teğetsel kuvvete maruz kalmıştır.

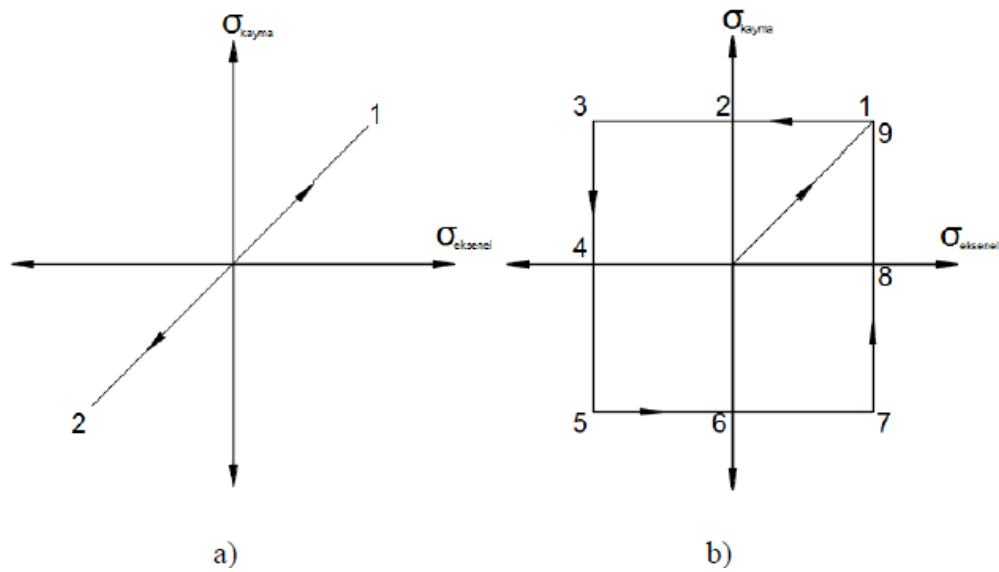


Şekil 4.6. Dairesel çentikli numuneye uygulanan sınır şartları

Dairesel çentikli numuneye uygulanan çevrimsel zorlamalar orantısal yükleme, orantısal olmayan elastik kutu yükleme, orantısal olmayan plastik kutu yükleme ve orantısal olmayan zigzag tipi yükleme olmak üzere dört farklı yükleme ile gerçekleştirilmiştir. Barkey'in yapmış olduğu orantısal ve orantısal olmayan yükleme durumlarında çentik kökünde meydana gelen aksenal gerilmeler ve kayma gerilmeleri [42] Tablo 4.3.'de zamana bağlı olan grafikler [43] ise Şekil 4.7.'de gösterilmektedir.

Tablo 4.3. Barkey'in yapmış olduğu testlerdeki sonuçlar [42]

Test Numarası	Nominal Aksenal Gerilme [MPa]	Nominal Kayma Gerilmesi [MPa]	Yükleme Durumu
1	296	196	Orantısal Yükleme
2	100	62,5	Orantısal Olmayan Elastik kutu Yükleme
3	296	193	Orantısal Olmayan Plastik Kutu Yükleme
4	100	193	Orantısal Olmayan Zigzag Tipi Yükleme



Şekil 4.7. a) orantısız yükleme, b) orantısız olmayan yükleme gösterimi [43]

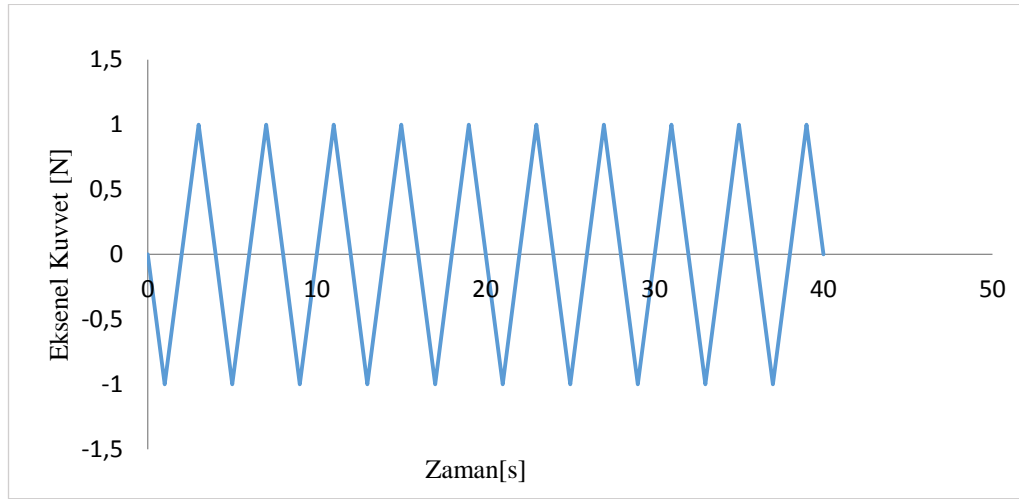
Çentik bölgesine etki eden eksenel gerilme ve kayma gerilmesi değerleri Şekil 4.2.'deki numune ölçüleri gereği Tablo 4.3.'deki değerlerin yaklaşık dörtte biridir. Buna bağlı olarak tüm yükleme durumları için eksenel kuvvet ve burulma kuvvetleri bu çentik bölgesindeki gerilmelere bağlı olarak hesaplanmış ve ilgili düğüm noktalarına tanımlanmıştır. Basıncın birim alana düşen kuvvet olduğu düşünülürse her bir düğüm noktası için geçerli olan kuvvet değerleri Tablo 4.4'te gösterilmiştir.

Tablo 4.4. Dairesel çentikli milde üst düğüm noktalarına etki eden kuvvetler

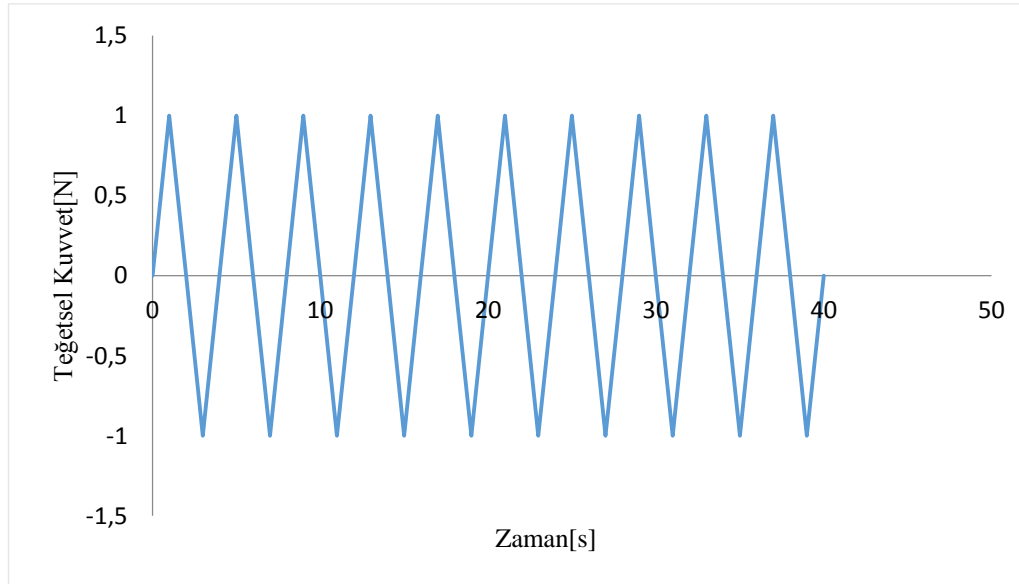
Test Numarası	Eksenel Kuvvet [N]	Burulma Kuvveti [N]	Yükleme Durumu
1	622,346	407,48	Orantısız Yükleme
2	210,252	131,96	Orantısız Olmayan Elastik Yükleme (Kutu)
3	622,346	407,48	Orantısız Olmayan Plastik Yükleme (Kutu)
4	622,346	407,48	Orantısız Olmayan Zigzag Tipi Yükleme

Tablo 4.4.' te gösterilen kuvvet değerleri sınır şartı olarak ilgili düğüm noktalarına uygulanırken zamana bağlı değişen kuvvetler olarak tanımlanmıştır. Barkey'in yapmış olduğu deneysel testlerden alınan ve zamana bağlı değişen grafikler, tablolar

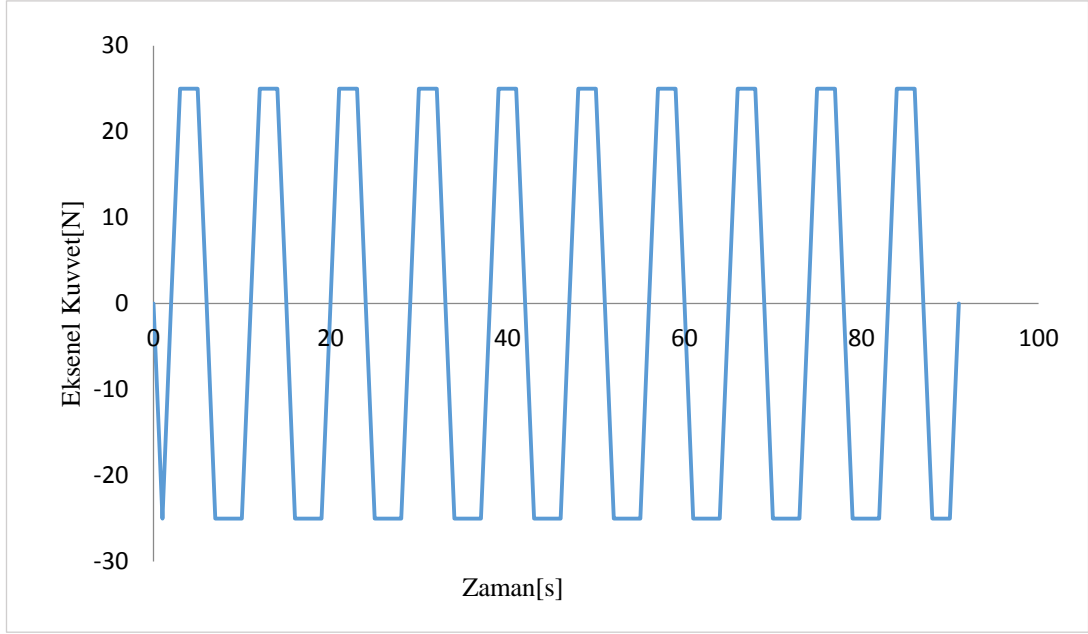
halinde Marc ticari yazılımına girilmiştir ve Tablo 4.3.'te belirtilen yükleme durumları için uygulanan kuvvetler bu tablolara bağlı olarak düğüm noktalarına verilmiştir. Orantısız yükleme, orantısız olmayan elastik yükleme (Kutu), orantısız olmayan plastik yükleme (Kutu), Orantısız olmayan zigzag tipi yükleme durumları için yükleme durumları ve zamana bağlı değişen grafikler Şekil 4.8., Şekil 4.9., Şekil 4.10., Şekil 4.11., Şekil 4.12. ve Şekil 4.13.'de gösterilmiştir.



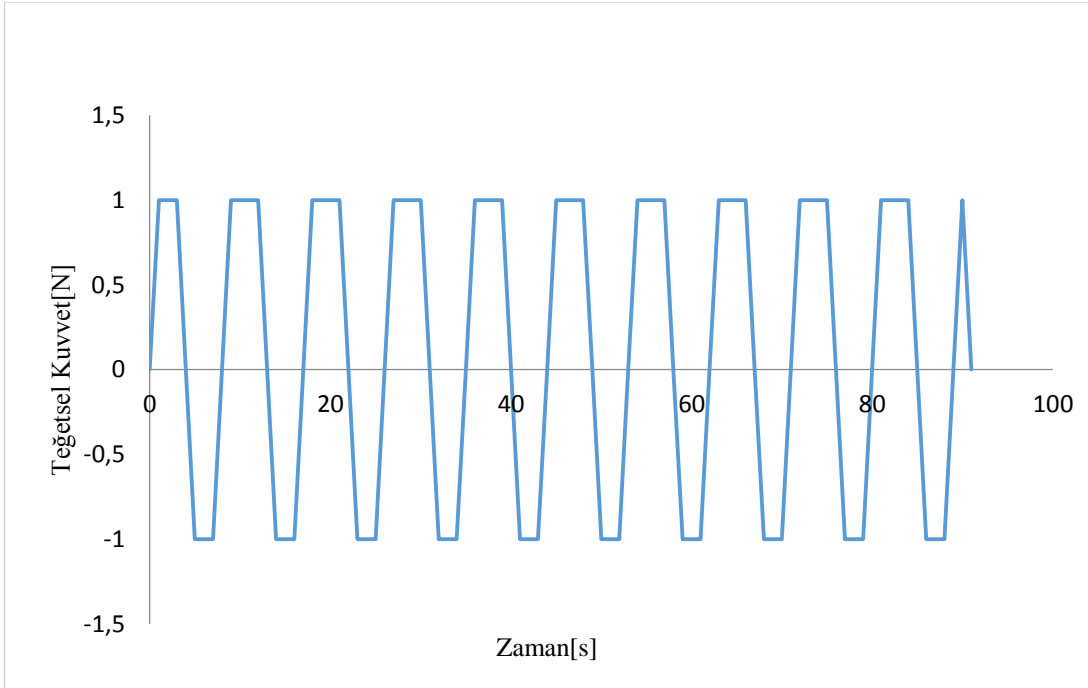
Şekil 4.8. Orantısız yüklemde numunenin üst tarafındaki yüzeylere uygulanan eksenel yükün zamana bağlı değişimi grafiği



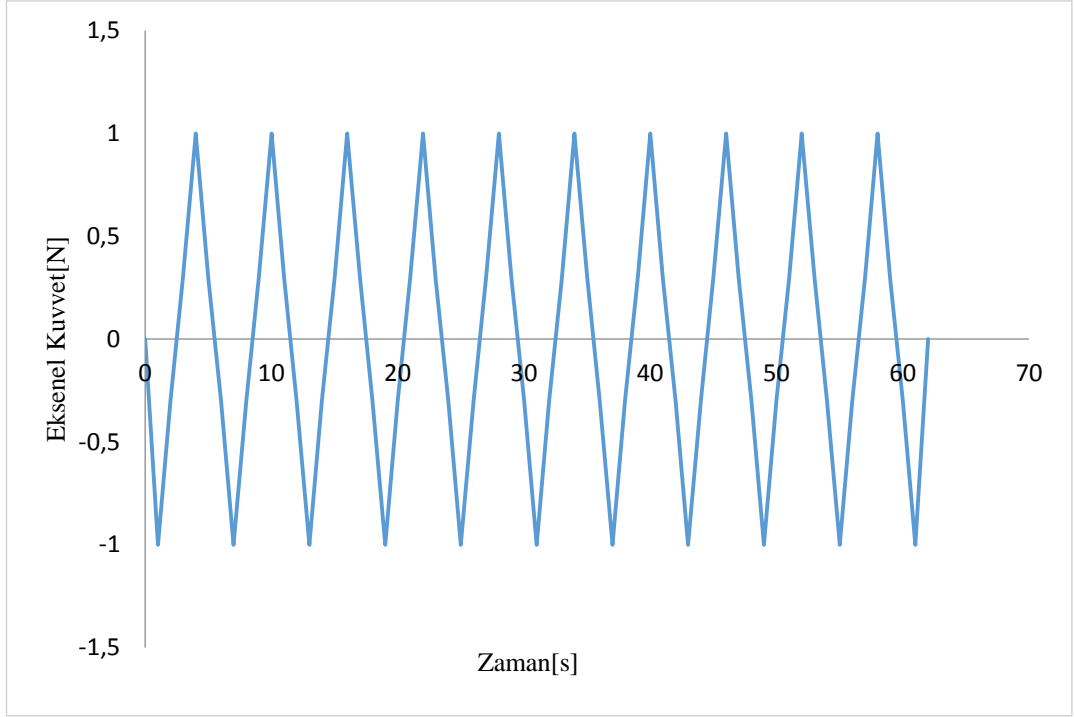
Şekil 4.9. Orantısız yüklemde numunenin en üst yüzeyindeki dış düğüm noktalarına uygulanan teğetsel kuvvetin zamana bağlı değişimi grafiği



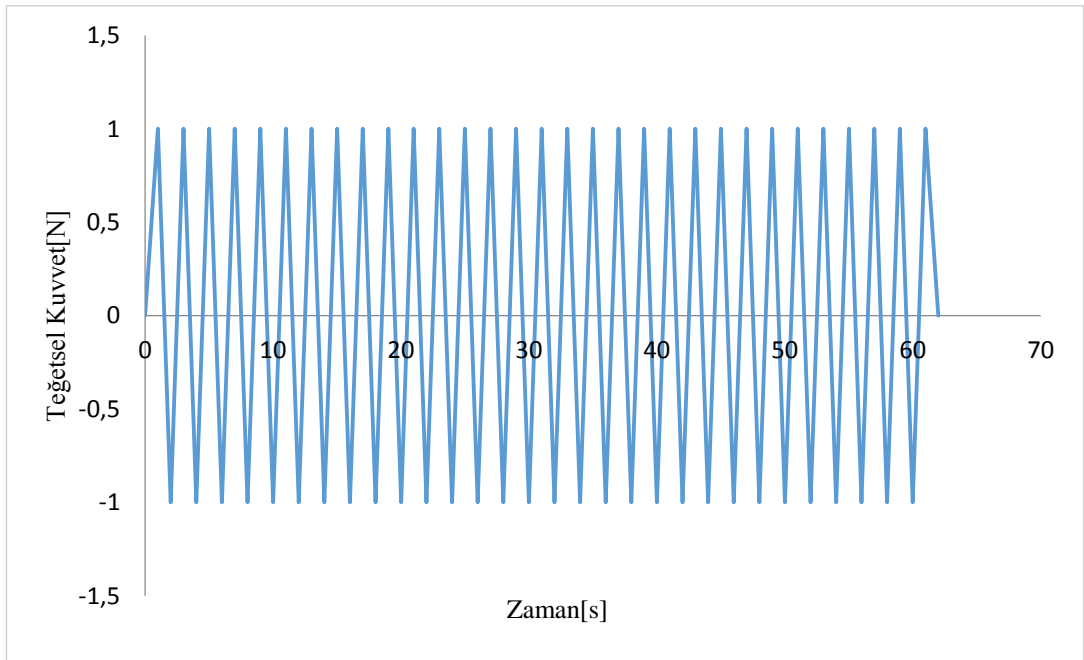
Şekil 4.10. Orantısız olmayan elastik kutu ve plastik kutu yüklemde numunenin üst yüzeyine uygulanan eksenel yükün zamana bağlı değişimi grafiği



Şekil 4.11. Orantısız olmayan elastik kutu ve plastik kutu yüklemde numunenin üst yüzeyindeki dış düğüm noktalarına uygulanan teğetsel kuvvetin zamana bağlı değişimi grafiği



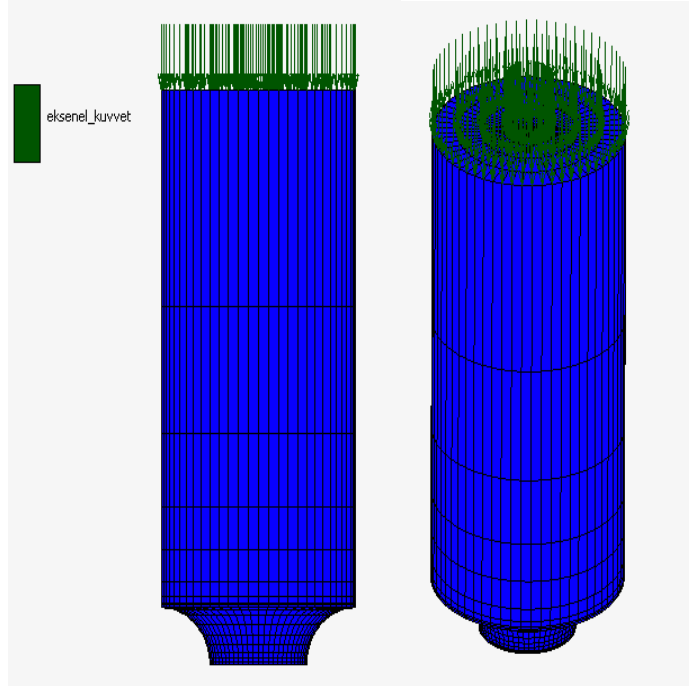
Şekil 4.12. Orantısız olmayan zigzag tipinde yüklemde numunenin üst yüzeyine uygulanan aksel yükün zamana bağlı değişimi grafiği



Şekil 4.13. Orantısız olmayan zigzag tipinde yüklemde numunenin üst yüzeyindeki dış düğüm noktalarına uygulanan teğetsel kuvvetin zamana bağlı değişimi grafiği

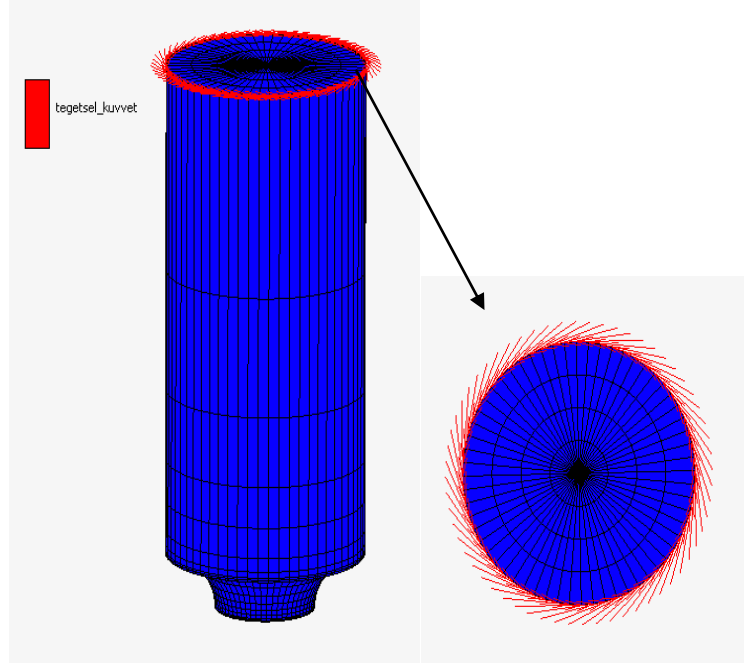
Tablo 4.4.'de gösterilen aksel kuvvetler zamana bağlı olarak ilgili tüm yüklem durumları için Şekil 4.14.'de gösterilen dairesel çentikli numunenin yaklaşık 241 tane olan üst yüzey düğüm noktalarına uygulanmıştır. Kuvvetler düğüm noktalarına

uygulanırken orantısal yükleme için Şekil 4.8., orantısal olmayan kutu yüklemeler için Şekil 4.10., orantısal olmayan zigzag tipi yükleme için Şekil 4.12.’deki tablolar Marc ticari yazılımına girilmiştir. Eksenel yükleri zamana bağlı grafikler kullanarak uygulamak çevrimsel çekme-basma testlerini gerçekleştirmek için amaçlanmıştır.



Şekil 4.14. Silindirik sistemde Z yönünde uygulanan eksenel kuvvetlerin, uygulandığı düğüm noktalarının gösterimi

Tablo 4.4.’te gösterilen teğetsel burulma kuvvetleri zamana bağlı olarak ilgili tüm yükleme durumları için Şekil 4.15.’te gösterilen dairesel çentikli numunenin yaklaşık 61 tane olan üst yüzey dış düğüm noktalarına uygulanmıştır. Kuvvetler düğüm noktalarına uygulanırken orantısal yükleme için Şekil 4.9., orantısal olmayan kutu yüklemeler için Şekil 4.11., orantısal olmayan zigzag tipi yükleme için Şekil 4.13.’deki zamana bağlı değişen grafikler Marc ticari yazılımına girilmiştir. Teğetsel kuvvetleri zamana bağlı olarak değişen grafikler kullanarak tanımlamaktaki hedef çevrimsel burulmayı gerçekleştirmektir. Bu şekilde nominal kayma gerilmelerinin meydana gelmesi hedeflenmektedir.



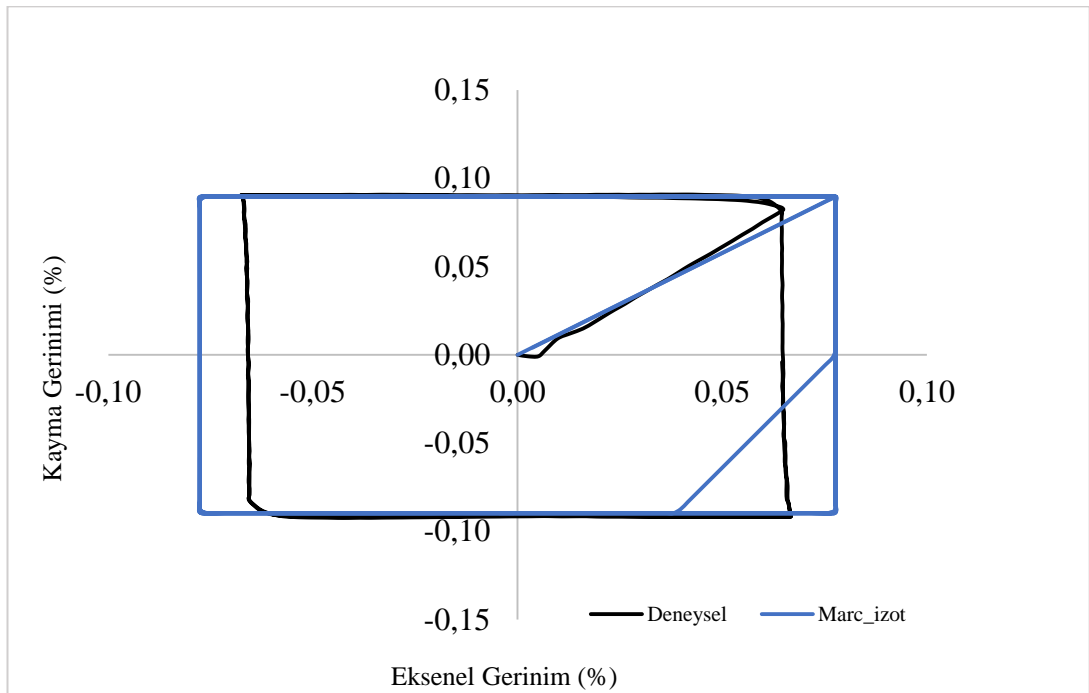
Şekil 4.15. Silindirik sistemde Θ yönünde uygulanan teğetsel kuvvetlerin uygulandığı düğüm noktalarının gösterimi

4.4. Dairesel Çentikli Barkey Mili için Sonlu Elemanlar Analizleri ve Sonuçlar

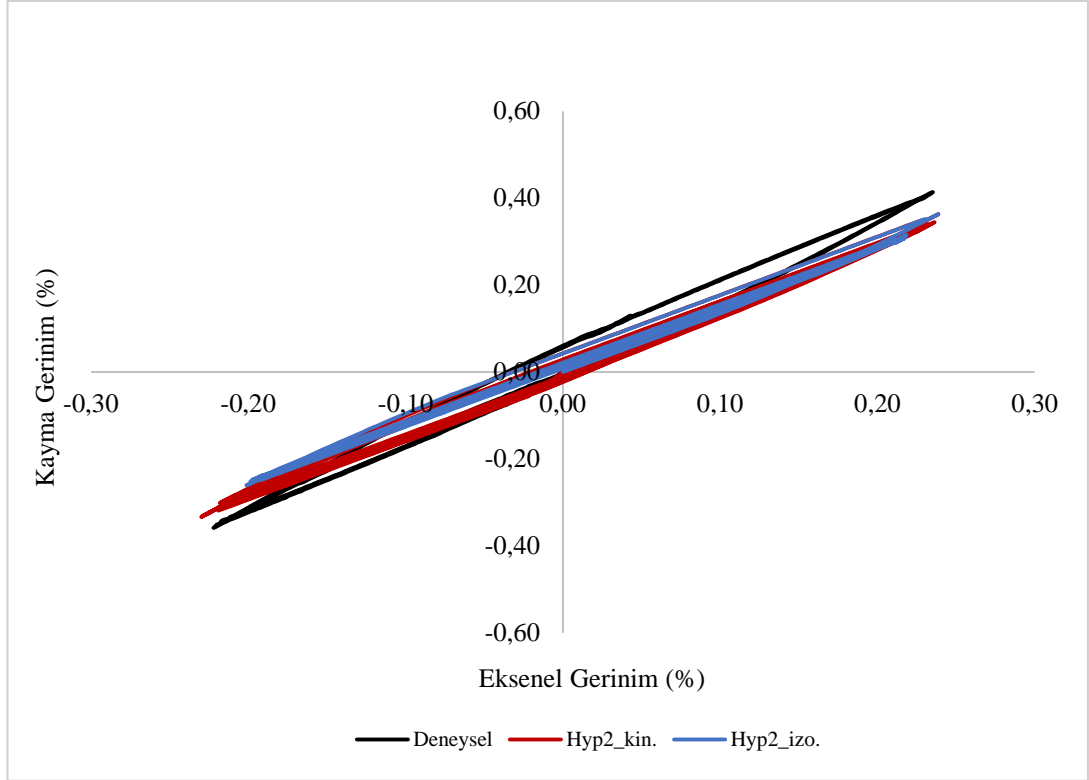
Barkey dairesel çentikli numuneye sonlu eleman analizi yapılırken tüm yükleme durumları için aynı sınır şartları uygulanmıştır. Sınır şartlarındaki farklılıklar aksenal kuvvet ve teğetsel kuvvetin bağlı olduğu zamana göre değişen grafikler ve kuvvet değerleridir. Tüm analiz durumları large strain olarak yapılmıştır. Orantısız yükleme, orantısız olmayan plastik kutu yükleme, orantısız olmayan zigzag tipi yükleme için Hypela 2 kullanıcı alt programı Marc ticari yazılımına okutulmuştur. Kullanıcı alt programı için gerekli olan parametrelerin girilmesiyle analizler ilk önce izotropik pekleşme modeline göre yapılmıştır. Bu durum için Hypela 2 kullanıcı alt programına öteleme gerilmesi değeri sıfır olarak girilmiştir. Sonrasında analizler Chaboche kinematik pekleşme modeline göre yapılmış olup Chaboche pekleşme modeli parametrelerinden olan öteleme gerilmesi değerleri programa girilerek her bir gerilme değeri için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Orantısız olmayan elastik kutu yüklemede SAE 1070 çelik için Marc ticari yazılımına tanımlanan izotropik pekleşme modeli kullanılırken çözümler elastik olarak gerçekleştirilmiştir.

Orantısal yükleme, orantısal olmayan plastik kutu yükleme ve orantısal olmayan zigzag tipi yüklemeler sırasında benzetimler Hypela 2 alt kullanıcı programı ile sırasıyla 2000, 2730, 2440 çevrimde, orantısal olmayan elastik kutu yükleme ise 2730 çevrimde yapılmıştır. Her yükleme durumu çevrimsel çekme basma ve çevrimsel burulmaya göre test edilmiş olup Tablo 4.4.'te verilen kuvvet değerleri zamana bağlı grafikler ile tanımlanmıştır.

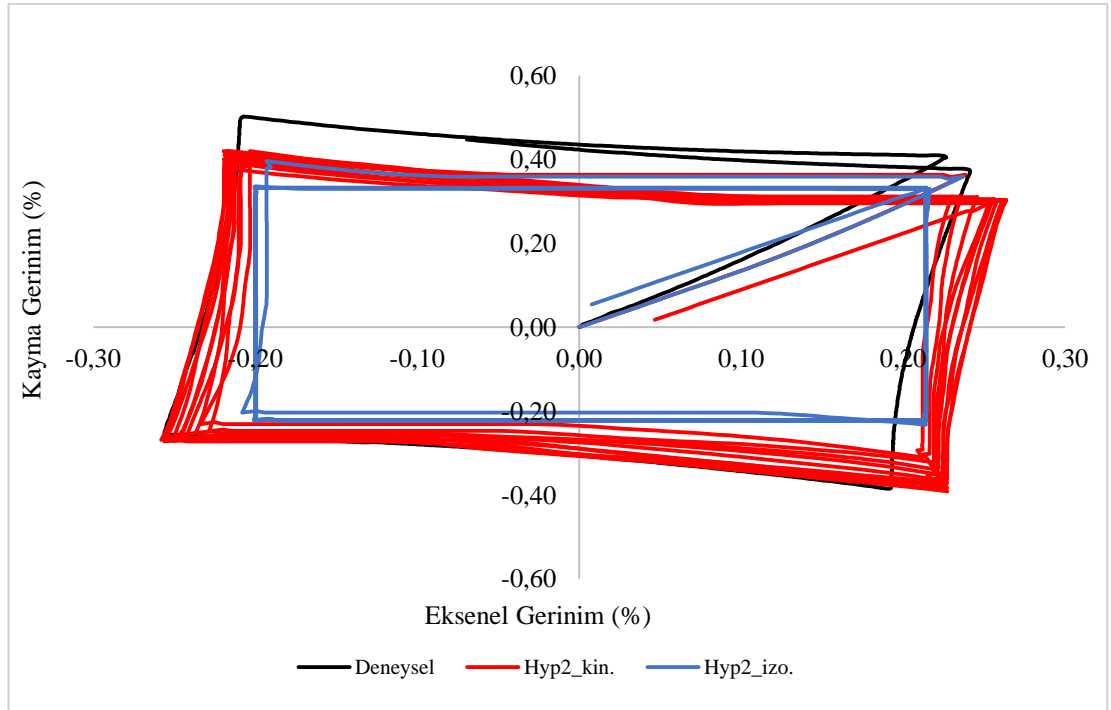
Dairesel çentikli Barkey miline tanımlanan sınır şartları doğrultusunda numunede sayısal çözümlene gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümlene ile elde edilen sonuçları ortaya çıkarmak için çentik bölgesinde bir düğüm noktası belirlenip grafiksel olarak bu düğüm noktasına ait sonuçlar ortaya çıkarılmıştır. Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik malzeme modeline ve Chaboche kinematik malzeme modeline göre çözüm yapmasıyla elde edilen grafiksel sonuçlar Şekil 4.16., Şekil 4.17., Şekil 4.18. ve Şekil 4.19.'da gösterilmiştir. Kinematik malzeme modeline göre gösterilen sonuçlar öteleme gerilmesinin 685 MPa olduğu durumlardır.



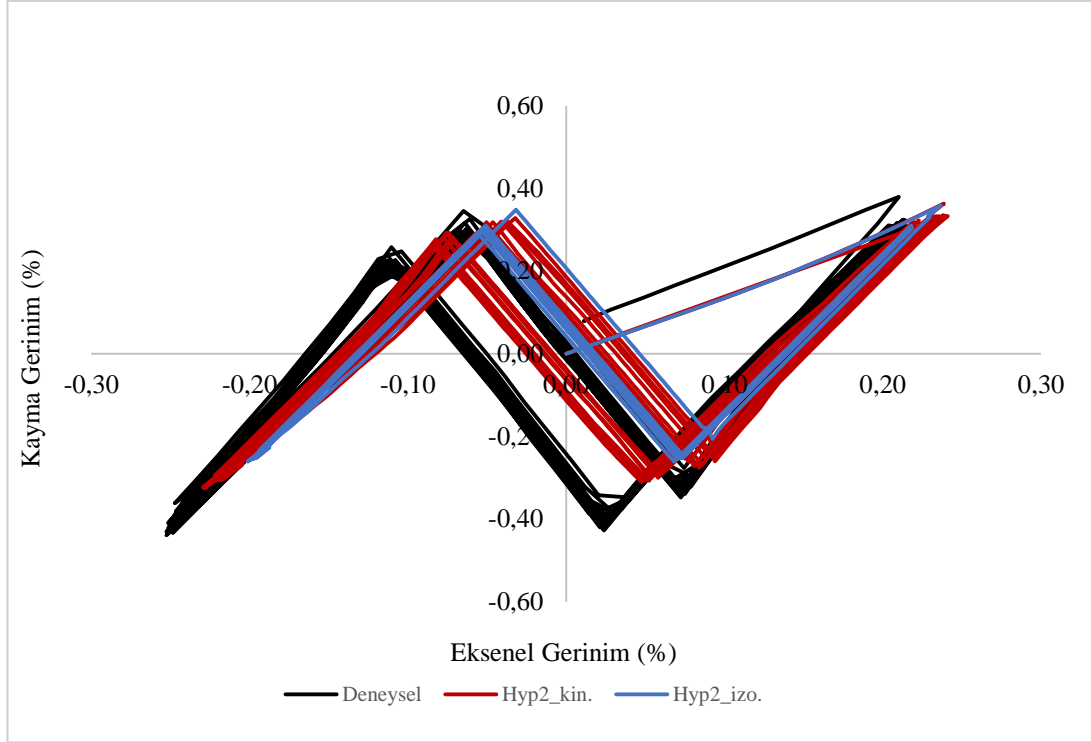
Şekil 4.16. Orantısal olmayan elastik kutu tipi yükleme için sonlu elemanlar sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 4.17. Orantısal yüklemde sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen izotropik ve kinematik malzeme modeli sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 4.18. Orantısal olmayan plastik kutu tipi yüklemde sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen izotropik ve malzeme modeli sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 4.19. Orantısız olmayan zigzag tipi yüklemde sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen izotropik ve kinematik malzeme modeli sonuçlarıyla deneysel sonuçların karşılaştırılması

Orantısız olmayan elastik kutu yüklemde Şekil 4.16. incelendiğinde çentik bölgesinde plastik bir deformasyon meydana gelmemesinden dolayı, eksenel gerinim kayma gerinimi grafiğinin lineer bir şekilde oluştuğu görülmektedir. Barkey'in deneysel sonuçlarıyla özellikle kayma gerinimlerinin eksenel gerinime göre uyum gösterdiği söylenebilir.

Hypela 2 kullanıcı alt programını Marc programına okutarak izotropik malzeme modeline göre elde ettiğimiz yüklem sonuçlarına bakılırsa orantısız yüklemde çentik bölgesindeki gerilme değerleri, malzemenin akma dayanımını aştığı için bu bölgede plastik deformasyon meydana gelmiştir. Elde edilen sonuçlar Barkey'in deneysel sonuçlarına yaklaşık olduğu ancak sapmaların olduğu görülmüştür. Şekil 4.17. incelendiğinde kayma gerinimlerinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında eksenel gerinime göre hata oranının daha yüksek olduğu söylenebilir. Orantısız olmayan kutu tipi yüklemde de çentik bölgesinde akma gerilmesi aşıldığı için plastik deformasyon meydana gelmiştir. Şekil 4.18. incelendiğinde orantısız olmayan elastik kutu yüklemeye göre plastik kutu yüklemeye göre grafik lineer olmayan bir yol

izlemiştir. Bu yükleme çeşidinde özellikle aksenal gerinimlerin deneysel sonuçlar ile uyumluluk içinde olduğu kayma gerinimlerinin ise deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında daha az bir uyumluluk içinde olduğu görülmüştür. Orantısız olmayan zigzag tipi yüklemde Şekil 4.19. incelendiğinde oluşan grafiğin izlediği yol Barkey'in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar ile uyumluluk göstermiştir.

Hypela 2 kullanıcı alt programını Marc programına okutarak kinematik malzeme modeline göre elde ettiğimiz yükleme sonuçlarına bakılırsa orantısız yüklemde, orantısız olmayan plastik ve zigzag tipi yüklemde elde edilen sonuçların Barkey'in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar ile uyumluluk gösterdiği görülmüştür. Chaboche kinematik malzeme modeli parametrelerinden olan öteleme gerilmesinin 685 MPa olarak girildiği durum için sonuçların deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğu ve sapmaların daha düşük olduğu görülmüştür. Öteleme gerilmesi değerinin 855 MPa olduğu analiz sonuçları deneysel verilerle karşılaştırıldığında sapmaların yüksek değere ulaştığı öteleme gerilmelerinin 690 MPa, 695 MPa ve 700 MPa olduğu durumlarda sonuçların birbirine yakın olduğu ve sapmaların ise daha az olduğu görülmüştür.

Hypela 2 kullanıcı alt programı ile hem izotropik hem de kinematik malzeme modeline göre yapılan analizlerin sonuçları karşılaştırılmak istendiğinde öteleme gerilmesinin etkisiyle kinematik malzeme modeli ile elde edilen sonuçların deneysel veriler ile uyumluluğu daha fazladır ve hem aksenal hem de kayma gerinimleri için hata oranları daha düşüktür. Çentik bölgesinde oluşan gerinimleri hesaplamakta için iki ayrı malzeme modeli ile çözüm yapabilen Hypela 2 kullanıcı alt programının çözümlemede başarılı olduğu elde edilen sonuçlar ile görülmüştür.

BÖLÜM 5. BORU-FLANŞ KAYNAĞI ÜZERİNDE SAYISAL UYGULAMALAR

Bu kısımda boru ve flanş malzemesi AISI 304 östenitik paslanmaz çelik, kaynak bölgesindeki malzemesi SS308L paslanmaz çelik olarak belirlenen boru flanş kaynağı numunesinin kaynak bölgesindeki gerilme ve gerinim davranışları, Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik pekleşme modeline göre çözümlenmesi ile belirlenmeye çalışılmıştır. Elastik, elastik-plastik ve plastik analizler ile orantısal tekil testler (çevrimsel çekme, basma, eğilme ve burulma), orantısal birleşik testler ve orantısal olmayan birleşik testler altında kaynak bölgesinin malzeme davranışı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Elde edilecek olan sonuçlar her bir analiz durumu için kaynak kesitinde maksimum gerilmelerin olduğu noktalar için karşılaştırılmıştır.

5.1. Kaynak Konstrüksiyonları ve Kaynak Bölgesinde Oluşan Gerilmeler

Kaynak, özellikleri benzer olan iki malzemenin malzeme bağıyla birleştirilmesi işlemidir. Parçaların kaynaklanma özelliği parçanın kaynakla birleştirilebileceği anlamına gelir ve parçaların birleştirilebilmesi için standarda uygun kaynak yapabilme, durumsal şartlara bağlı olarak kaynak yapabilme ve kaynak yapamama gibi malzemenin kaynaklanma yeteneklerinin bilinmesi gerekmektedir. Malzemenin bu özelliklerini etkileyen şartlar kaynaklanma kabiliyeti, kaynak emniyeti ve kaynaklanma durumu diye ayrı ayrı incelenebilmektedir. Malzemenin kaynaklanma yeteneği kaynak yapılacak malzemenin durumuna göre belirlenen kaynak yöntemiyle faz durumu olarak katı veya erimiş haldeyken benzeri ve aynı malzemelerle çözülemeyen bağlantı oluşturabilmesidir. Kaynak emniyeti yaygın olarak malzemenin kırılma özelliğine bağlıdır ve ayrıca konstrüksiyonun diğer özelliklerinin de kaynak emniyeti üzerinde önemli etkileri vardır. Kaynak

emniyetinin sağlanması için gevreklik, kılcal çatlamlar, kaynak dikişlerinin şekli ve durumu, çentik etkisi ve yükleme durumu gibi şartların uygun olması gerekmektedir[3].

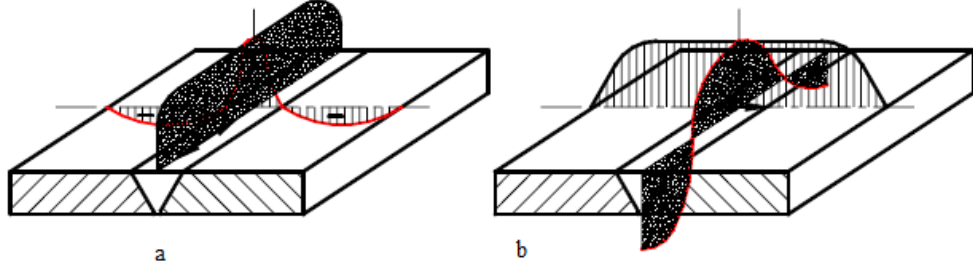
Kaynak konstrüksiyonuna ait esaslar incelendiği zaman kaynak dikişlerinin kuvvetin yön değiştirmedeği alanlara konulmasının yapıya yarar sağladığı görülmekte ve böylece gerilme artışların kaynak dikişinin etkisinin az olacağı belirtilmektedir. Kaynak dikişlerinde kuvvet akış çizgileri düzgün olması ve kuvvet akışının kesintiye uğramadan benzer yoğunluk içinde olması sağlanmalıdır. Çentik etkisi ve sertleşmiş bölgelerin etkilerinden özellikle kaçınılmalıdır. Kaynak dikişlerinin az olması yapı açısından en doğru durumdur ve bu durum iç gerilmelerin az olmasında önemli bir etkidir. Kaynak dikişleri zorlanmanın en az olduğu gerilim gölgeleri diye adlandırılan yerleştirilmelidir ve köşe kaynaklarda çift taraflı olarak yapılmalıdır [3].

Makine parçalarının kaynak konstrüksiyonları ile oluşumu durumunda kaynak dikişleri genellikle zamana bağlı olarak değişkenlik gösteren dinamik yüklemelere maruz kalırlar. Bu yükleri emniyetli bir şekilde taşıyabilmesi için kaynak yapısının şeklinin hedefe uygun bir şekilde yapılması gerekmektedir. Bu durum da daha önce belirtilen kuvvet akışının düzgün bir şekilde konumlandırılması ve kaynak bölgesindeki çentik etkilerinden kaçınma ile yapılabilmektedir. Konstrüksiyon esaslarına bağlı kalındığı zaman kaynak yapısı hedefe uygun ve başarılı olmuş olacaktır. Ancak yapılacak olan çok iyi kaynak dikişlerinde bile çentik etkilerinden kaçınmak zordur ve bu sebeple bu etkiyi yapılabilecek en az seviyeye düşürmek gerekmektedir. Çentik etkisinin ve gerilme yığılmalarının etkisi azaltılarak kaynak dikişinin sürekli mukavemet değeri yükseltilebilmekte ve buna bağlı olarak amaca uygun bir şekilde başarılı bir konstrüksiyon gerçekleştirilebilmektedir [3].

5.1.1. Kaynak dikişlerinde oluşan gerilmeler

Kaynağa verilen eritme ısıları kaynak dikişlerinde çok büyük ısı farkları oluşturur. Bu ısı farkıda malzemede şekil değişiklikleri (çekmeler, eğilmeler vb.) ve iç

gerilmeleri oluşturur. Bu gerilmeler enine ve boyuna gerilmeler olabilmektedir. Şekil 5.1.'de kaynak dikişinde oluşan gerilmeler gösterilmiştir [3].



Şekil 5.1. Kaynak sonrası kaynak dikişinde oluşan a) enine b) boyuna gerilmeler [3]

Her konstrüksiyon elemanında güvenli bir boyutlandırma oluşumu emniyetli yapıyı sağlamak ile mümkün olduğundan kaynak bağlantılarında da temel amaç her yönden emniyetli bir bağlantının oluşumunu sağlamaktır. Bağlantının kendini etkileyen dış zorlanmalara karşı yeterli ve emniyetli olduğunu belirlemek, kaynağın dikişlerindeki kesitlerde oluşan gerilmeleri ve kaynak dikişinin emniyetle taşıyabileceği gerilme sınırının belirlenmesi ile olmaktadır. Bunları belirleyebilmek için kaynak bağlantısının ne tür kuvvet ve momentler tarafından ne şekilde zorlamaya maruz kaldığını belirlemek bir sonraki adımda ise kaynak dikişlerine gelen çekme gerilmesi, kesme gerilmesi gibi anma gerilmelerini belirlemek gerekmektedir [5]. Kaynak bağlantılarında en kritik kesit kaynak dikişinin bulunduğu kesittir ve bundan dolayı gerilme hesapları dikişin olduğu kesitte yapılır ve dikişli bölgenin dayanım kriterleri ile mukayese edilir [47]. Hiçbir zaman bir bağlantıdaki elemanlar nasıl bir zorlanmaya maruz kalıyorsa kaynak dikişleri de bu zorlanmaya maruz kalır yanılığısına düşmemek gerekir. Örneğin bir bağlantıda parçalar çeki gerilmesine maruz kalırken dikişler kesilmeye, parçalar eğilme gerilmesine maruz kalırken dikiş yine kesilmeye maruz kalabilmektedir. [5].

Kaynak dikişleri çekme –basma, kesme, eğilme ve burulma zorlanmalarına maruz kalmaktadır. Çekme zorlamasına maruz kalan alın kaynak dikişlerinde çekme gerilmesi oluşurken köşe kaynak dikişlerinde ise bileşik gerilme oluşmaktadır. Denklem 5.1 kaynak dikişlerinde oluşan çekme gerilmesinin hesabını göstermektedir. Bu denklemde F çekme kuvvetinin gösterirken a kaynak kalınlığını

l_k ise kaynak uzunluğunu göstermektedir. Köşe dikişindeki tehlikeli kesit kuvvet doğrultusu ile 45° lik bir açı yaptığından dolayı kuvvetin bir bileşeni dikiş kesitini çekmeye diğer bileşeni ise kesmeye zorlar dolayısıyla birleşik gerilme oluşmaktadır. Oluşan çekme ve kesme gerilmeleri Denklem 5.1 ile hesaplanırken köşe dikişleri çift taraflı olduğu için denklemin ikiye bölünmesi gerekmektedir. Dikiş bölgesi kırılman olduğundan dolayı eşdeğer gerilme maksimum normal gerilme hipotezine göre Denklem 5.2'de gösterildiği gibi hesaplanır [47].

$$\sigma_{\text{çk}} = F/a.l_k \quad (5.1)$$

$$\sigma_{\text{eş}} = 0.5\sigma_{\text{çk}} + 0.5\sqrt{\sigma_{\text{çk}}^2 + 4\tau_{\text{kk}}^2} \quad (5.2)$$

Burada $\sigma_{\text{çk}}$ çekme gerilmesini, τ_{kk} ise kesme gerilmesini göstermektedir. Çekme ve kesme gerilmesi etki eden kuvvetin kaynak dikişinin alanına bölünmesi ile elde edilirler. Kesme zorlamasına maruz kalan alın ve köşe kaynak dikişlerinde kesme gerilmesi oluşmaktadır. Kesme gerilmesi ise yine dikişe gelen kuvvetin kaynak dikiş alanına bölünmesi ile elde edilmektedir. Kaynak dikişlerinin eğilme zorlanmasına maruz kalması durumunda dikişlerde Denklem 5.3 ile hesaplanabilen eğilme gerilemeleri oluşur. Bu denklemde M_e eğilme momentini W_e ise eğilme direnç momentini göstermektedir.

$$\sigma_{\text{ek}} = M_e/W_e \quad (5.3)$$

Kaynak dikişlerinin burulma zorlanmasına maruz kalması durumunda dikişlerde Denklem 5.4 ile hesaplanabilen burulma gerilemeleri oluşur. Bu denklemde M_b eğilme momentini W_b ise burulma direnç momentini göstermektedir.

$$\tau_{\text{bk}} = M_b/W_b \quad (5.4)$$

Bağlantıyı zorlayan kuvvet ve momentlerden dolayı dikiş kesitine gelen gerilmelerin hesaplanmasının ardından ikinci olarak söz konusu kaynak dikişinin emniyetle

taşıyabileceği gerilmenin belirlenmesi gerekmektedir. Dinamik zorlamalarda kaynak dikişi sürekli mukavemete göre kontrol edilebilir. Bu tür zorlamalarda emniyetli normal gerilme Denklem 5.5 emniyetli kayma gerilmesi Denklem 5.6 ile hesaplanmaktadır [5].

$$\sigma_{kem} = v_1 v_2 \sigma_D S \quad (5.5)$$

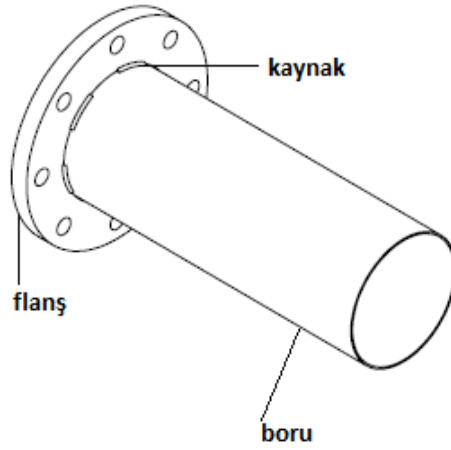
$$\tau_{kem} = v_1 v_2 \sigma_D / S \quad (5.6)$$

Denklem 5.5 ve Denklem 5.6'daki v_1 dikiş katsayısını, v_2 kalite katsayısını σ_D yorulma dayanımını göstermektedir.

5.2. Boru Flanş Kaynağının Modellenmesi

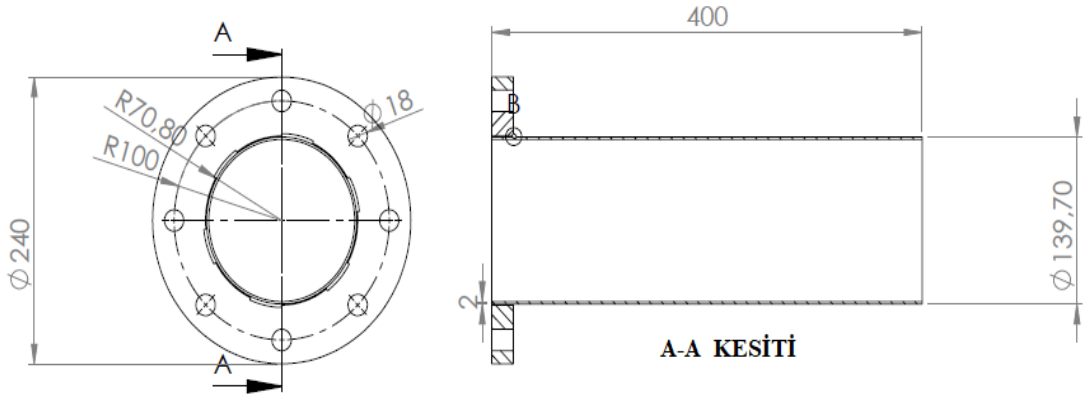
Bu kısımda kaynak malzemesi SS308L paslanmaz çelik olarak belirlenen boru flanş kaynağının çevrimsel tekil yüklemeler ve çevrimsel birleşik yüklemeler altında mekanik davranışı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Numunenin orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler altında elastik analizi, elastik-plastik analizi sonlu elemanlar yazılımına tanımlanan akma eğrileri ile çözümleme yapan izotropik malzeme modeli yapılmıştır. Plastik analizler ise Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik malzeme modeline göre çözümlemesi ile yapılmış olup kaynak bölgesinde her bir yükleme durumu için elde edilen gerilme ve gerinimler karşılaştırılmıştır.

Sonlu eleman analizlerinde kullanılacak olan boru flanş kaynağı numunesi izometrik katı modeli olarak Şekil 5.2.'de gösterilmiştir.



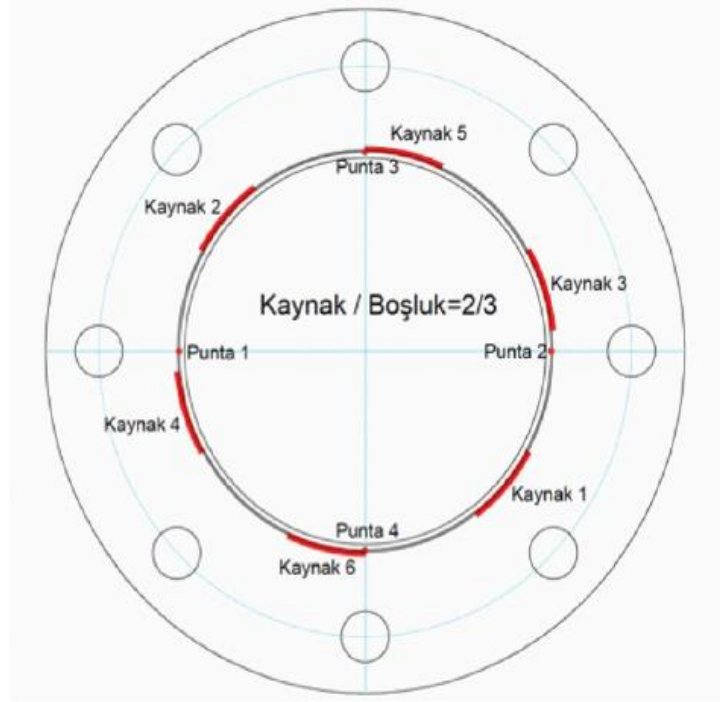
Şekil 5.2. Boru flaş kaynağı geometrisinin izometrik katı modeli

Şekil 5.2.'de gösterilen boru flaş kaynağı geometrisinin kesit resim olarak gösterimi Şekil 5.3.'de gösterilmiştir. Kesit resim üzerinde boru ve flaş geometrilerinin gerekli ölçüleri bulunmaktadır. Boru olarak 2 mm kalınlığında 400 mm uzunluğunda 5 in boru flaş olarak DIN 2573, TS 816/1 standartlarında 5 inch flaş bağlantısı seçilmiştir [48].



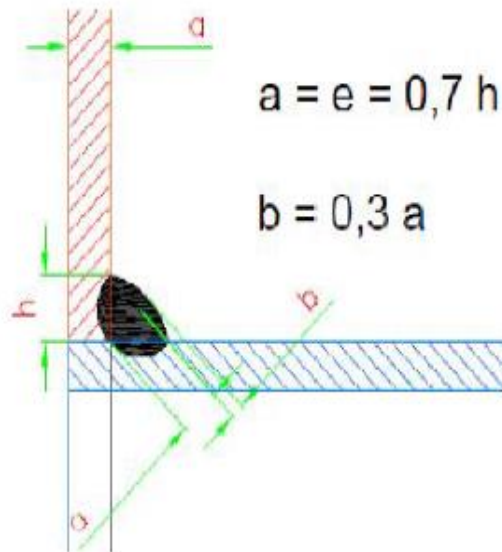
Şekil 5.3. Boru ve flaş bağlantısının montaj resmi ve gerekli boyutsal ölçüleri

Boru flaş bağlantısının Tıg kaynağı ile birleşiminde 2/3 oranında metot kaynağı tercih edilmiştir. Boru flaş geometrisine yapılacak olan kaynak planı Şekil 5.4.'te gösterilmiştir. Şekil 5.4. incelendiğinde kaynağın 4 farklı yerden puntalandığı ve 6 farklı yerden karşılıklı olarak kaynaklandığı görülmektedir [48].

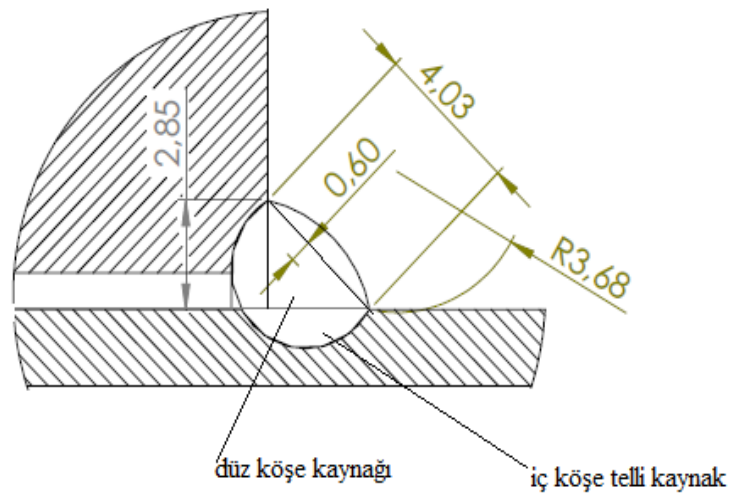


Şekil 5.4. Boru flanş kaynağı için oluşturulan kaynak planı[48]

Şekil 5.3.'de B bölgesi üzerinde gösterilen, katı modelleme ile çizilen kaynaklı imalat, seçilen geometri olan boru flanş bağlantılarının düz köşe kaynağı olacak şekilde araştırılıp nüfuziyet durumu literatürden alınmıştır [49]. Bu duruma göre Şekil 5.5. referans olarak kabul edilmiş olup, 2 mm malzeme kalınlığına göre telli düz köşe kaynağı için hedeflenen nüfuziyet durumu Şekil 5.6.'de gösterilmektedir.



Şekil 5.5. Düz kaynak ve iç köşe kaynağı için hedeflenen nüfuziyet durumu [49]



Şekil 5.6. Malzeme kalınlığına göre düz köşe kaynak ve iç köşe kaynak için belirlenen nüfuziyet durumu

Boru ve flanş malzemesi olarak AISI 304 östenitik paslanmaz çelik belirlenmiştir. Östenitik paslanmaz çeliklerin kaynak kabiliyetleri yüksektir ve çeşitli kaynak yöntemleri ile birleştirilebilmektedirler. Bu tip çelikler düşük oranda elektrik ve ısı iletkenliğine sahip olduğu için yapılacak olan kaynak işlemlerinde genellikle fayda sağlamaktadır [50]. AISI 304 östenitik paslanmaz çeliğin mekanik özellikleri Tablo 5.1.'de kaynak dolgu metal olarak belirlenen SS308 L paslanmaz çeliğin mekanik özellikleri ise Tablo 5.2.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.1. AISI 304 paslanmaz çeliğin malzeme özellikleri [51,53]

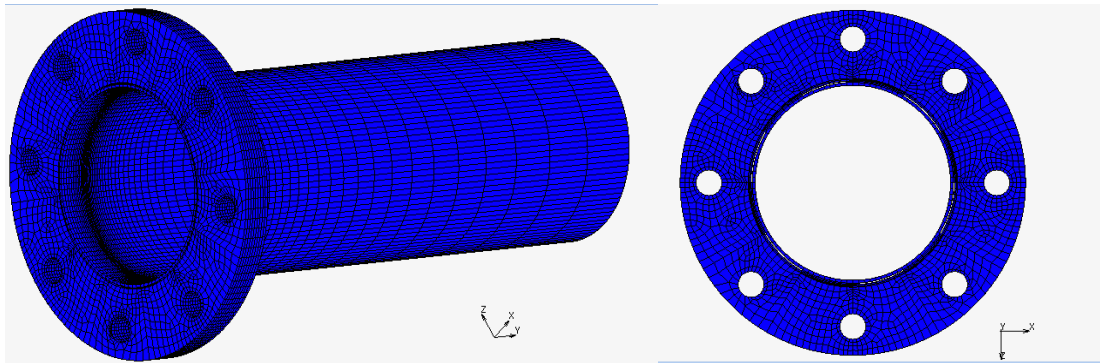
Akma Gerilmesi [MPa]	276
Elastisite Modülü [MPa]	185000
Poisson oranı	0,29
Çevrimsel Mukavemet Katsayısı [MPa]	1660
Çevrimsel Pekleşme Üsteli	0,2087

Tablo 5.2. SS308L dolgu telinin malzeme özellikleri [52,53]

Akma Gerilmesi [MPa]	408
Elastisite Modülü [MPa]	195000
Poisson oranı	0,27
Çevrimsel Mukavemet Katsayısı [MPa]	902
Çevrimsel Pekleşme Üsteli	0,2046

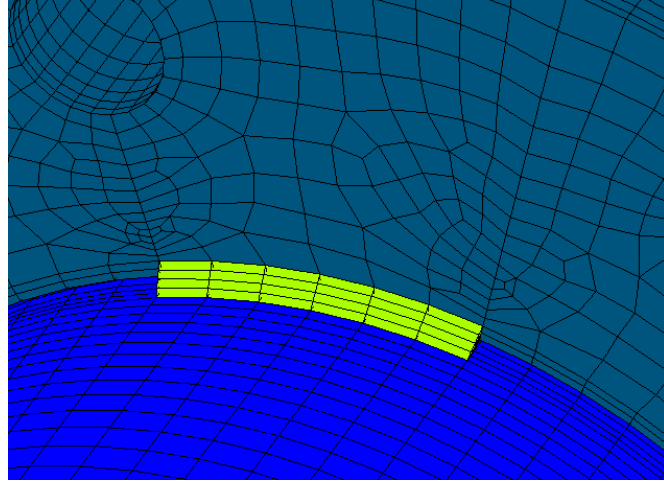
5.3. Boru Flanş Kaynağında Sonlu Eleman Ağının Oluşumu ve Kontak Bölgelerinin Tanımlanması

Boru flanş kaynağı numunesi önce iki boyutlu yarı model olarak dört düğüm noktası ile tanımlanan dörtgen eleman tipi olan quad 182 eleman seçilerek oluşturulmuştur. Yarı model olarak oluşturulan boru ve flanş arasındaki boşluğa Şekil 4.6.'da gösterilen köşe kaynağı önce çizgisel olarak oluşturulmuş olup ardından alan oluşturma seçeneği ile alana dönüştürülmüştür. Kaynak bölgesinin boru ve flanş ile temas ettiği bölgelerde boru ile kaynak arasında dikey, flanş ile kaynak arasında yatay yönde çalışma alanları tanımlanmıştır. Daha sonra bu çalışma alanları ayrı ayrı elemanlara ayrılmıştır. Tanımlanan eleman geometrileri ile kaynak kısmına mesh verme özelliği tanımlanmıştır. Ancak flanş geometrisine delik açılacağından dolayı flanş ve boru geometrileri iki boyutta elemanlara ayrılmamışlardır. Sadece bu elemanlara boyutu özelliği atanmıştır. Numune iki boyutta bu şartlar altında oluşturulduktan sonra 360 derece döndürülerek üç boyutlu hale getirilmiştir. Özellikle kaynak bölgesindeki iş alanları sıkılaştırılmıştır. Burada her bir yer 12 kısıma 30'ar derece ayrılarak kaynak bölgesi Şekil 5.4.'e uygun olarak oluşturulmuştur. Daha sonra flanş geometrisi üzerine belirlenen sayı ve ölçüdeki delikler açılıp daha önceden eleman boyutlandırma özelliği verildiğinden dolayı boru ve flanş sweep mesh özelliği ile sonlu elemanlara ayrılmışlardır. Deliğin iç tarafında verilen çizgilere bias verilmiştir ve böylece çizgiler aşağı doğru yoğunlaştırılmıştır. Böyle yaparak bu kısımda oluşan çizgi düzenindeki problemde ortadan kaldırılmıştır. Boru flanş numunesinde oluşturulan ağ yapısı 21600 elemana, 31192 düğüm noktasına sahiptir. Oluşturulan sonlu eleman yapısı Şekil 4.27.'de gösterilmiştir.



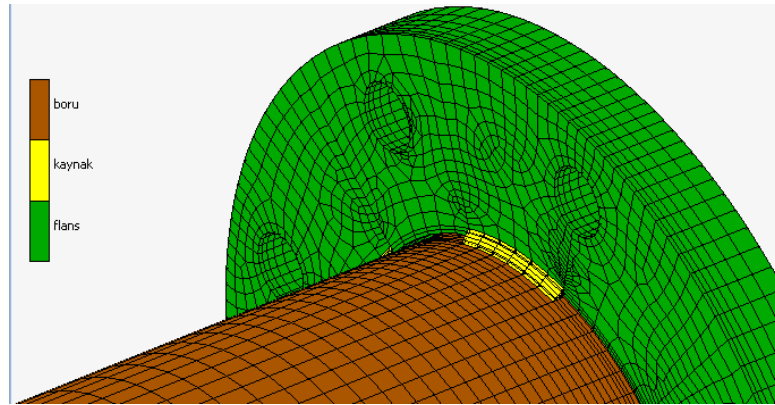
Şekil 5.7. Boru flanş kaynağı geometrisi için oluşturulan ağ yapısı

Şekil 5.7.'de gösterilen sonlu eleman yapısının kaynak bölgesindeki ağ yapısı Şekil 5.8.'de gösterilmiştir. Bu bölgeler dikkat edilirse daha yoğun bir ağ yapısına sahiptir. Bunu sebebi ise yukarıda anlatıldığı gibi oluşturulmuş olan iş alanlarına bias faktörü verilip bu bölgede oluşacak olan gerilme ve gerinimlerin yüksek seviyede oluşacak olmasıdır.



Şekil 5.8. . Kaynak bölgesindeki ağ yapısı

Nüfuziyet yapısı incelendiğinde numune üzerinde boru ile kaynaklı bölge ve flanş ile kaynaklı bölge arasında kontak olduğu görülmektedir. Bunun için ilk önce boru ve kaynaklı bölge daha sonra flanş ve kaynaklı bölge geometrileri kontak yapısı olarak Marc ticari programında tanımlanmışlardır. Deformable kontak tipi olarak belirlenen bu geometriler daha sonra glue tip kontak yöntemi ile bağlantılı hale getirilmiştir. Bu bölgelerdeki kontakların gösterimi Şekil 5.9.'da gösterildiği gibidir.



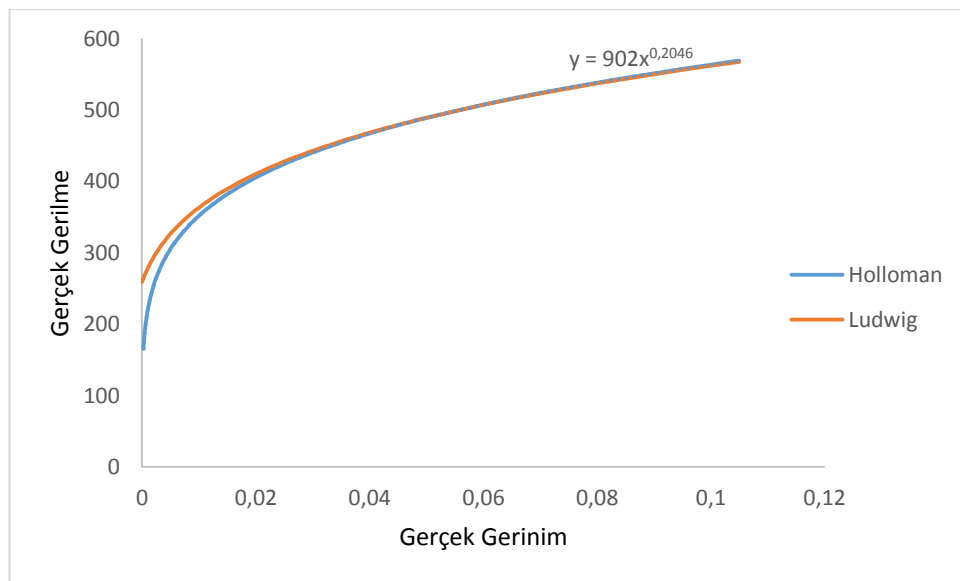
Şekil 5.9. Boru flanş kaynağında Kontak hale getirilmiş bölgelerin gösterimi

Her bir test sırasında boru numunesinin üst tarafındaki yaklaşık 72 tane düğüm noktasına kuvvet uygulamak gerekmektedir. Bu durum eğilme ve burulma durumlarında biraz daha zorlayıcı olacağından bu yaklaşık 72 düğüm noktasını tek bir kontrol düğüm noktasına taşımak daha faydalı olacaktır. Böylece tek bir düğüm noktasına girilecek olan kuvvet değeri ile ilgili test gerçekleştirilebilecektir. Bu durum kartezyen düzlemde çevrimsel çekme basma ve eğilme testleri için kullanılabilir olurken çevrimsel burulma testinde moment oluşumu için gerekli olan teğetsel kuvvetleri uygulama konusunda problem yaşatmıştır. Bu sebeple çevrimsel burulma testi için gerekli kuvvetleri sağlamak amacıyla boru flanş geometrisindeki tüm düğüm noktaları silindirik koordinat düzlemine taşınmıştır. Kartezyen sistem X, Y, Z eksenleri üzerine kurulurken oluşturulan silindirik koordinat sisteminde r X'i, θ Y'yi Z yine Z'yi temsil etmektedir. Bu şekilde borunun üst yüzeyinde bulunan düğüm noktalarına tekil çevrimsel çekme basma ve çevrimsel burulma testleri ve birleşik çevrimsel çekme-basma-burulma zorlanma durumları için gerekli kuvvetler tanımlanabilecektir.

Numuneye çevrimsel eğilme ve birleşik çevrimsel eğilme-burulma zorlanma durumları uygulanmak istendiği zaman silindirik düzlemde borunun üst tarafında bulunan düğüm noktalarına eğilme sınır şartı için gerekli kuvveti girmek sıkıntı yaratmaktadır. Bu sebeple borunun orta noktasında bir düğüm noktası, borunun üst tarafındaki düğüm noktalarını hepsiyle silindirik düzlemde rijit bir şekilde bağlantılı olacak şekilde oluşturulmuştur. Oluşturulan bu düğüm noktası üç serbestlik dereceli düzlemde borunun üst tarafında bulunan yaklaşık 72 tane düğüm noktasıyla birleşik hale gelmiştir. Böylelikle 72 tane düğüm noktasına silindirik düzlemde R yönünde kuvvet girilmesi zorluğu ortadan kaldırılmış olup tek bir düğüm noktasına kuvvet girilmesi ile aynı işlem yapılabilecektir. Bu durum ile yine 72 tane düğüm noktasına kuvvet değeri girilerek yapılacak olan çevrimsel çekme basma testleri de yapılabilecektir.

5.4. Boru Flanş Kaynağı İçin Hypela 2 Kullanıcı Alt Programının ve Sınır Şartlarının Düzenlenmesi

Boru flanş kaynağındaki kaynak bölgesinin mekanik davranışlarını incelemek için numuneye elastik, elastik-plastik ve plastik analiz yapılacağı belirtilmişti. Kaynaklı numuneye yapılacak olan plastik analiz, Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik malzeme modeline göre çözüm yapması ile gerçekleştirilmiştir. Hypela 2 kullanıcı alt programı Ludwig denkleminde göre malzemenin mekanik davranışını belirlediğinden kaynak bölgesi malzemesi olan SS308L paslanmaz çeliğin Ludwig mukavemet katsayısı ve pekleşme üstelinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu parametrelerin nasıl bulunacağı dairesel çentikli mil için Bölüm 3'te daha önce anlatılmıştı. Burada da işlemler aynı şekilde yapılmış olup SS308L için gerekli olan Ludwig parametreleri Microsoft Excel programında eğri uydurma yöntemi ile belirlenmiştir. Yapılan çalışma ile Hypela 2 kullanıcı alt programına girilecek olan Ludwig mukavemet katsayısı 900 MPa, pekleşme üsteli ise 0.207 olarak belirlenmiştir. Eğri uydurma yöntemi ile oluşan Holloman ve Ludwig eğrileri Şekil 5.10.'da gösterilmiştir. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile yapılacak olan analiz izotropik malzeme modeline göre gerçekleşeceğinden dolayı programa kinematik pekleşme parametrelerinden öteleme gerilmesi(backstress) 0 olarak girilmiştir.



Şekil 5.10. SS308L paslanmaz çelik için eğri uydurma yöntemiyle belirlenen Ludwig eğrisi

Hypela kullanıcı alt programına girilecek olan malzeme özellikleri Tablo 5.3.'de gösterilmiştir.

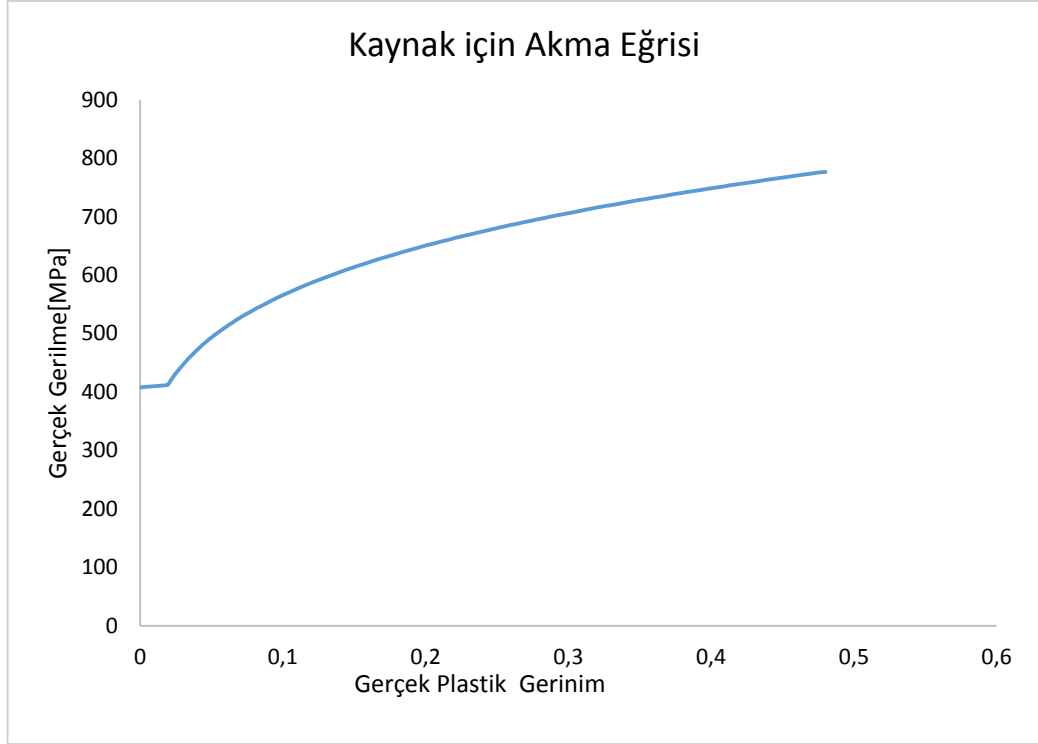
Tablo 5.3. SS308L çelik için Hypela 2 kullanıcı alt programı parametreleri

Akma Gerilmesi [MPa]	408
Elastisite Modülü [MPa]	195000
Poisson oranı	0.27
Ludwig Mukavemet Katsayısı [MPa]	900
Ludwig Pekleşme Üsteli	0.207

5.4.1. Elastik-plastik analiz için akma eğrilerinin tanımlanması

Boru flanş kaynağına yapılacak olan elastik-plastik analizde boru ve flanş geometrilerine elastik özellikler tanımlanmış olup bu analiz türü için kaynak bölgesine standart izotropik malzeme modeli tanımlanmıştır. Kaynak bölgesine plastik özellik verilmesi gerektiğinden dolayı kaynak bölgesinin malzemesi olan SS308L paslanmaz çeliğin akma eğrisi oluşturulup Marc ticari yazılımına tanımlanması gerekmektedir.

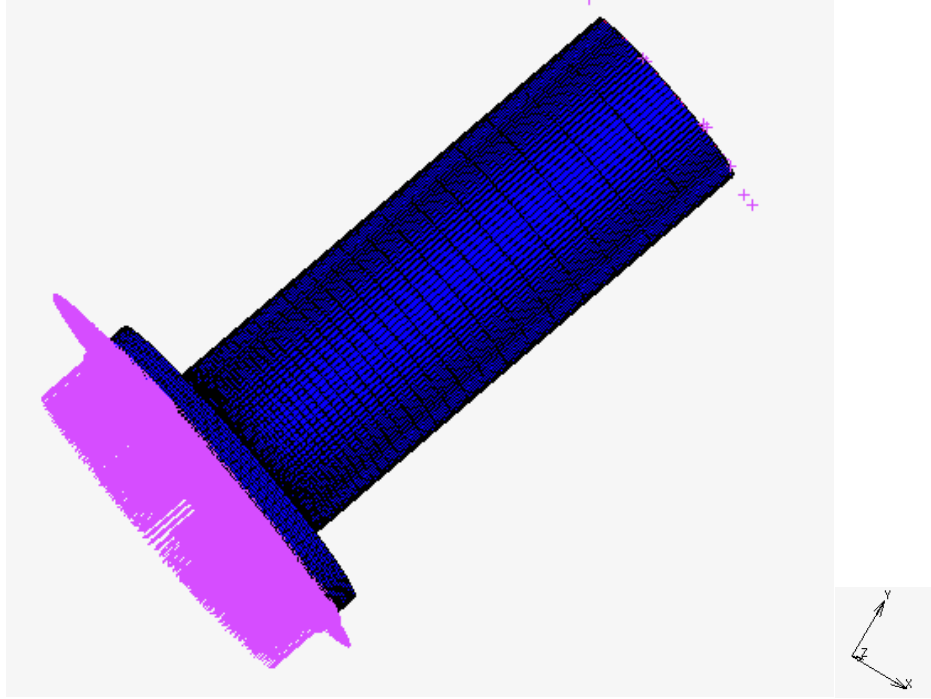
Marc programı bizden akma eğrisi olarak gerçek gerilme ve gerçek eşdeğer plastik gerinim grafiğini istemektedir. Buradan hareketle Tablo 5.2.'de verilen mekanik özelliklere bağlı olarak malzemenin akma eğrisi programa Denklem 4.3'deki Holloman eşitliği ile girilerek oluşturulmuştur. Kaynak malzemesinin akma değeri bu eğriye göre malzeme özelliği kısmına tanımlanmıştır. Kaynak malzemesi için oluşturulan akma eğrisi Şekil 5.11.'de gösterilmektedir



Şekil 5.11. Elastik-plastik analiz için kaynak bölgesine tanımlanmış olan akma eğrisi

5.4.2. Boru flanş kaynağında sınır şartlarının düzenlenmesi

Boru flanş kaynağında çevrimsel testler tekil yüklemeler ve birleşik yüklemeler halinde gerçekleştirilmiştir. Tekil çevrimsel çekme basma, eğilme ve burulma testleri için yüklemeler orantısal olarak uygulanmış olup, birleşik çevrimsel çekme-basma eğilme, çevrimsel çekme-basma burulma, çevrimsel eğilme burulma testleri için ise orantısal ve orantısal olmayan kutu tipinde uygulanmıştır. Her bir test için sınır şartları silindirik koordinat düzleminde tanımlanmıştır. Çevrimsel testler gerçekleştirilirken ortak sınır şartı olarak flanş geometrisinin alt yüzeyi tüm yönlerden sabitlenmiştir. Bu sınır şartı Şekil 5.12.'de gösterilmiştir.

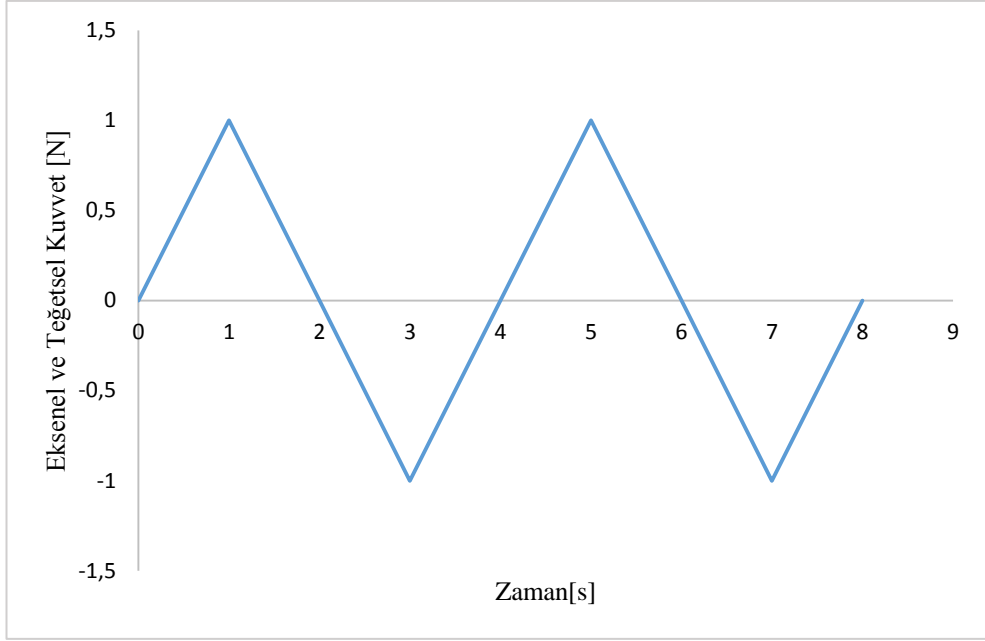


Şekil 5.12. Boru flanş bağlantısının tüm test durumları için flanş geometrisinin alt yüzeyinin tüm yönlerden kısıtlanmasının gösterimi

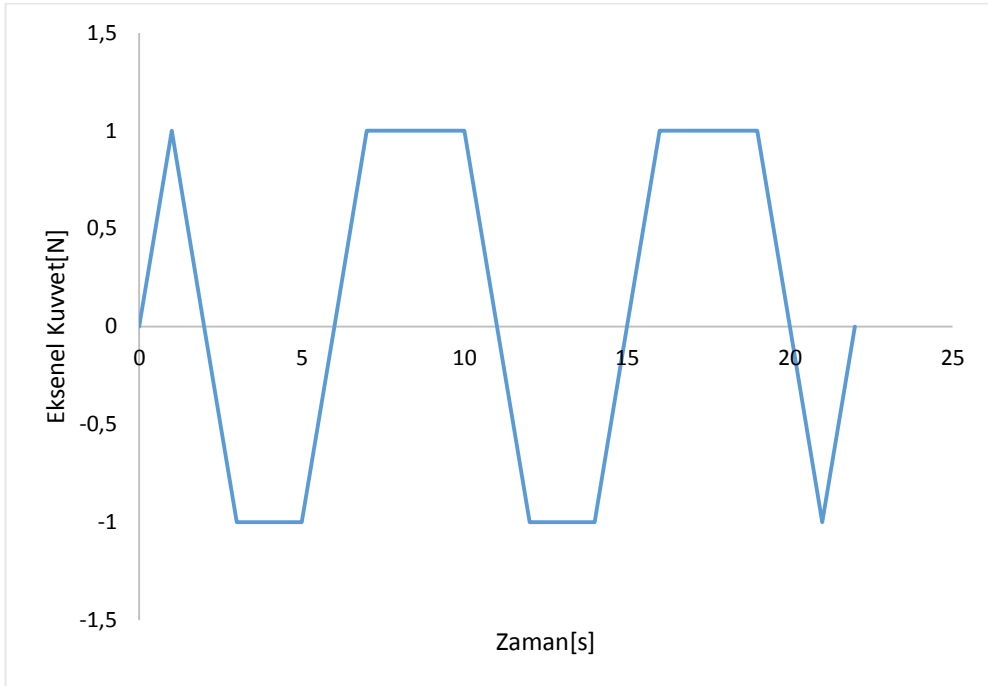
Boru flanş bağlantısına yapılacak olan testler çevrimsel olacağından dolayı kuvvetler zamana bağlı olarak değişkenlik göstermelidir. Çevrimsel testler orantısal ve orantısal olmayan kutu tipi yükleme ile gerçekleştirileceğinden dolayı zamana bağlı değişen kuvvet zaman grafikleri oluşturularak her bir test durumu için tanımlanmış olan kuvvetler bu grafiklere göre düğüm noktalarına okutulmuştur.

Çevrimsel testlerin tekil ve birleşik yükleme durumlarında düğüm noktalarına tanımlanan ve zamana bağlı değişkenlik gösteren kuvvet değerleri çevrim sayıları 10'dan düşük olduğu için düşük çevrimsel bir teste olanak sağlamıştır.

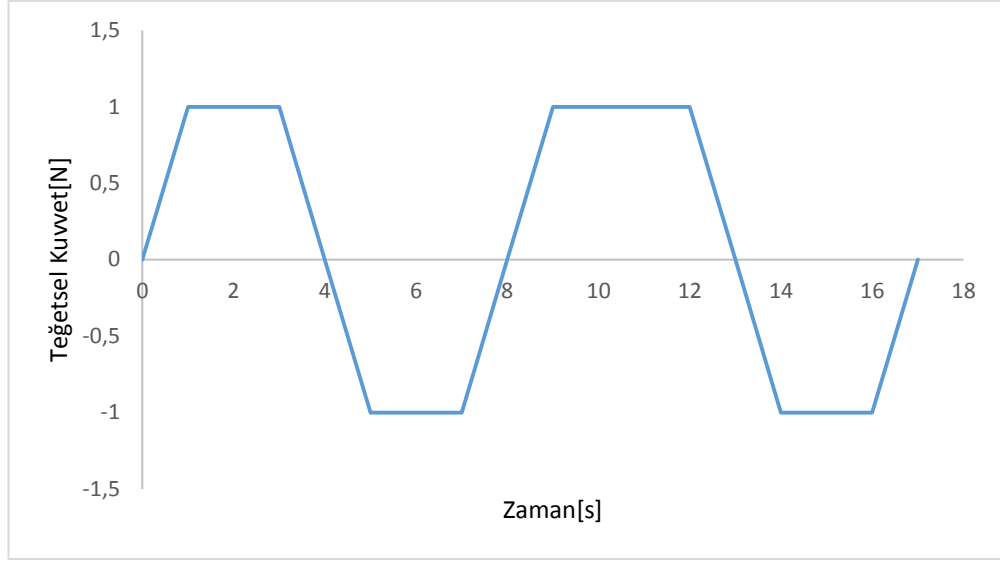
İki çevrim olarak tanımlanmış olan orantısal yükleme durumunda çekme, basma, eğilme ve burulma testi için zamana bağlı değişen kuvvet grafiği Şekil 5.13.'te orantısal olmayan kutu tipi yükleme durumu için çekme, basma ve eğilme testi için zamana bağlı değişen kuvvet grafiği Şekil 5.14.'te burulma testi için ise Şekil 5.15.'te gösterilmiştir.



Şekil 5.13. Boru flanş bağlantısı için orantısal yüklemde nominal eksenel ve teğetsel yükün zamana bağlı değişimi grafiği



Şekil 5.14. Boru flanş bağlantısı için orantısal olmayan plastik kutu yüklemde nominal eksenel yükün zamana bağlı değişimi grafiği



Şekil 5.15. Boru flanş bağlantısı için orantısız olmayan plastik kutu yüklemesinde teğetsel burulma yükünün zamana bağlı değişimi grafiği

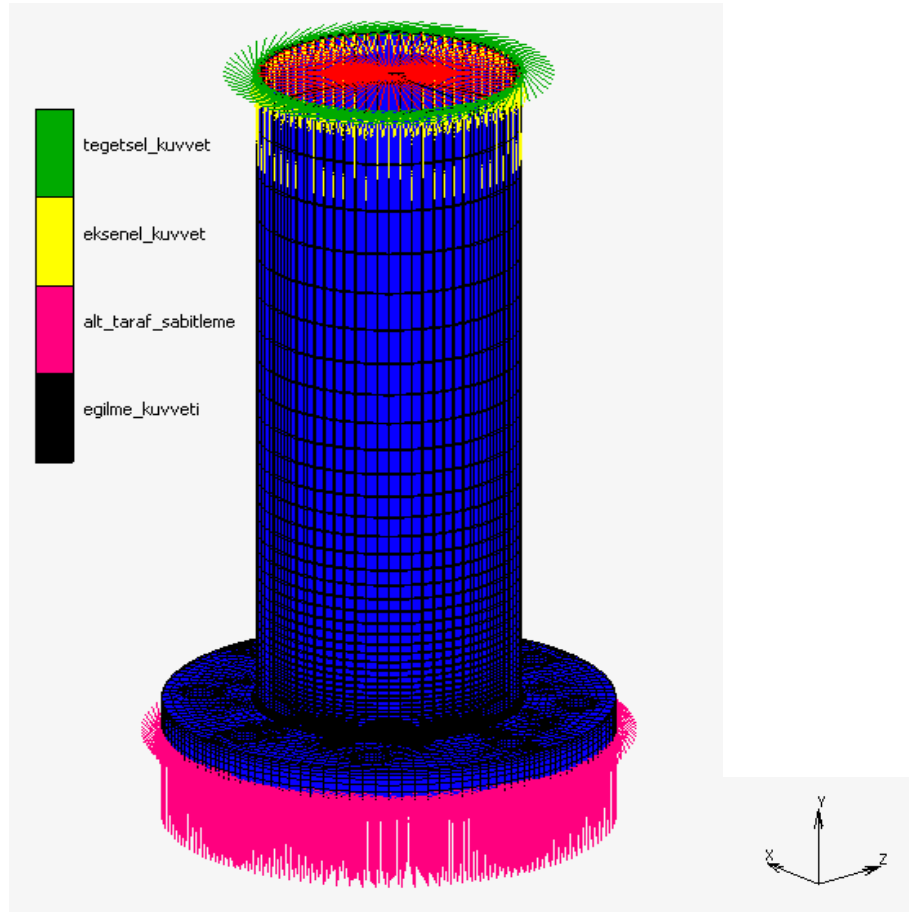
Tekil yüklemeler olarak çevrimsel çekme-basma testini gerçekleştirmek için aksel kuvvetler silindirik koordinat düzleminde borunun üst yüzeyindeki yaklaşık 72 tane düğüm noktasına zamana bağlı olarak tanımlanmıştır. Çevrimsel eğilme testi için ise borunun orta noktasına tanımlanmış olan yardımcı düğüm noktasına eğilme kuvveti zamana bağlı olarak tanımlanmıştır. Çevrimsel burulma testini gerçekleştirmek için ise teğetsel kuvvetler borunun üst yüzeyinde bulunan düğüm noktalarına polar düzlemde Θ yönünde tanımlanmışlardır.

Yapılacak olan testler lineer olmayan analiz temelinde olacağı için uygulanacak olan kuvvetler, gerilmelerin hesaplanması ile bulunmuştur. İlk önce bir birim kuvvet uygulanarak yapılan analiz testleri sonucunda kaynak bölgesinde elde edilen eşdeğer gerilmeler her bir test için Tablo 5.1.'de verilen kaynak malzemesinin akma gerilmesine bölünmüştür. Elde edilmiş olan akma kuvveti değeri akma gerilmesine imkan verecek olan kapasite yüklemesidir. Testler aynı zamanda çatlak ilerlemesi için gerekli enerji bilgisi için bu kapasite yüklemesinin yüzde 10 ve yüzde 20 fazlası alınarak gerçekleştirilmiştir. Çevrimsel tekil ve birleşik yükleme durumları için ilgili düğüm noktalarına uygulanmış olan kuvvet değerleri Tablo 5.4.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.3. Boru-flanş kaynağına uygulanacak olan testler için kuvvet değerleri

Çevrimsel Test	Akma Kuvveti [N]	%10 [N]	%20[N]
Çekme – Basma Testi	35251.1	38776.21	42301.952
Eğilme Testi	3806.32	4186.952	4567.84
Burulma Testi	62082.59	68290.2	74498.4

Çevrimsel çekme-basma-eğilme, çekme-basma-burulma ve eğilme-burulma birleşik yüklemeleri orantısız ve orantısız olmayan kutu tipinde gerçekleştirilmiştir. Uygulanan sınır şartları tekil yüklemeler ile aynıdır fakat birleşik yükleme durumlarında boru flanş kaynağına bir arada tanımlanmışlardır. Çevrimsel birleşik yükleme tiplerinin boru flanş geometrisi üzerindeki sınır şartlarının gösterimi Şekil 5.16.'da gösterilmiştir.



Şekil 5.16. Boru flanş bağlantısında çevrimsel testler için sınır şartlarının genel gösterimi

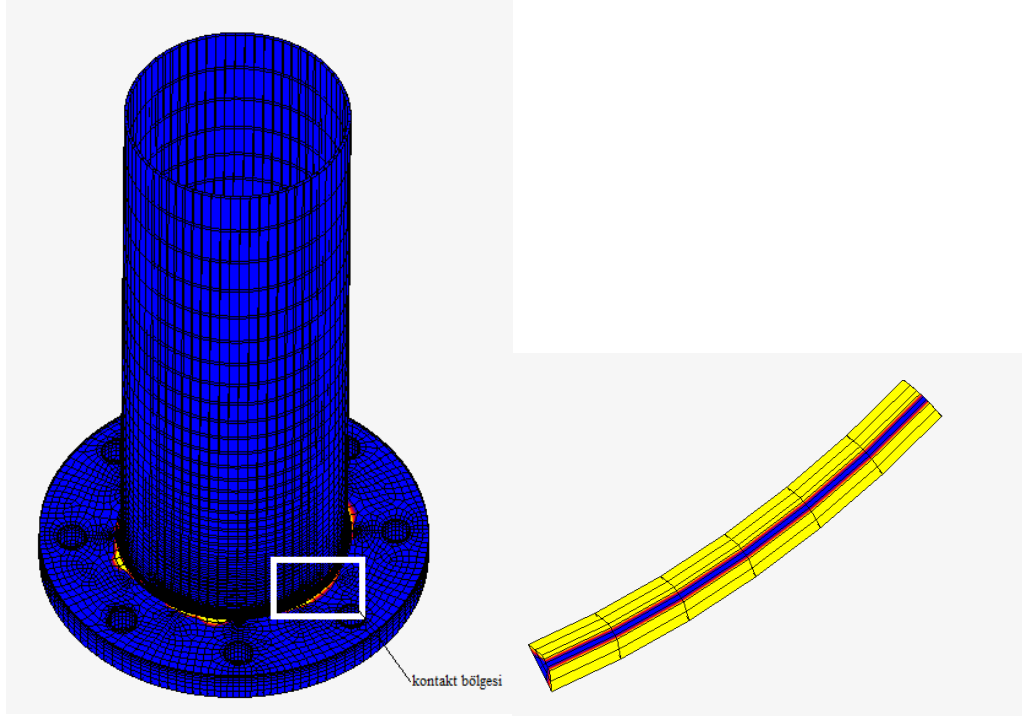
5.5. Boru Flanş Kaynağında Sonlu Elemanlar Analizleri ve Sonuçlar

Boru flanş kaynağında sonlu elemanlar analizleri orantısal ve orantısal olmayan plastik kutu tipi yüklemesi koşulları altında Tablo 5.4.'de verilen kapasite yüklemesi ve kapasite yüklemesini yüzde 10 ve yüzde 20 fazlası ile oluşan aşırı yüklemeler altında elastik, elastik-plastik, plastik analiz olarak gerçekleştirilmiştir.

Elastik analizlerde boru, flanş ve kaynak geometrisine Tablo 5.1. ve Tablo 5.2.'de verilen elastik malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Her bir test için tanımlanan sınır şartları ile birlikte elastik analizler sonlu elemanlar programında gerçekleştirilmiştir. Elastik-plastik analizlerde boru ve flanş geometrisine elastik malzeme özellikleri tanımlanmış olup kaynak geometrisine plastik malzeme özelliği tanımlanmıştır. İzotropik malzeme modeline göre plastik özellik verilen kaynak geometrisine akma gerilmesi için Şekil 5.11'deki akma eğrisi tanımlanmıştır. Plastik analizlerde ise boru, flanş ve kaynak geometrisine hypolelastik malzeme tanımlanması seçeneği ile Hypela 2 kullanıcı alt programı tanımlanmıştır. Hypela 2 kullanıcı alt programına daha önce elde edilmiş olan Tablo 5.3.'deki izotropik malzeme modeli parametreleri girilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

Tüm analizler iki çevrim olacak şekilde çevrimsel yüklemeler altında yapılmış olup small strain olarak gerçekleştirilmiştir. Her bir orantısal çevrimsel tekil testler, orantısal çevrimsel birleşik testler ve orantısal olmayan kutu tipte çevrimsel birleşik testler belirtilen analiz şartları ile gerçekleştirilmiş olup sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Çevrimsel yüklemeler sonucu kaynak bölgesinin boru ve flanş ile temas ettiği yüzeylerindeki kontak dağılımı Şekil 5.17.'de gösterilmiştir. Elde edilen kontak görünüşünde sarı bölgeler kaynağın boru ve flanş ile temas halinde olduğunu mavi bölge ise temasın olmadığı kaynak bölgesini göstermektedir. Bu temas görüntüsü kuvvet uygulandığı zaman gerilmenin diğer bölgelere aktarıldığını göstermektedir. Sonuç olarak Şekil 5.17.'de gösterilen bu durum numune üzerindeki kontak tanımlamasının doğru bir şekilde yapıldığını göstermiştir.

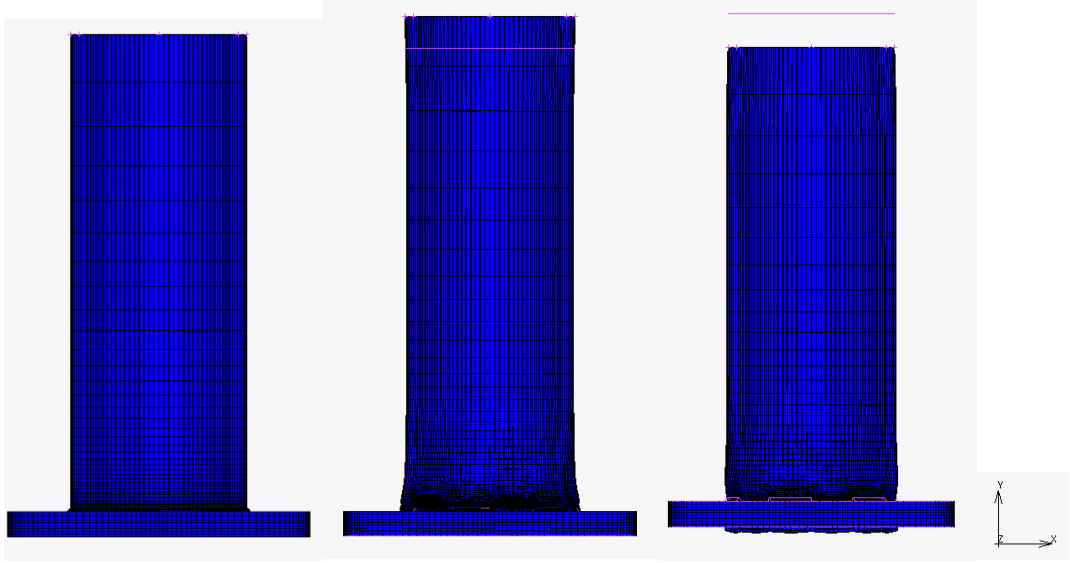


Şekil 5.17. Boru flanş yüzeylerinin bağlantı içinde bulunan kaynak geometrisindeki kontakt yüzeylerinin gösterimi

Çevrimsel tekil yüklemelerde kaynak bölgesinde maksimum gerilmelerin ve kritik bölgelerin oluştuğu düğüm noktaları dikkate alınarak sonuçlar alınmıştır. Her bir test sonucunda kaynak bölgesindeki gerilme ve gerinim eğrileri kapasite yüklemesi ve aşırı yükleme durumları için oluşturulmuştur. Kaynak bölgesindeki gerilme dağılımlarının genel sonuç ve görüntüleri Ek A'da gösterilmiştir.

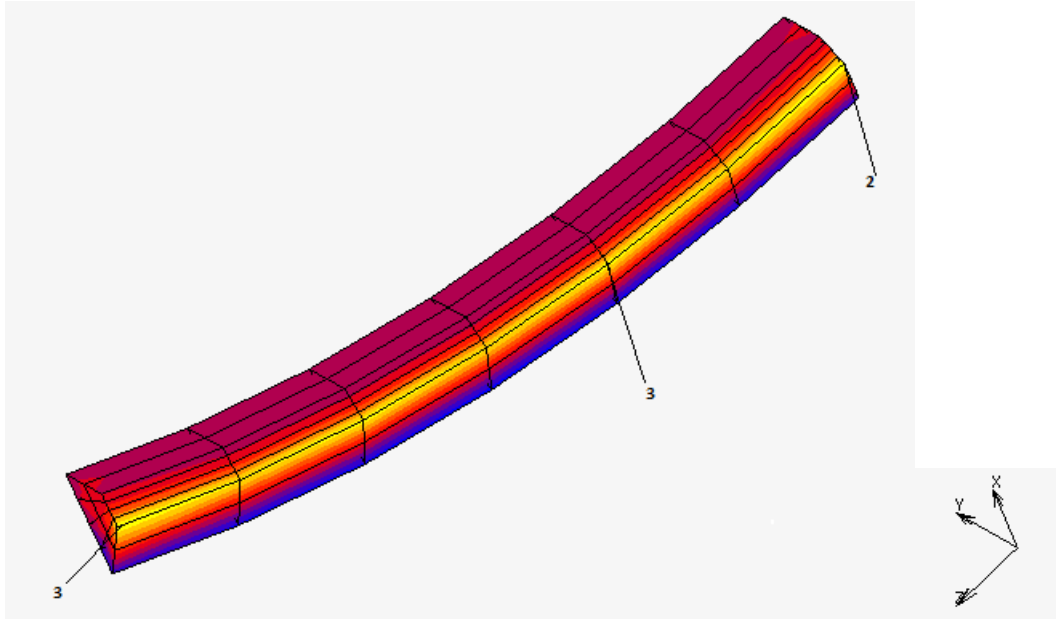
Boru flanş kaynağında yapılan tekil yüklemeler sonucu kaynak bölgelerinde meydana gelen değişimlerden hareketle elastik, elastik-plastik ve Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik malzeme modeline göre analizi ile gerilme gerinim eğrileri oluşturulmuş olan düğüm noktaları grafiksel sonuçlardan hemen önce gösterilmiştir. Bu düğüm noktalarının seçiminde etkili olan faktörler maksimum eşdeğer gerilmelerin buralarda oluşmuş olup, kritik konumda olmalarından dolayıdır.

Orantısal yüklemeler altında boru flanş kaynağı geometrisinde çevrimsel çekme basma testi sonucu meydana gelen değişim Şekil 5.18.'de gösterilmiştir.

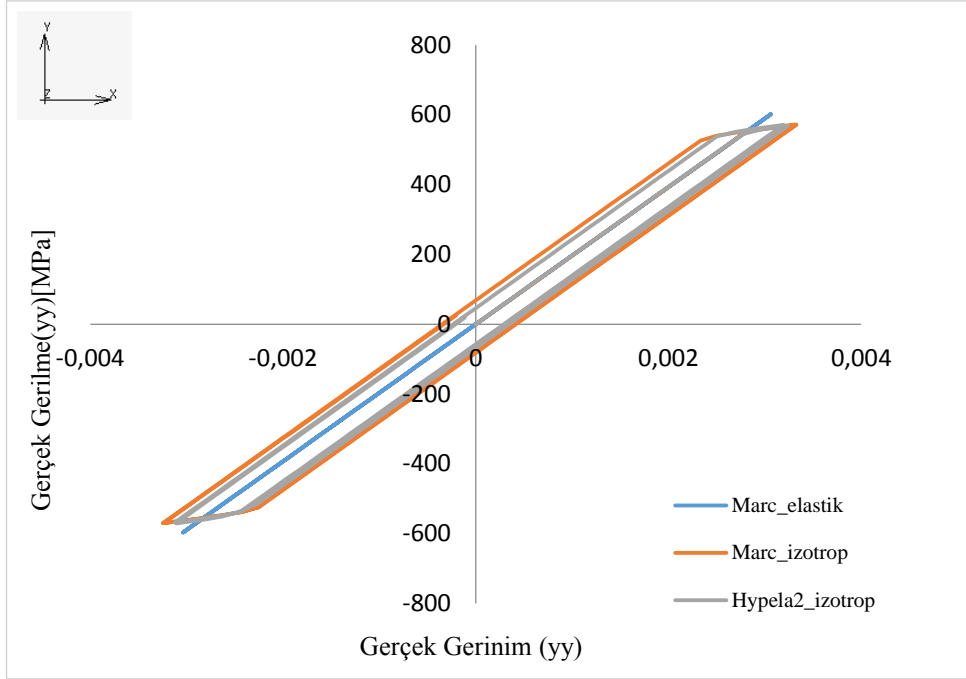


Şekil 5.18. Boru flanş geometrisine uygulanan çevrimsel çekme basma testinin genel görünümü

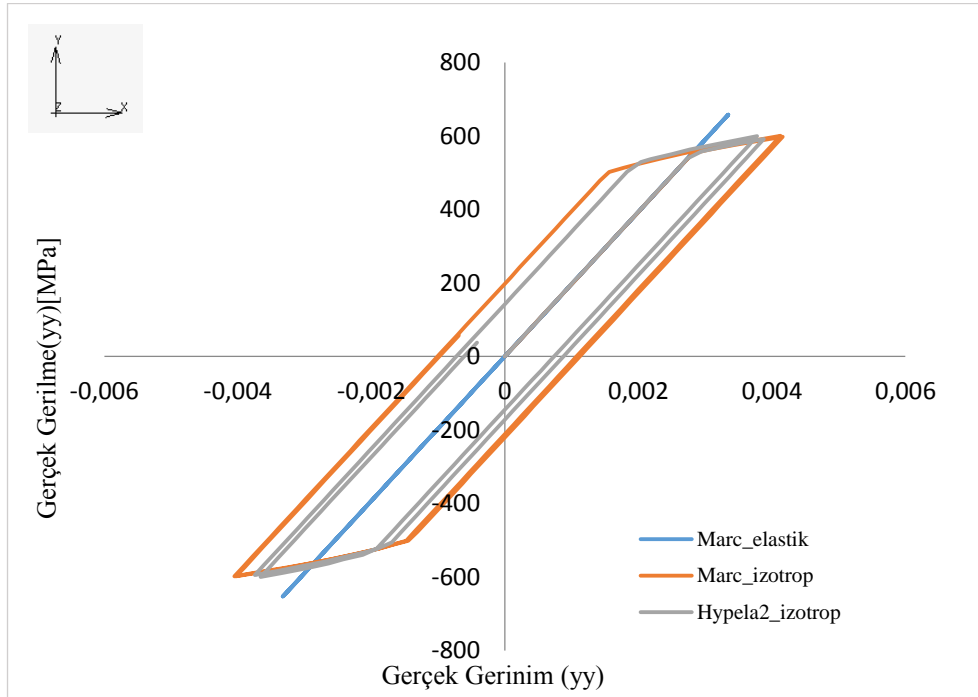
Çevrimsel çekme basma testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerde olduğu ve kritik konumda olan düğüm noktaları Şekil 5.19.'da belirtilmiştir. 1 numaralı düğüm noktası için kapasite ve aşırı yüklemeler durumunda oluşturulmuş olan gerçek gerilme-yönündeki gerçek gerinim grafikleri Şekil 5.20., Şekil 5.21.'de kapasite yüklemesinin yüzde 20 artışı durumunda oluşan grafik ise Ek B 'de gösterilmiştir.



Şekil 5.19. Çevrimsel çekme basma testi için ve gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları

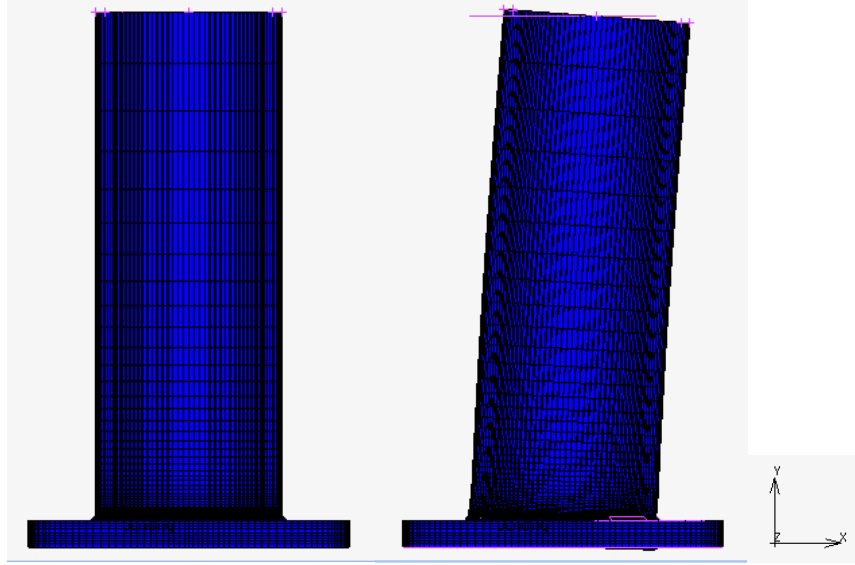


Şekil 5.20. Çevrimsel çekme basma testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği



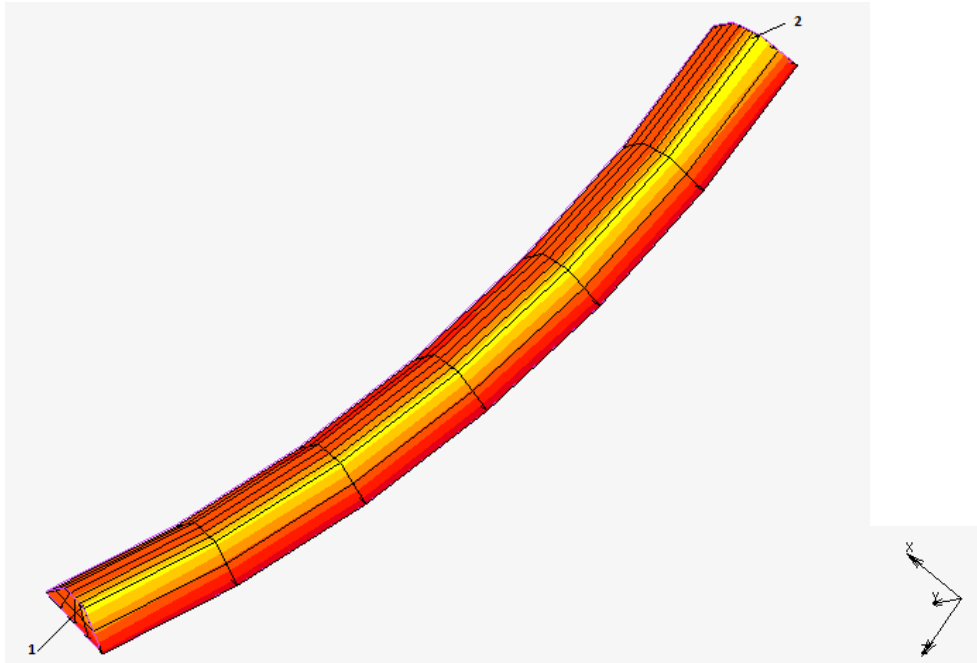
Şekil 5.21. Çevrimsel çekme basma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği

Orantısız yüklemeler altında boru flanş kaynağı geometrisinde çevrimsel eğilme testi sonucu meydana gelen değişim Şekil 5.22.'de gösterilmiştir.

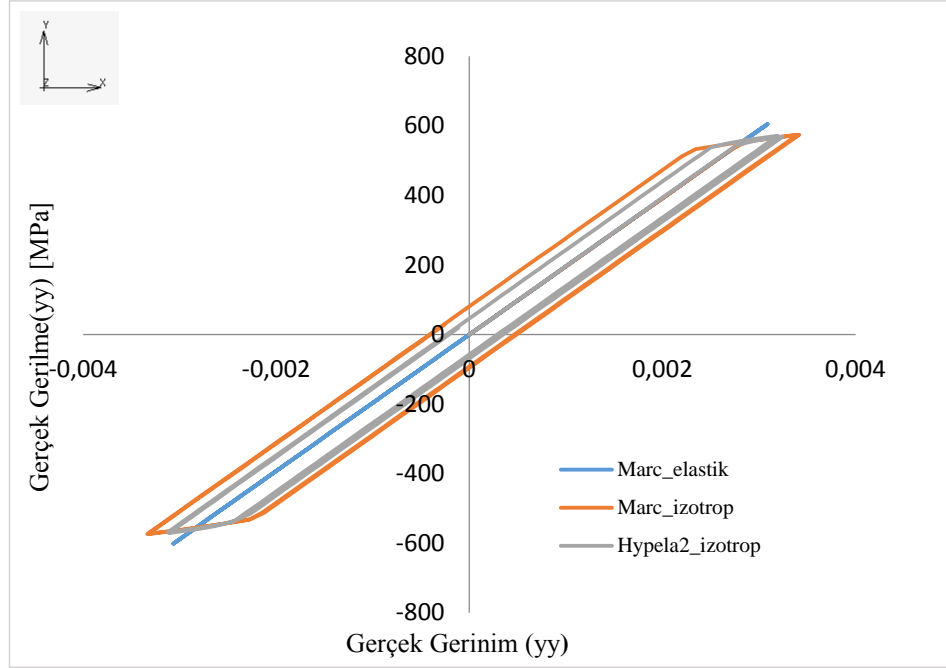


Şekil 5.22. Boru flanş geometrisine uygulanan çevrimsel eğilme testinin genel görünümü

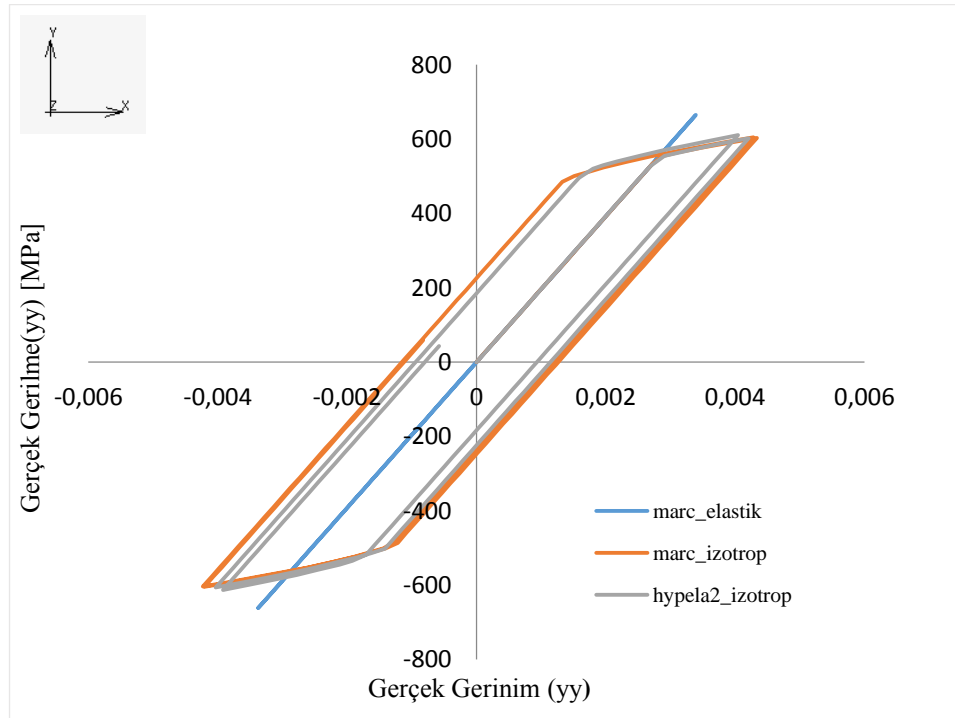
Çevrimsel eğilme testi sonucunda gerilmelerin maksimum değerde olduğu ve kritik konuma sahip olan düğüm noktaları Şekil 5.23.'te 1 numaralı düğüm noktası için gerçek gerilme-gerçek gerinim grafikleri Şekil 5.24., Şekil 5.25.'de kapasite yüklemesinin yüzde 20 artışı durumunda oluşan grafik ise Ek B'de gösterilmiştir.



Şekil 5.23. Çevrimsel eğilme testi için gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları

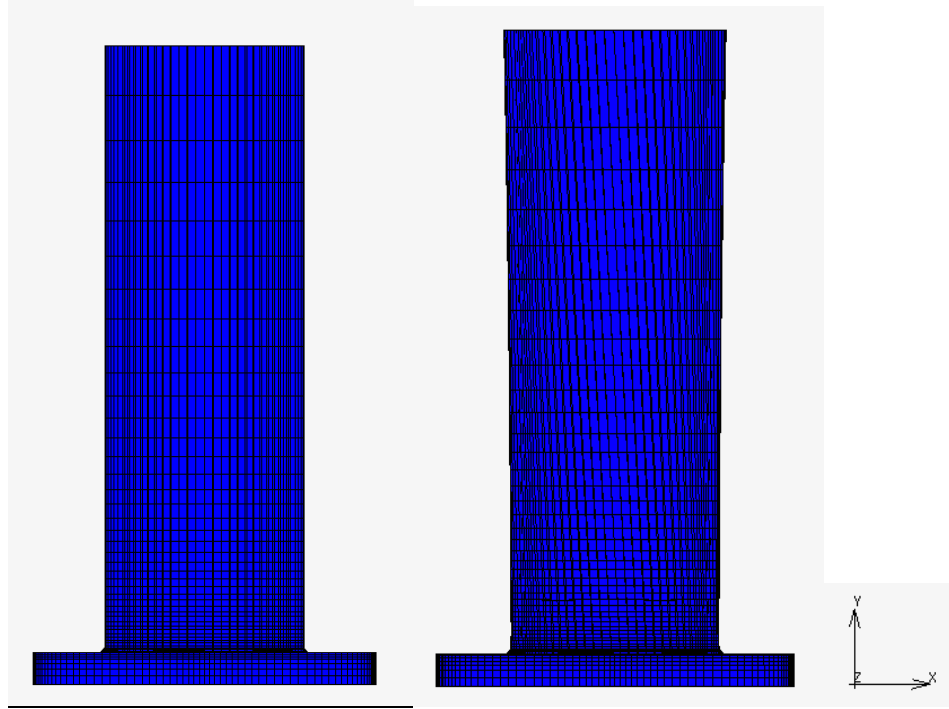


Şekil 5.24. Çevrimsel eğilme testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği



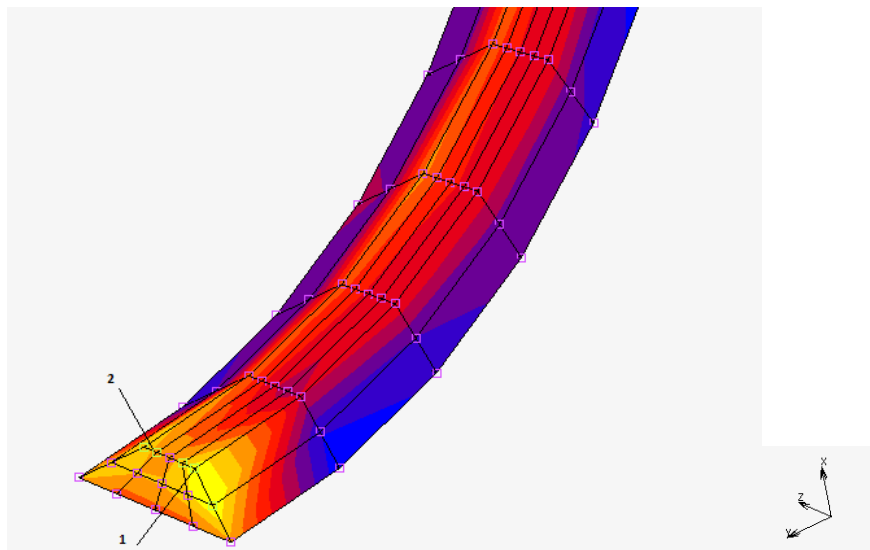
Şekil 5.25. Çevrimsel eğilme testinde kapasite yüklemesinin % 10 artırılmasıyla oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği

Orantısal yüklemeler altında boru flanş kaynağı geometrisinde çevrimsel burulma testi sonucu meydana gelen değişim Şekil 5.26.'da gösterilmiştir.

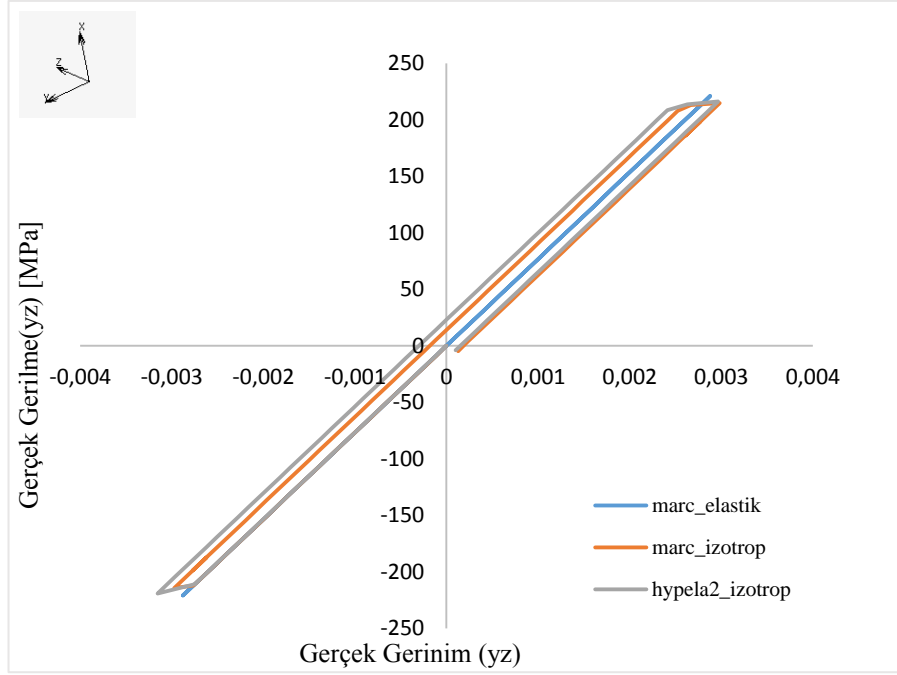


Şekil 5.26. Boru flanş geometrisine uygulanan çevrimsel burulma testinin genel görünümü

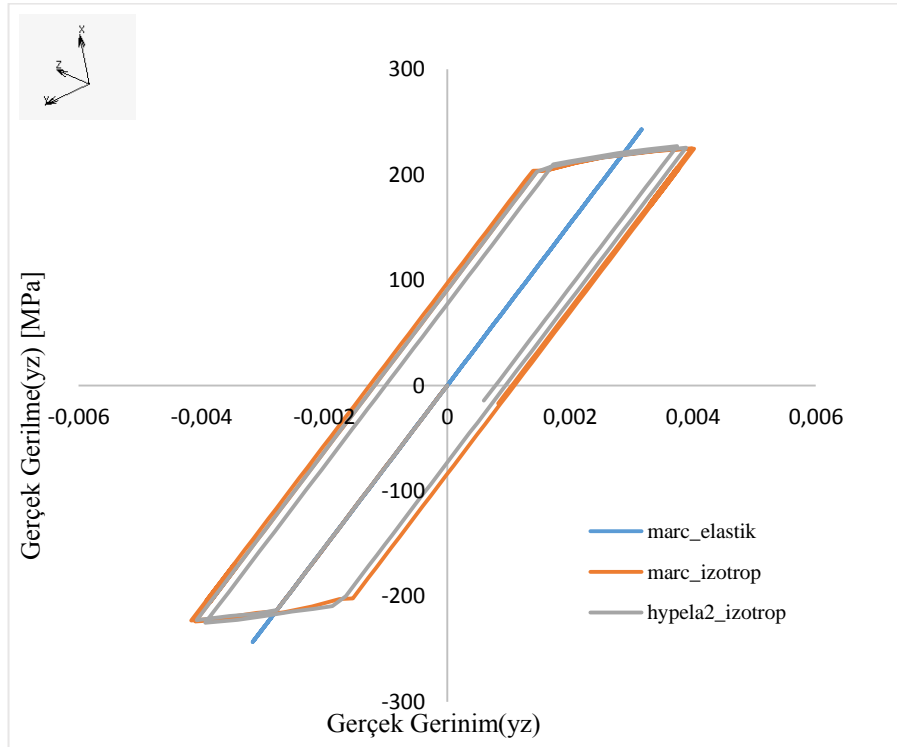
Çevrimsel burulma testi sonucunda gerilmelerin maksimum değerde olduğu ve kritik konuma sahip olan düğüm noktaları Şekil 5.27.'de belirtilmiştir. 1 numaralı düğüm noktası için gerçek gerilme-gerçek gerinim grafikleri Şekil 5.28., Şekil 5.29.'da kapasite yüklemesinin yüzde 20 artışı durumunda oluşan grafik ise Ek B 'de gösterilmiştir.



Şekil 5.27. Çevrimsel burulma testi için gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları



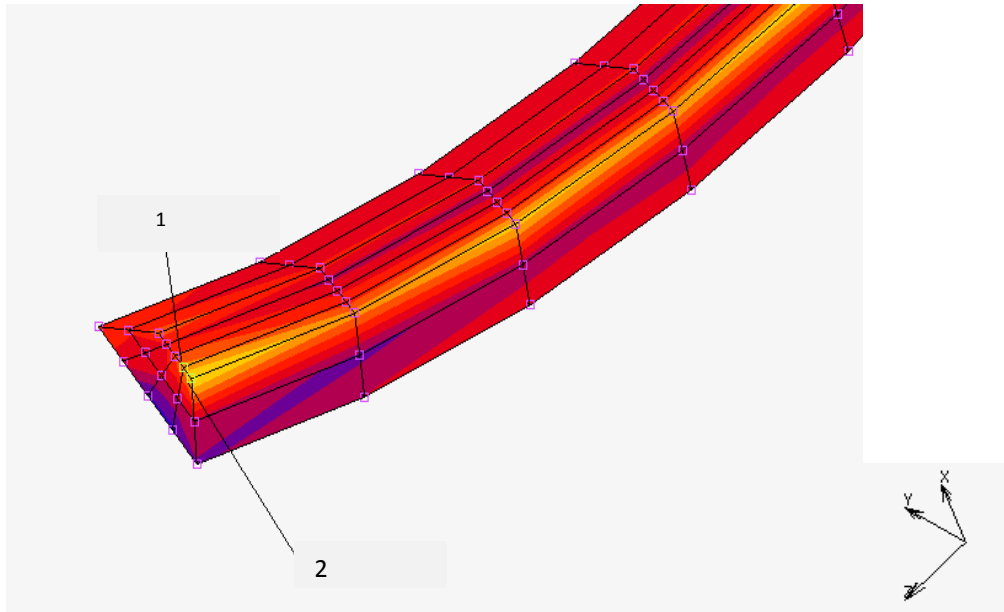
Şekil 5.28. Çevrimsel burulma testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği



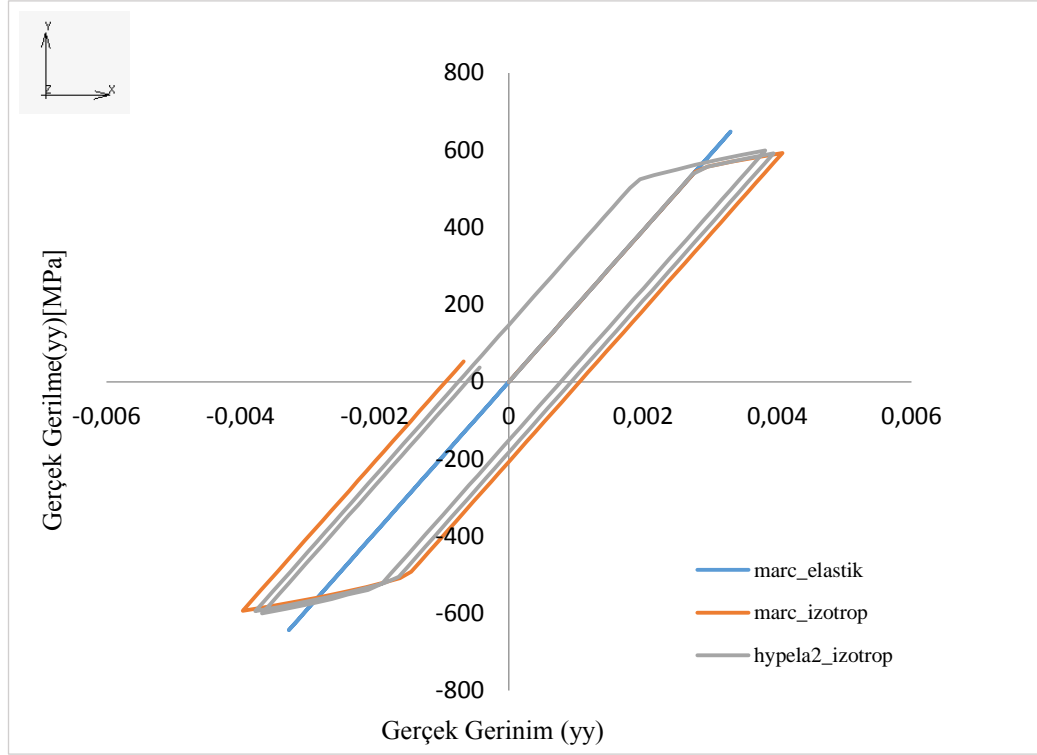
Şekil 5.29. Çevrimsel burulma testinde kapasite yüklemesinin % 10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği

Çevrimsel birleşik orantısal yüklemeler çekme-basma-eğilme, çekme-basma-burulma ve eğilme-burulma testlerinin boru flanş kaynağı geometrisine orantısal yükleme koşullarında uygulanmasıyla gerçekleştirilmiştir. Testler sonuçlarına göre kaynak bölgesindeki değişimler ve maksimum gerilmemenin nerelerde olduğu Ek A'da gösterilmiştir.

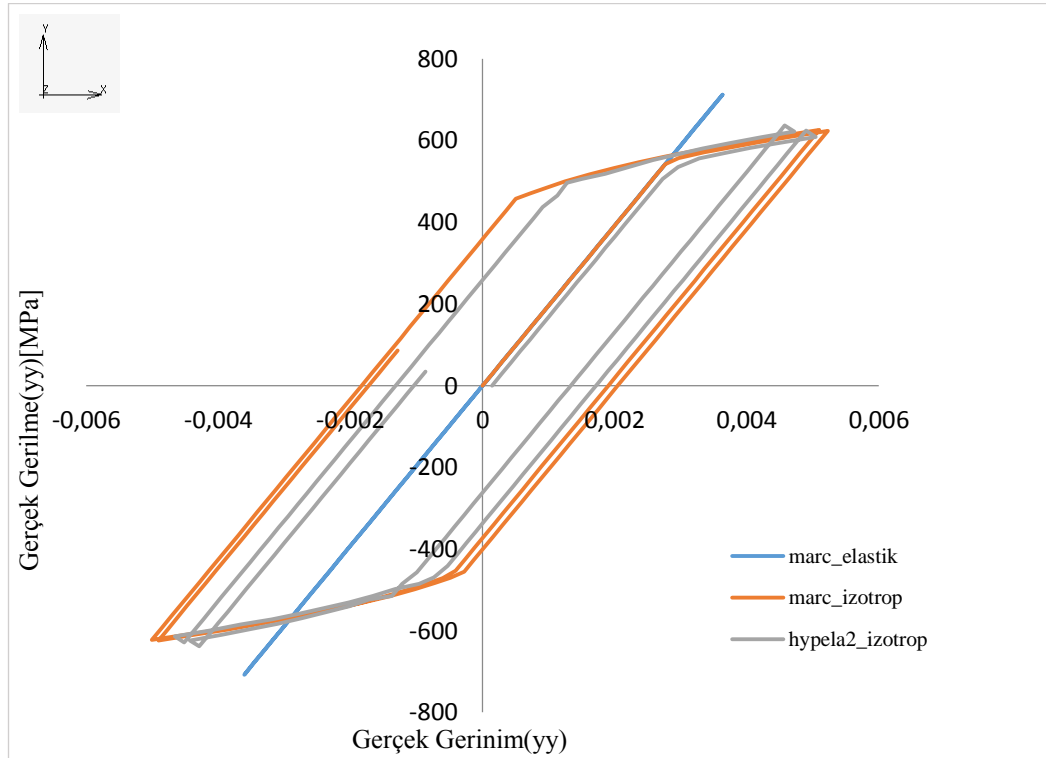
Her birleşik yükleme durumu için kaynak bölgelerinde meydana gelen değişimlerden hareketle elastik, elastik-plastik ve Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik malzeme modeline göre analizi ile gerilme gerinim eğrileri oluşturulmuş olan düğüm noktaları maksimum eşdeğer gerilmelerden ve kritik konumlarından dolayı seçilmiştir. Orantısal yükleme koşulu altında çevrimsel çekme-basma ve eğilme birleşik yüklem yüklemeleri sonucunda maksimum gerilmelerin olduğu kritik düğüm noktaları Şekil 5.30.'da belirtilmiştir. 1 numaralı düğüm noktasına ait gerçek gerilme-gerçek gerinim grafikleri Şekil 5.31., Şekil 5.32.'de kapasite yüklemesinin yüzde 20 artışı durumunda oluşan grafik ise Ek B 'de gösterilmiştir.



Şekil 5.30. Orantısal çekme-basma-eğilme testi için gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları

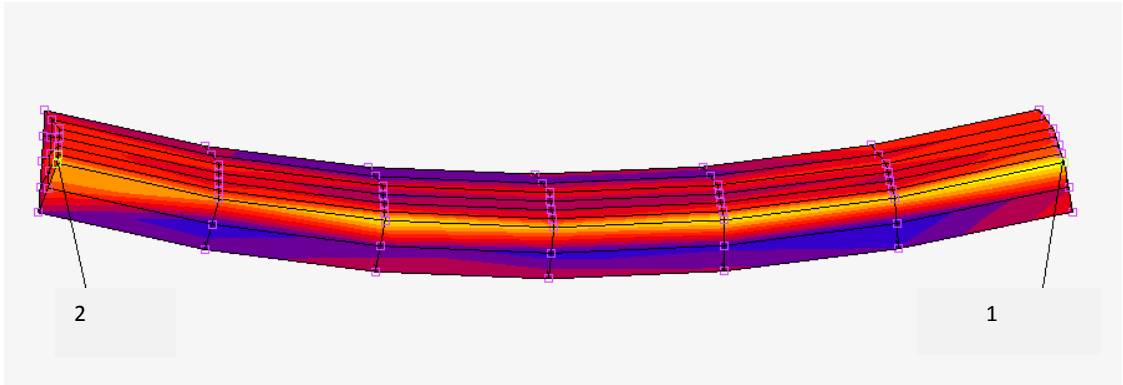


Şekil 5.31. Orantısal çekme-basma-eğilme testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği

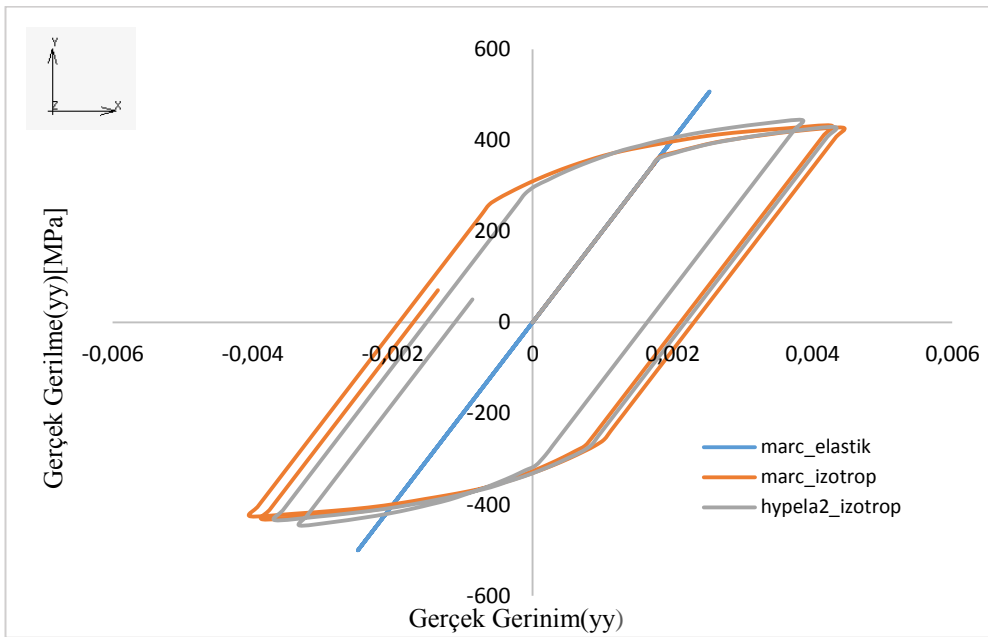


Şekil 5.32. Orantısal çekme-basma-eğilme testinde kapasite yüklemesinin yüzde 10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği

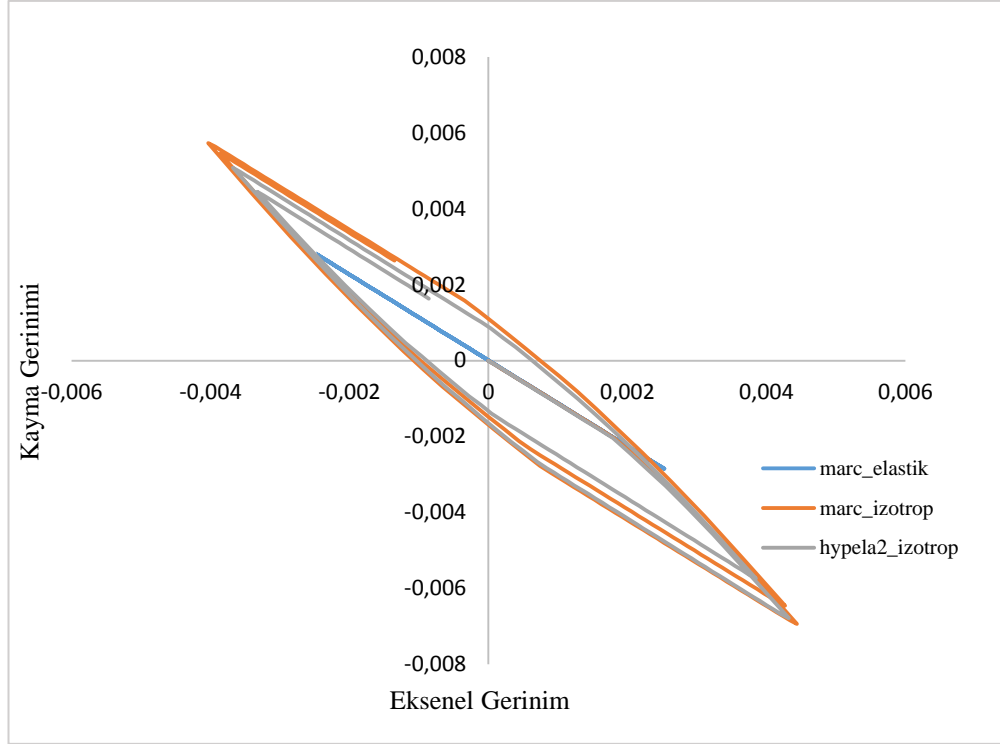
Orantısal yükleme koşulu altında çevrimsel çekme-basma ve burulma birleşik yüklemelerinin uygulamasıyla boru flanş kaynağında gerilmenin maksimum değerde olduğu düğüm noktaları Şekil 5.33.'de belirtilmiştir. 1 numaralı düğüm noktasına kapasite yüklemesinin yüzde 10 attırılması ile oluşan ait gerçek gerilme-gerçek gerinim grafikleri Şekil 5.34.'de gösterilmiştir. Şekil 5.33.'de aksenal çekme basma kuvvetlerinin etkisiyle aksenal gerinimler ve teğetsel burulma kuvvetlerinin etkisiyle kayma gerilmeleri oluşmuştur aksenal gerinim kayma gerinim grafikleri Şekil 5.35.'de gösterilmiştir. Aynı düğüm noktasına ait olan diğer grafikler Ek B'de yer almaktadır.



Şekil 5.33. Orantısal çekme-basma-burulma testi için gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları

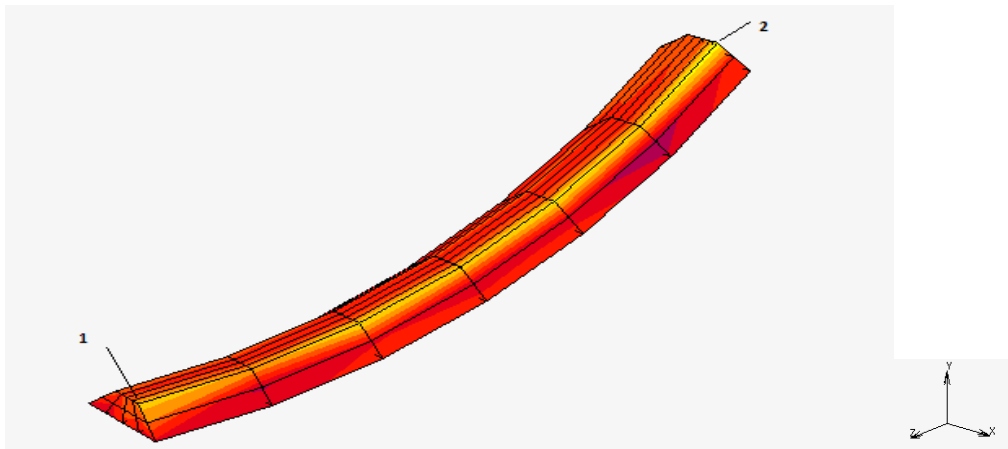


Şekil 5.34. Orantısal çekme-basma-burulma testinde kapasite yüklemesinin % 10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği

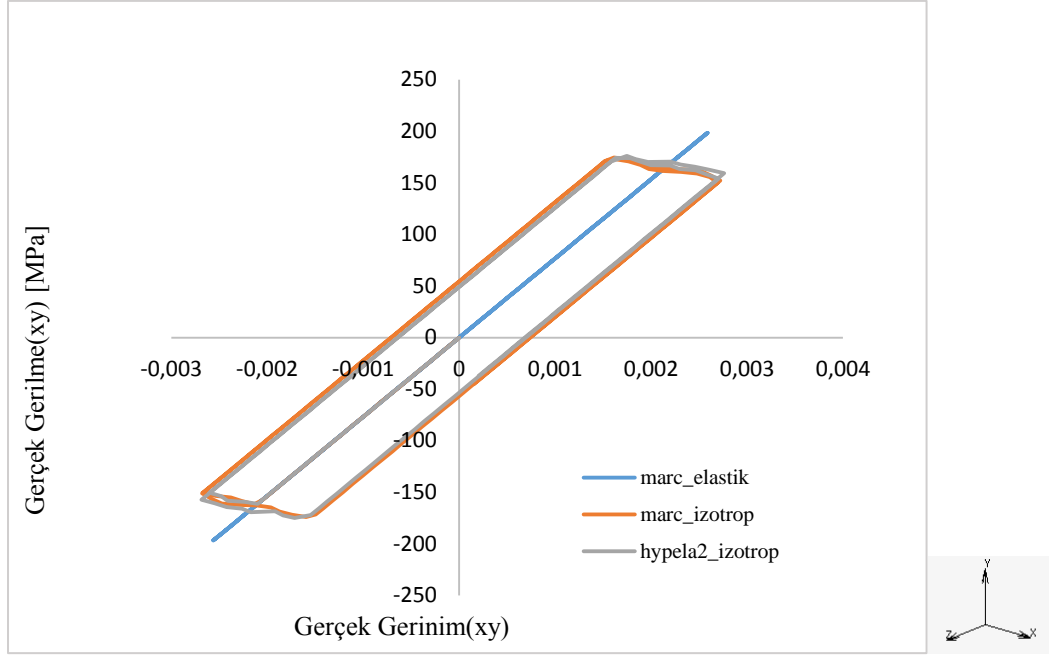


Şekil 5.35. Orantısal çekme-basma-burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 artırılması sonucu oluşan aksel gerinim-kayma gerinimi grafiği

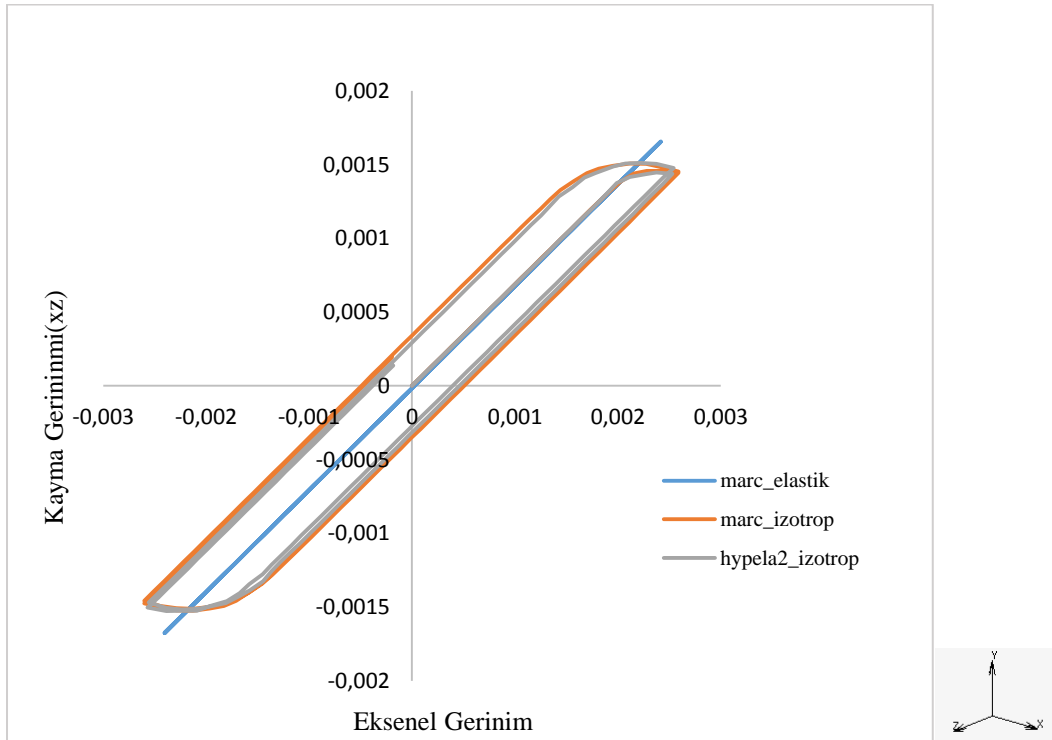
Boru flanş kaynağına orantısal eğilme ve burulma yüklemesi bir arada etki ettiğinde eğilme kuvvetleri sonucunda aksel gerinimler burulma kuvvetleri sonucunda ise kayma gerinimleri meydana gelmiştir. Boru flanş geometrisinde yükleme sonucu maksimum gerilmelerin oluştuğu çeşitli düğüm noktaları ise Şekil 5.36.'da kapasite yüklemesinin yüzde 10 artması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim ve aksel gerinim kayma gerinimi grafikleri Şekil 5.37. ve Şekil 5.38.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.36. Orantısal eğilme ve burulma testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerinde olduğu çeşitli düğüm noktaları



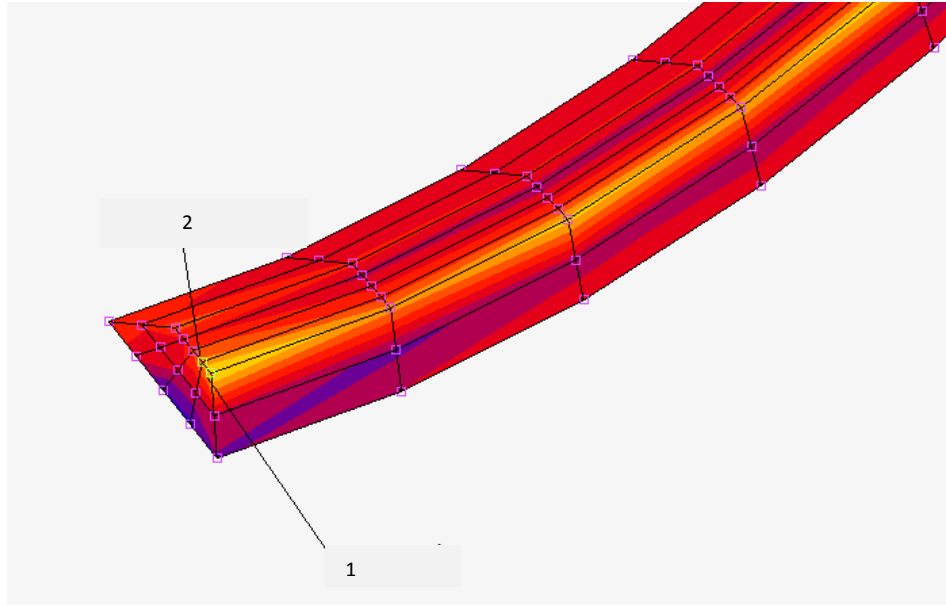
Şekil 5.37. Orantısal eğilme ve burulma testinde kapasite yüklemesinin % 10 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği



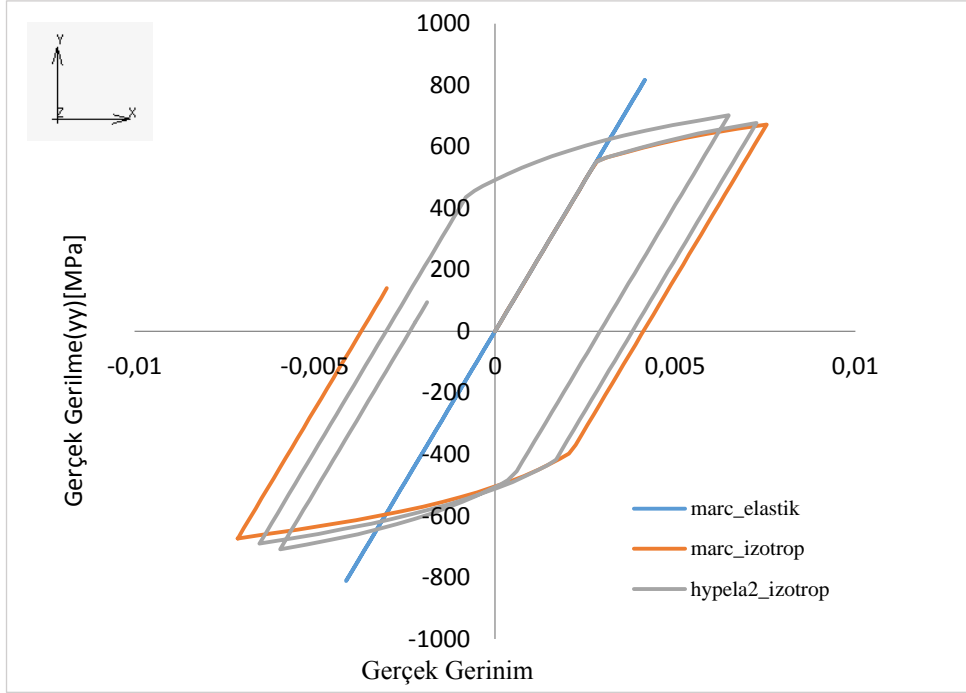
Şekil 5.38. Orantısal eğilme-burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu xz yönünde oluşan eksenel gerinim-kayma gerinimi grafiği

Çevrimsel birleşik orantısız olmayan yüklemeler, çekme-basma-eğilme, çekme-basma-burulma ve eğilme-burulma testlerinin boru flanş kaynağı geometrisine orantısız olmayan kutu tipi yükleme koşullarında uygulanmasıyla gerçekleştirilmiştir. Her bir birleşik test yüklemesinde zamana bağlı kuvvetler eğilme ve çekme-basma testi için aynı, burulma için farklı tanımlanmıştır. Testler sonuçlarına göre kaynak bölgesindeki gerilme değişimleri Ek A'da gösterilmiştir.

Orantısız olmayan kutu tipi yükleme koşulu altında çevrimsel çekme-basma ve eğilme birleşik yüklemesinin Boru flanş kaynağına uygulanan yüklemeler sonucunda maksimum gerilmelerin dolayısıyla kritik noktaların olduğu düğüm noktaları 5.39.'da belirtilmiştir. 1 numaralı düğüm noktası için kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği Şekil 5.40.'da gösterilirken yüzde 20 artması sonucu oluşan grafik Ek B'de gösterilmiştir.

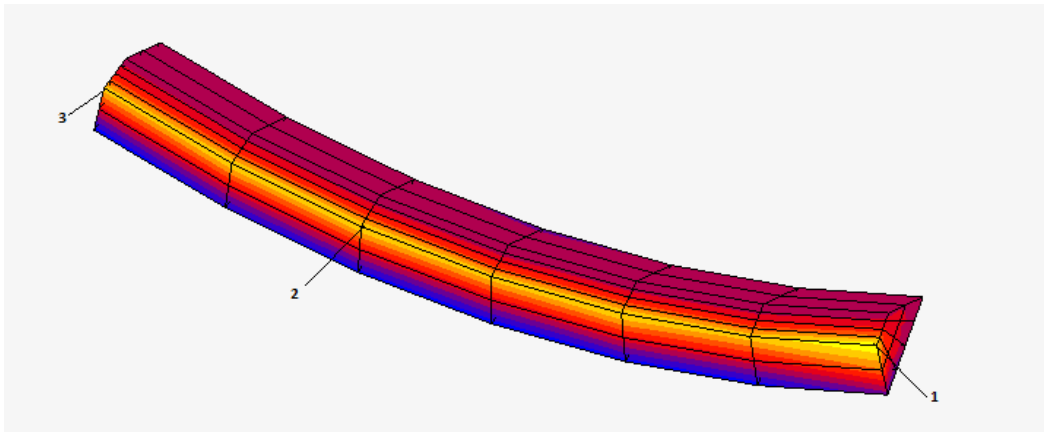


Şekil 5.39. Orantısız olmayan çekme-basma, eğilme testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerde olduğu düğüm noktaları

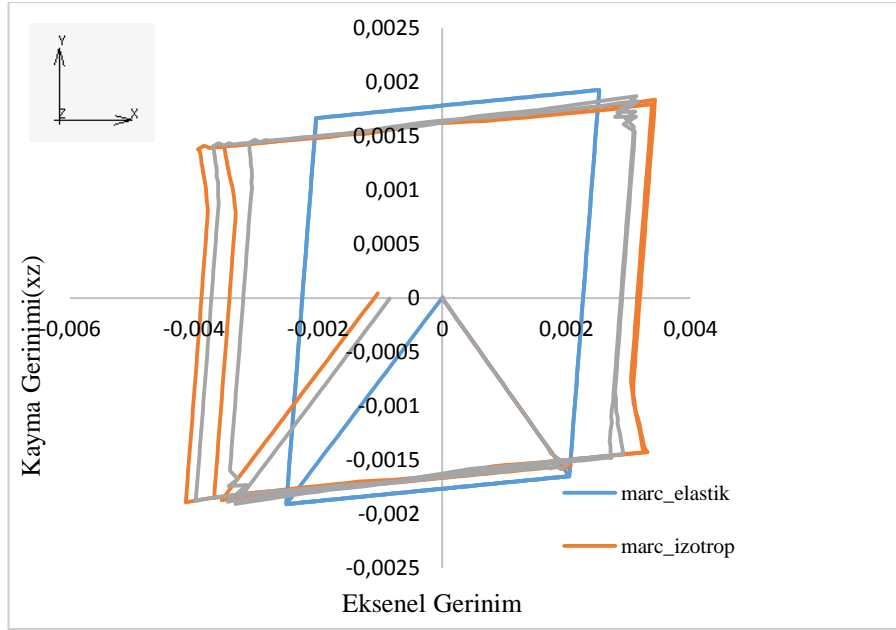


Şekil 5.40. Orantısız olmayan çekme-basma, eğilme testinde kapasite yüklemesi sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği

Orantısız olmayan kutu tipi yükleme koşulu altında çevrimsel çekme-basma ve burulma birleşik testleri sonucunda maksimum gerilmelerin dolayısıyla kritik noktaların oluştuğu düğüm noktaları ise Şekil 5.41.'de gösterilmiştir. 1 numaralı düğüm noktası için kapasite yüklemesinin yüzde 10 arttırılması durumunda aksenal gerinimin kayma gerinimine göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.42.'de diğer noktalar için ise oluşturulan grafikler EK B'de gösterilmiştir.

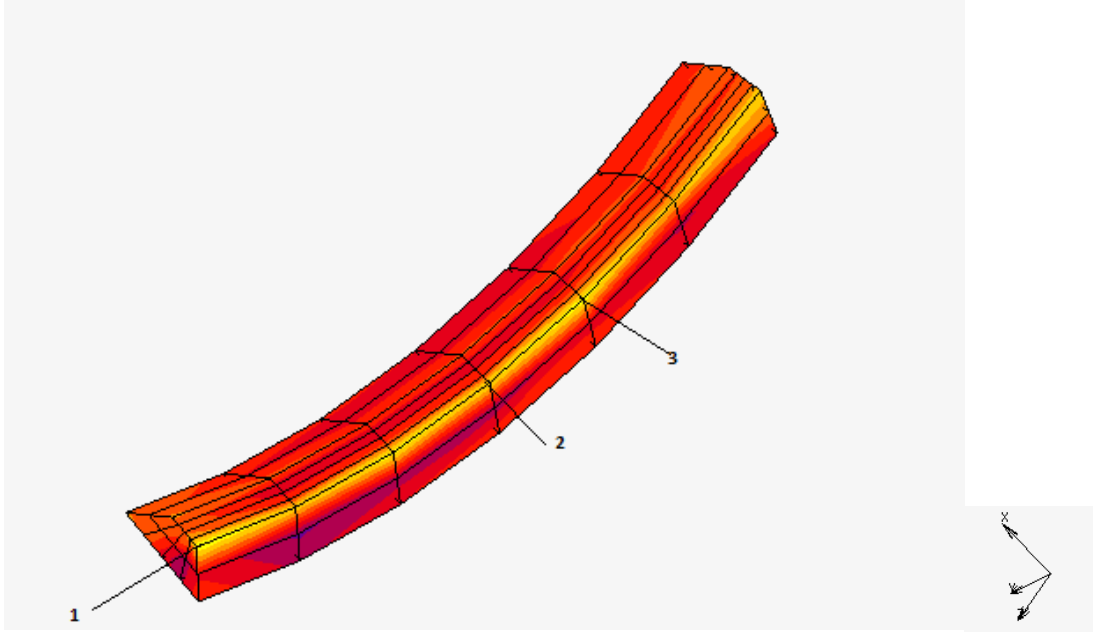


Şekil 5.41. Orantısız olmayan çekme, basma ve burulma testinde gerilmelerin yüksek değerinde olduğu çeşitli düğüm noktaları

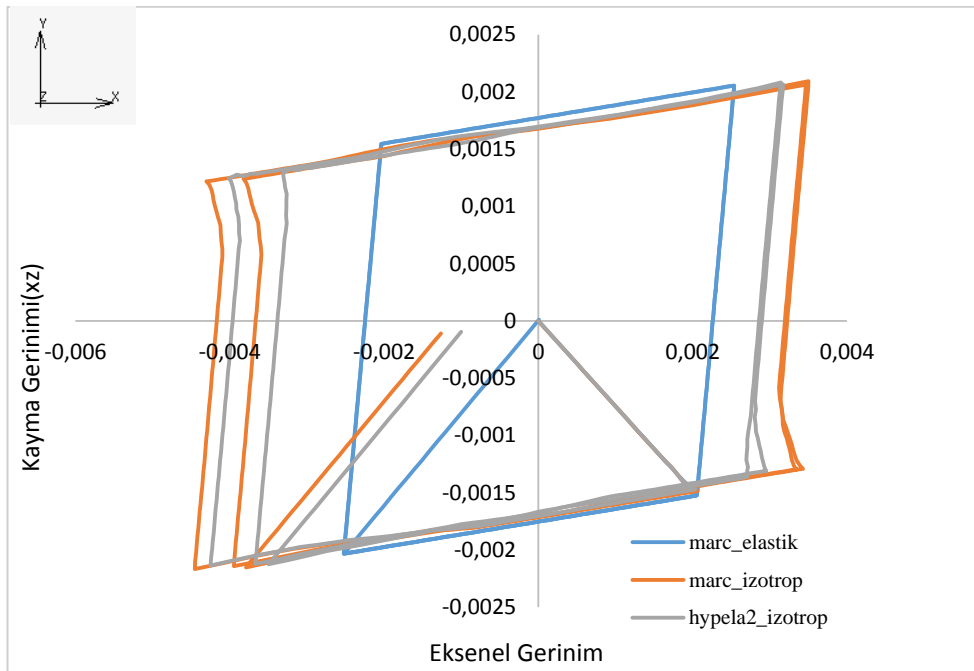


Şekil 5.42. Orantısız olmayan çekme-basma ve burulma testinde kapasite yüklemesinin % 10 artırılması sonucu oluşan aksel gerinim-kayma gerinimi grafiği

Boru flanş kaynağına orantısız olmayan kutu tipi eğilme ve burulma yüklemesi bir arada etki ettiğinde eğilme kuvvetleri sonucunda aksel gerinimler burulma kuvvetleri sonucunda ise kayma gerinimleri meydana gelmiştir. Boru flanş geometrisinde yüklemeler sonucu meydana gelen maksimum gerilmelerin olduğu çeşitli düğüm noktaları ise Şekil 5.43.'de gösterilmiştir. Yüklemeler sonucu gerilme ve gerinimlerin maksimum olduğu 1 numaralı düğüm noktası için aksel gerinimin kayma gerinimine göre değişimi elastik, elastik-plastik ve Hypela 2 kullanıcı alt programı ile yapılan plastik analiz için karşılaştırılması Şekil 5.44.'de gösterilmiştir. Diğer belirtilen noktalar için aksel gerinim kayma gerinimi grafikleri EK B'de gösterilmiştir.



Şekil 5.43. Orantısız olmayan eğilme ve burulma testi sonucunda gerilmelerin yüksek değerde olduğu çeşitli düğüm noktaları



Şekil 5.44. Orantısız olmayan eğilme ve burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan eksenel gerinim-kayma gerinimi grafiği

Düşük çevrimsel yüklemeler altında tekil çekme-basma, eğilme ve burulma testlerinde kaynak bölgelerinde gerilme ve gerinim dağılımları sonuçları incelendiğinde maksimum gerilmelerin çekme-basma ve burulma testlerinde kaynak bölgesinin alt tarafındaki uç kısımlarında, eğilme testlerinde ise uç kısımdan

başlayarak aynı sıradaki kaynak bölgesinin yüzeylelerinde oluştuğu görülmüştür. Her bir testte sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiş olan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafikleri sonuçları incelendiğinde elastik analizler sonucunda lineer bir eğrinin elde edildiği ve oluşan gerilmelerin elastik-plastik ve plastik analiz sonuçlarına göre herhangi bir pekleşme modelinin tanımlanmamasından dolayı daha yüksek orana ulaştığı görülmüştür.

Marc ticari yazılımında kaynak bölgesine tanımlanan izotropik pekleşme modeli ile çözümü yapılan elastik-plastik sonuçlarına bakıldığında kaynak bölgesinde oluşan gerilmelerin akma gerilmesini aşmasıyla bu bölgelerde plastik deformasyonun meydana geldiği görülmüştür. Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik malzeme modeline göre çözüm elde etmesiyle yapılan plastik analiz sonuçlarına bakıldığında ise düşük çevrimsel yüklemeler altında Hypela 2 kullanıcı alt programının kaynak bölgesindeki malzeme davranışını modelleyebildiği görülmüştür. Elde edilen gerilmelerin akma gerilmesini aşmasıyla bu bölgelerde de plastik deformasyonlar meydana gelmiştir. Kapasite yüklemesi ve kapasite yüklemesinin yüzde 10 ve yüzde 20 fazlası olarak ifade edilen aşırı yüklemeler karşılaştırıldığında akma yüzeylelerinin daha belirgin hale geldiği ve gerinim aralıklarının aşırı yükleme durumlarında daha geniş bir şekilde olduğu görülmüştür. Marc ticari yazılımının gerinim algoritmasından dolayı çevrimsel zorlamalar sonucu elastik-plastik analizler sonucu elde edilen gerinim değerlerinin Hypela 2 kullanıcı alt programı ile elde edilen gerinim değerlerinden daha yüksek çıktığı görülmüştür.

Düşük çevrimsel yüklemeler altında orantısal birleşik çekme-basma-eğilme testlerinde maksimum gerilmelerin kaynak uçlarında oluştuğu görülmüştür. Elastik-plastik ve plastik analizlerde lineer olmayan bir profil ortaya çıkmış ve plastik deformasyonlar meydana gelmiştir. Hypela 2 kullanıcı alt programı, bu birleşik yüklemelerde kaynak bölgesindeki malzeme davranışını çevrimsel olarak modelleyebilmiştir. Çekme-basma-burulma testlerinde elde edilmiş olan gerinim sonuçları incelendiğinde kaynak bölgesindeki aksenal gerinimlerin kayma gerinimlerinde daha yüksek olduğu görülmüştür. Programa tanımlanmış olan izotropik malzeme modeline göre elde edilen çözümler ile Hypela 2 kullanıcı alt

programıyla elde edilen sonuçların örtüştüğü ve düşük çevrimsel yüklemelerde kaynak bölgesinde çevrimsel bir malzeme modellemesi yapılabilmektedir ve bu durumların eğilme-burulma birleşik test sonuçlarında da aynı olduğu görülmüştür. Orantısız birleşik yüklemeler sonucunda da yapılan elastik analizler sonucunda elde edilmiş olan gerilme ve gerinim değerleri daha yüksek olduğu ve herhangi bir pekleşme modeli tanımlanmadığı için bu analiz durumunda Hooke Kanununun geçerli olduğu görülmüştür.

Orantısız olmayan kutu tipi yükleme durumları için düşük çevrimli birleşik testlerin sonuçları incelendiğinde lineer kutu tipi yüklemelerde kaynak bölgesindeki gerilme değerlerinin akma gerilmesinden düşük olmasından dolayı bu bölgelerde plastik gerinimler oluşmamıştır. Elastik-plastik ve plastik analizler sonucunda tanımlanmış olan izotropik pekleşme modeli ile eğriler lineer olmayan bir şekilde oluşmuştur. Elde edilen aksel gerinimlerin bu yükleme durumlarında da kayma gerinimlerinden yüksek olduğu görülmüştür. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile düşük çevrimsel orantısız olmayan yüklemelerde de kaynak bölgesindeki malzeme davranışını modelleyebilmiştir.

Tüm test durumlarında kapasite yüklemesi ile akma oluşumu için gerekli plastik deformasyonun oluştuğu görülmüştür. Bu kapasite yüklemesinin yüzde 10 ve yüzde 20 fazlası için oluşan grafiklerde malzemenin pekleşmesi için gerekli olan enerji local bölgelerde oluşacak alan olarak belirtilen enerjidir. Bu kapasite artışı yüklemelerde plastik deformasyona biraz daha enerji verildiği görülmüştür. Eğer kaynak bölgesinde herhangi bir çatlak varsa bu enerjinin çatlak oluşumu için gerekli enerjiden yüksek veya düşük olması çatlak oluşumu hakkında bilgi vermiştir.

BÖLÜM 6. DEĞERLENDİRME

Kaynak konstrüksiyonlarının yapısal dayanımı delik, çentik gibi geometrik süreksizliklerin bulunduğu kesitlerde oluşan gerilme yığılmalarından dolayı azalmaktadır. Çentik etkisi olarak bilinen bu durum yapısı itibariyle değişken yüklemelere maruz kalan kaynak bağlantılarının yorulma kırılmasına karşı olan direncini düşürmektedir. Çentik köklerinde oluşan daralan kesitlerde yoğun bir kuvvet akışı olduğu için gerilme değeri bu kesitlerde maksimum seviyeye çıkmakta ve akma seviyesinin üstünde plastik deformasyona, kopma hattının üstünde ise çatlak ve yırtılmalara sebep olmaktadır.

Kaynak bağlantılarına gelen çevrimsel yüklemeler ile özellikle gerilme yığılmalarının olduğu alanlarda çevrimsel plastik deformasyonların oluşması beklenilmektedir. Kaynak bağlantılarında düşük ve yüksek çevrimde, değişken yüklemeler altında kaynak bölgesindeki malzeme davranışını tahmin edebilmek için çevrimsel plastisite temelleri esas alınmaktadır. Akma kuralları ve kriterleri çerçevesinde malzeme davranışını modelleyebilmek için numunelere uygulanacak olan pekleşme modelleri ile kaynak bölgesinin çevrimsel malzeme modellemesi yapılabilmekte ve kaynak bağlantısının malzeme davranışı tahmin edilebilmektedir.

Bu tez çalışmasında çevrimsel yüklemeler altında boru-flanş kaynağının kaynak bölgesindeki malzeme davranışını Hypela 2 kullanıcı alt programı ile modellemek ve kaynak bölgesindeki gerilme-gerinim ilişkilerini farklı testler altında orantısal ve orantısal olmayan yüklemeler ile ortaya çıkarmak hedeflenmiştir. Bu amaçla ilk önce dairesel çentikli Barkey milinin çentik kökündeki gerinim davranışları Hypela 2 kullanıcı alt programı belirlenerek deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve programın çözüm yapabilme kabiliyeti ölçülmüştür.

Tez çalışmasında iki model üzerinde çevrimsel plastisitenin, yükleme tiplerinin etkileri Hypela 2 kullanıcı alt programı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiştir. İlk uygulama olarak orantısal ve orantısal olmayan çevrimsel yüklemelere maruz kalan dairesel çentikli Barkey milinin çentik bölgesindeki gerinim davranışları Hypela 2'nin izotropik pekleşme ve kinematik pekleşme kurallarına göre çözümlenmesi ile elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Barkey'in elde etmiş olduğu sonuçlar ile karşılaştırılmış ve programın sonlu elemanlar performansı test edilmiştir. Hypela 2 kullanıcı alt programı Ludwig eşitliğine göre çalıştığı için izotropik ve kinematik pekleşme kuralları için gerekli parametreler eğri uydurma yöntemiyle belirlenmiştir. Her iki malzeme modelini ayıran parametre olan öteleme gerilmeleri Ludwig eşitlikleri ile elde edilen gerilme değerlerinden akma gerilmesinin çıkarımı ile elde edilmiş ve kinematik pekleşme modelinin parametresi olarak programa okutulmuştur. İzotropik pekleşme modeli için ise bu değer programa 0 olarak girilmiştir. Her yükleme durumu için çentik kökünde oluşan gerilme değerlerinin akma gerilmesinin altında kaldığı durumlarda lineer eğriler oluşmuş ve deneysel verilerle uyumluluk içinde olduğu görülmüştür. Gerilme değerinin akma gerilmesini aştığı durumlarda plastik deformasyonlar meydana gelmiş ve her iki malzeme modeli durumunda deneysel verilerle sapmaların olduğu ancak öteleme gerilmesinin etkisiyle kinematik pekleşme modelinde sapmaların daha düşük olduğu görülmüştür. Yüksek çevrim ile gerçekleştirilen analizlerde izotropik pekleşme modeli ile Bauschinger etkisi modellenemezken, kinematik pekleşme modeli ile bu etki gözlemlenmiş ve çentik kökündeki malzeme modellenebilmiştir. Hypela 2 kullanıcı alt programının her iki malzeme modeline göre çözüm elde etmesi ile çentik kökündeki gerinim davranışı az bir hata farkıyla tahmin edilebilmiştir. Hypela 2 kullanıcı alt programının çevrimsel malzeme modellemesini yapabilmesi ve deneysel sonuçlar ile uyumluluk içinde olması programın çözüm yapabilme kabiliyetini ortaya koymuştur.

Tez çalışması kapsamında yapılan ikinci uygulamada ise boru-flanş kaynağında çekme-basma, eğilme ve burulma testleri tekil yüklemeler, orantısal birleşik ve orantısal olmayan birleşik çevrimsel yüklemeler altında gerçekleştirilmiştir. Testler lineer elastik, elastik-plastik ve plastik analizler olarak sonlu elemanlar yöntemi

kullanılarak yapılmıştır. Elastik-plastik analizlerde Marc ticari yazılımında kaynak bölgesine izotropik pekleşme modeli uygulanarak çözüm gerçekleştirilirken, plastik analizlerde ise kaynak bölgesine Hypela 2 kullanıcı alt programı okutulmuş ve izotropik pekleşme modeline göre çözüm yapılmıştır. Yapılan her bir test ile kaynak bölgesinde meydana gelen gerilme durumları incelenmiş ve kaynak bölgesinin malzeme modellemesi yapılarak mekanik davranışı tahmin edilmeye çalışılmıştır. Elastik, elastik-plastik ve plastik analiz sonuçları gerilme-gerinim eğrileri ile karşılaştırılmıştır. Yapılan elastik analizlerde daha yüksek gerilmelerin ortaya çıktığı bunun ise herhangi bir malzeme modeli tanımlanmamasından dolayı olduğu görülmüştür. Düşük çevrimsel yükleme altında kaynak bölgesindeki malzemenin davranışı Hypela 2 kullanıcı alt programının izotropik pekleşme modeline göre çözümlenmesi ile modellenmiştir. Çekme-basma, eğilme ve burulma yükleme bloklarına maruz kalan kaynak numunesinde oluşan maksimum gerilme bölgelerinin her bir test durumu için farklı olduğu görülmüştür. Marc ticari yazılımının gerinim algoritmasından dolayı düşük çevrimsel yüklemeler altında elastik-plastik analizler ile elde edilen gerinim sonuçlarının daha yüksek çıktığı görülmüştür.

Kapasite yüklemesinde atomlar arası bağların kopmasıyla plastik deformasyonlar meydana gelmiştir. Bu bağlar koptuğu zaman yüzeylerde çatlak oluşumu beklenilmektedir. Bu çatlakların ilerlemesi için ayrıca bir plastik deformasyon gereklidir. Çatlak ilerlemesi için kapasite yüklemesinin üstünde uygulanan yüklerden oluşan enerjinin çatlak yüzeyinin ilerlemesi veya oluşumu için gerekli enerjiden yüksek olması beklenilmektedir. Kapasite yüklemesinin %10 ve %20 fazlası uygulanan yüklemelerle, grafiksel sonuçlara bakıldığında plastik deformasyona biraz daha enerji verildiği görülmüştür. Kapasite yüklemesinin artmasıyla elde edilen sonuçlarda, veriler lokal bölgeye indirildiğinde oluşan alanlar bize enerji hakkında bilgi vermektedir ve bu sonuçlar eğer kaynak bölgesinde çatlak varsa oluşan çatlakların ilerleyip ilerlememesi hakkında bilgi verebilmektedir. Burada genel bir ifade ile kapasite üstü yüklemelerde oluşan enerji, eğer çatlak varsa, çatlak ilerlemesi için gerekli enerjiden yüksek ise çatlakların ilerleyeceği ya da belkide çatlakların ilerlemesi için daha yüksek enerjiye ihtiyaç olup olunamayacağı hakkında bilgi vermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Zhang, J., Ince, A., Tang, L., Modeling and simulation of welded residual stress and ultrasonic impact treatment of welded joints, *Procedia Engineering*, 213, 36-47, 2018.
- [2] Costa, J., D., M., Ferreira, J., A., M., Abreu, L., P., M., Fatigue behaviour of butt weld joints in a high strength steel, *Procedia Engineering*, 2, 697-705, 2010.
- [3] Kutay, G., M., *Makinacının Rehberi*, Birsen Yayınevi, 1. Baskı, 262-286, 2003.
- [4] Karakaş, Ö., Gülsöz, A., *Kaynaklı bileşenlerin statik ve yorulma dayanımına etki eden faktörler*, *Mühendis ve Makine*, cilt 21,578, 10-17, 2007.
- [5] Bozacı, A., *Makine Elemanları*, Cilt 1, Çağlayan Kitabevi, 1-84, 2012.
- [6] Stenberg, T., *Fatigue properties of cut and welded high strength steels-quality aspects in design and production*, KTH School of Engineering Sciences, Stockholm, Sweden, Doktora tezi, 2016.
- [7] MacDonald, K., A., *Fracture and Fatigue Welded Joints and Structures*, Woodhead Publishing Ltd., 1st Edition, 1-360, 2011
- [8] Gao, Z., Qui, B., Wang, X., Jiang, Y., *An investigation of fatigue of a notched member*, *International Journal of Fatigue*, 32, 1960-1969, 2010.
- [9] Zhang, M., Benitez, J., M., Montans F., J., *Cyclic plasticity using Prager's translation rule and both nonlinear kinematic and isotropic hardening: Theory validation and algorithmic implementation*, *Comput., Methods Applied Mechanical Engineering*, 328, 565-593, 2018
- [10] http://web.mit.edu/calculix_v2.7/CalculiX/ccx_2.7/doc/ccx/node259.html, Erişim Tarihi: 16.04.2018.
- [11] Sonsino, C., M., *Effect of residual stress on the fatigue behaviour of welded joints depending on loading conditions and weld geometry*, *International Journal of Fatigue* 31, 88-101, 2009.

- [12] Sonsino, C., M., Lagoda T., Demofonti G., Damage accumulation under variable amplitude loading of welded medium-and high strength steel, *International Journal of Fatigue*, 26, 487-495, 2004.
- [13] Bertini, L., Frenzo, F., Marulo, G., Fatigue endurance of welded joints subjected to different blocks of bending and torsion loading, *Procedia Structural Integrity*, 2, 3531-3538, 2016.
- [14] Kaasner, M., Küppers, M., Bieker, G., Moser, C., Sonsino, C., M., Fatigue design of welded components of railway vehicles—influence of manufacturing conditions and weld quality, *Welding in the World*, Vol. 54, 9/10, 2010
- [15] Godefroid, L., B., Farria, G., L., Candido, L., C., Viana, T., G., Failure analysis of recurrent cases of fatigue fracture in flash butt welded rails, *Engineering Failure Analysis*, 58, 407-416, 2015.
- [16] Lagoda, T., Bilous, P., Blacha, L., Investigation on the effect of geometric and structural, notch on the fatigue notch factor in steel welded joints, *International Journal of Fatigue*, 101, 224-231, 2017..
- [17] Kanvinde, A., M., Gomez, I., R., Roberts, M., Fell, V., V., Grondin, G., Y., Strength and ductility of fillet welds with transverse root notch, *Journal of Constructional Steel Research*, 65, 948-958, 200.
- [18] Ferro, P., Berto, F., James, M., N., Asymptotic residual stresses in butt-welded joints under fatigue loading, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 83, 114-124, 2016.
- [19] Zhang, W., Jiang, W., Zhao, X., Tu, S., T., Fatigue life of a dissimilar welded joint considering the weld residual stress: Experimental and finite element simulation, *International Journal and Fatigue*, 109, 182-190, 2018.
- [20] Shabaly, H., M., Failure investigation of 321 stainless steel pipe to flange weld joint, *Engineering Failure Analysis*, 80, 290-298, 2017.
- [21] Abid, M., Ullah, S., Investigation residual stresses and distortion in welded pipe-flange joint of different classes, *IIVM Engineering Journal*, Vol.13, No:2, 2012.
- [22] Chandrupatla, T., R., Belegundu A., D., *Introductions to Finite Elements in Engineering*, Third Edition, Prattice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1-21, 2002.
- [23] Shingley, j., E., *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Company, New York, 955-972, 2015.
- [24] Kelly, P., *Solid Mechanics Lecture Notes*, Auckland, The University of Auckland, 241, 300-314, 2013.

- [25] G. E. Dieter, Mechanical Metalurgy, McGraw-Hill Company, Singapore, 55-56, 1961.
- [26] Ceylan, İ., Metallerin plastik şekillendirilmesinde kullanılan malzeme modellerinin sonlu elemanlar ile analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Master Tezi, 2008.
- [27] Ince, A., Development of computational multiaxial fatigue modelling for notched componets. Universty of Waterloo, Mechanical Engineering, Doktora Tezi, 2012.
- [28] Sivaprasad, S., Surajit, P., K., Tarafder, S., Suneel, G., K., Vivek, B., Cyclic plastic deformation behaviour of pht piping materials-an experimental investigation, Transactions, Smirt 21, New Delhi, India, 2011.
- [29] Halama, R., Sedlák, J., Šofer, M., Phenomenological Modelling of Cyclic Plasticity, Numerical Modelling, Peep Miidla (Ed.), ISBN: 978-953-51-0219-9, InTech, p. 329-354, 2012.
- [30] Gates N., R., Fatemi A., A simplified cyclic plasticity model for calculating stress-strain response under multiaxial non-proportional loading, European of Mechanics A/Solids, 59, 344-355, 2016.
- [31] Chaboche, J., L., Time independent constitutive theories for cyclic plasticity, International Journal of Plastisity, 2, 149-188, 1986.
- [32] Chaboche, J.L., Novailhas, D., Constitutive modelling of ratcheting effects, part I: Experimental facts and properties of the classical models, Journal of Engineering Materials and Technology, 111,384-392,1989.
- [33] Mendelson, A., Plasticity: theory and application, The Macmillan Company, New York, 73-77, 1968.
- [34] Drucker, D., C., A more fundamental approach to plastic stress-strain realation, Proceedings of the Frist U.S. Congress Applied Mechanics, ASME, 487-491,1952.
- [35] Surajit, P.K., Sivaprasad, S., Tarafder, S., Suneel, G.K., Vivek B., Key issues in cyclic plastic deformation: Experimentation, Mechanics of Materials, 43, 705-720, 2011.
- [36] Dahlberg, M., Segle, P., Evaluation of models for cyclic plasticity deformation, a literature study, Inspects Technology AB, 2010.
- [37] Prager, W., A new method analyzing of stress and strains in work -hardening plastic solids, Journal of applied mechanics, 23, 493-496 ,1952.

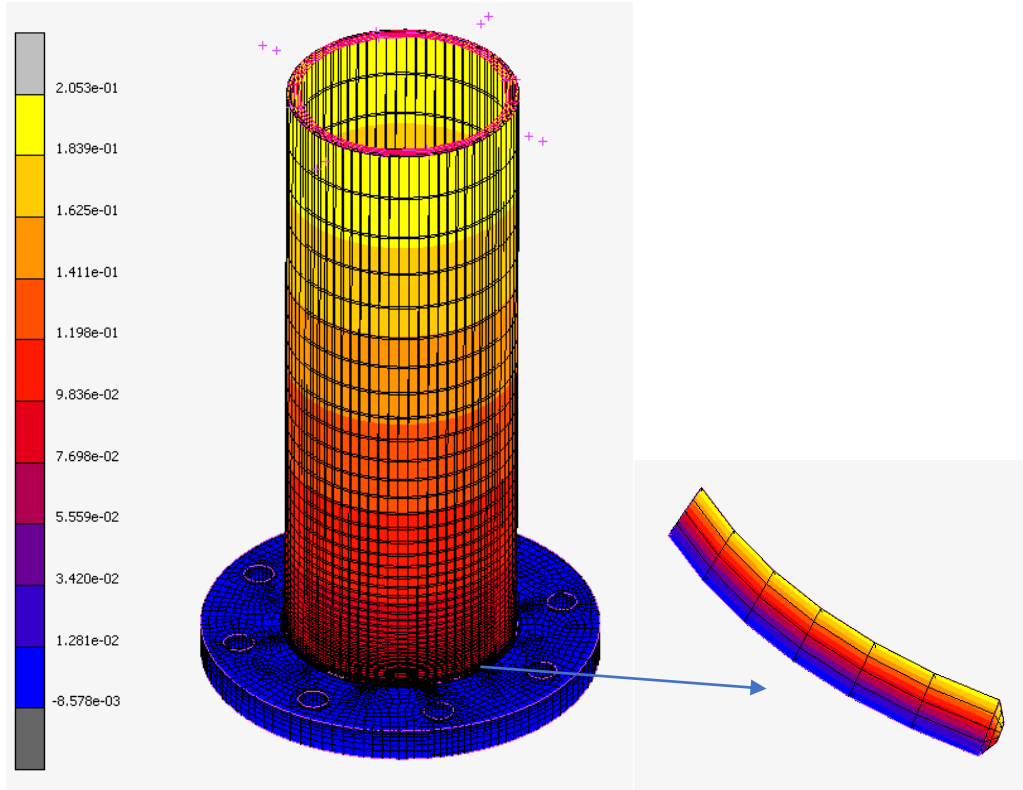
- [38] Mroz, Z., On the description of anisotropic work hardening, *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, 15, 163-175, 1967.
- [39] Armstrong, P.J., Frederick, C.O., A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect, *Tech.Rep. RD/B/N/731*, Central Electricity Generating Board, 1966.
- [40] Dowling, N., E., *Mechanical behaviour of materials*, Fourth Edition, Pearson Education Limited, 491-560, 2013.
- [41] Singh, M., N., K., Notch tip stress strain analysis on bodies subjected to non-proportional cyclic loadings, *Universty of Waterloo, Mechanical Engineering, Doktora Tezi*, 1998
- [42] Barkey, M., E., Calculation of notch strains under multiaxial nominal loading, *University of Illinois, College of Engineering at Urbana-Champaign, Doktora Tezi*, 1993.
- [43] Firat, M., Lineer olmayan kinematik denkleşme bünye denklemlerinin yorulma ömrü tahmininde kullanılması, *Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Doktora Tezi*, 2003.
- [44] MSC MARC 2017 Documentation; Volume D: User Subroutines and Special Routines, MSC software; 2017.
- [45] Kailas, V., S., *Material Science, Chapter 4: Mechanical Properties of Materials, Lecture Notes*, 1-21, 2004.
- [46] Muxin Yang, Yue Pan, Fuping Yuan, Yuntian Zhu, Xialoei Wu, Backs stress strengthening and strain hardening in gradient structure, *Materials Research Letters*, 4:3, 145-141, 2016.
- [47] Wittel, H., Muhs, D., Jannasch D., Vossiek, J., Roloff / *Matek Maschinenelemente Normung, Berechung, Gestaltung*, Springer Vieweg, 21.Auflage, Ausburg, 122-192, 2013.
- [48] Serdaroğlu, F., Tıg kaynak yöntemiyle boru-flanş kaynağında açısal distorsiyona kaynak akımı etkisinin incelenmesi *Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi*, 2010.
- [49] Buzluk, M., Elektrik ve gaz altı ark kaynaklarında kalıntı gerilmelerin ölçülmesi. *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi*, 2007.
- [50] Odabaş, C., *Paslanmaz Çeliklerin Kaynağı*, Askaynak Yayınları, 3-14, 2007.

- [51] Bannantine, J., A., Observations of tension and torsion fatigue cracking behavior and the effect and multiaxial damage correlations, College of Engineering University of Illinois at Urbana Champaign, A report of the materials engineering –mechanical behavior no.128, 1986.
- [52] Chatuverdi, A., Low cycle fatigue behavior of AISI 308 stainless steel weld metal, Department of Metallurgical and Materials Engineering National Institute of Technology Rourkela, Rourkela 769008, Yüksek Lisans Tezi ,2013.
- [53] Xu, J., Chen, J., Duan, Y., Yu, C., Chen J., Lu, H., Comparison of residual stress induced by TIG and LBW in girth weld of AISI 304 stainless steel pipes, Journal of Materials Processing Tech., 248, 178-184, 2017

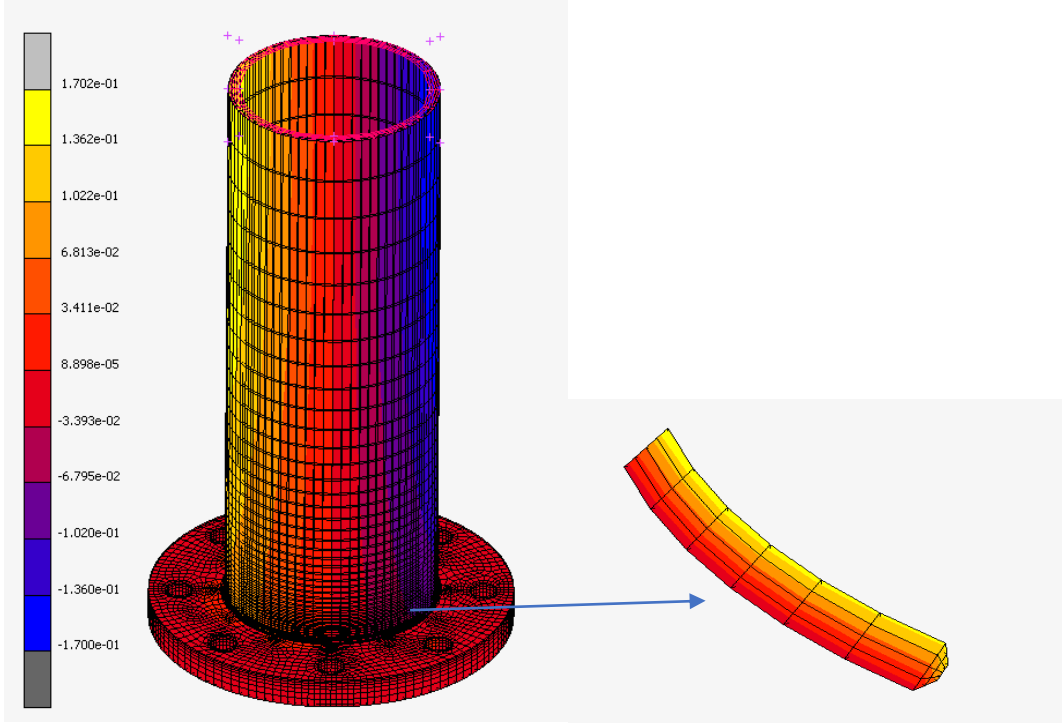
EKLER

EK A: Boru-flanş Kaynağı Numunesinin Analiz Sonuçları

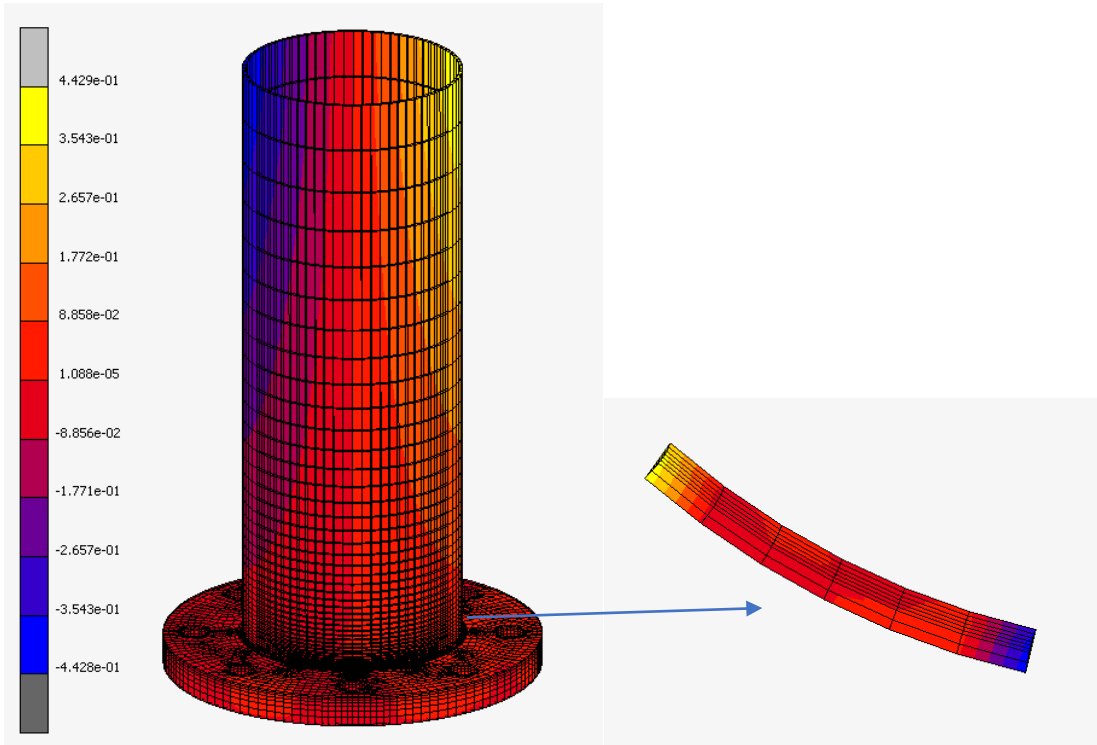
Bu bölümde boru-flanş kaynağı numunesinin sonlu elemanlar yazılımı kullanarak, Hypela 2 kullanıcı alt programı ile elde edilen çevrimsel tekil çekme-basma, eğilme ve burulma testlerinin deformasyon ve gerilme sonuçları gösterilmiştir. Orantısal ve orantısız olmayan birleşik yükleme altında çekme-basma-eğilme, çekme-basma-burulma ve eğilme-burulma test analizlerinin ise kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerçek gerilme sonuçları gösterilmiştir.



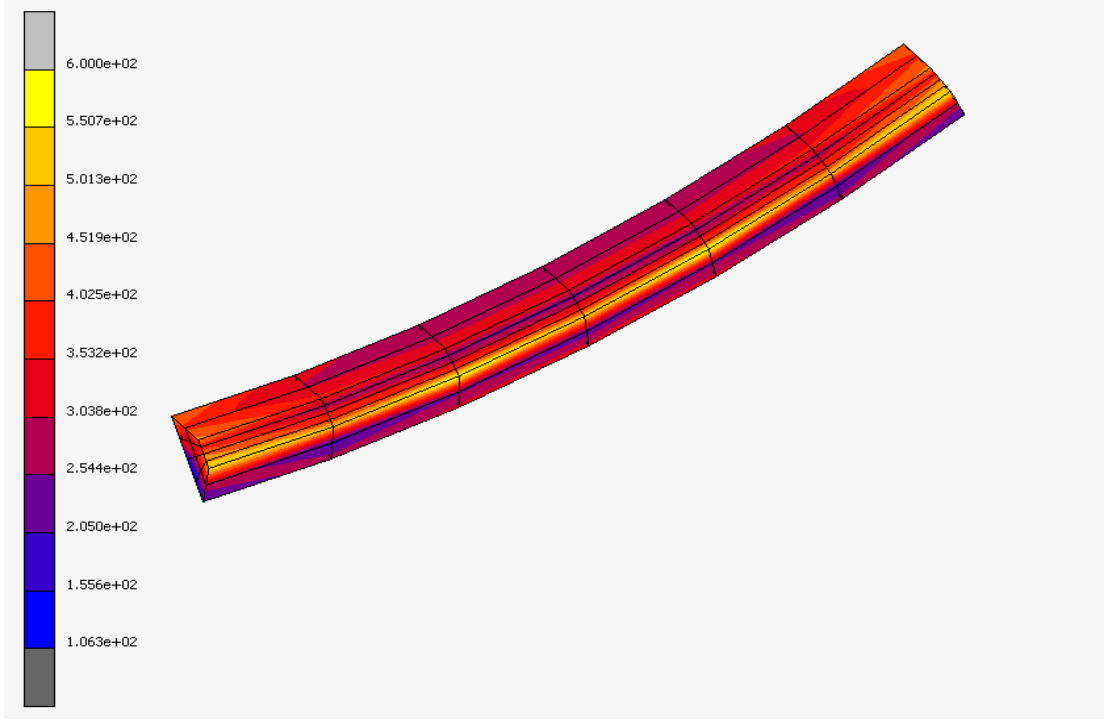
Şekil A.1. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla çekme-basma testinde yönünde oluşan deformasyon sonuçları



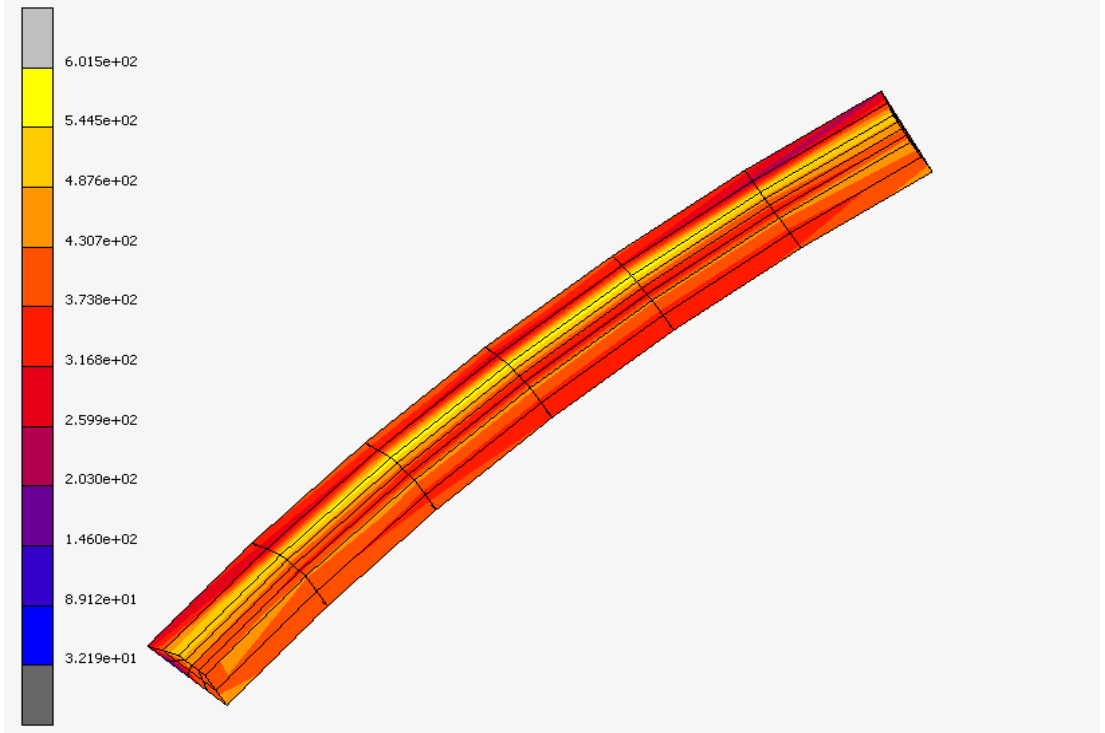
Şekil A.2. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla eğilme testinde y yönünde oluşan deformasyon sonuçları



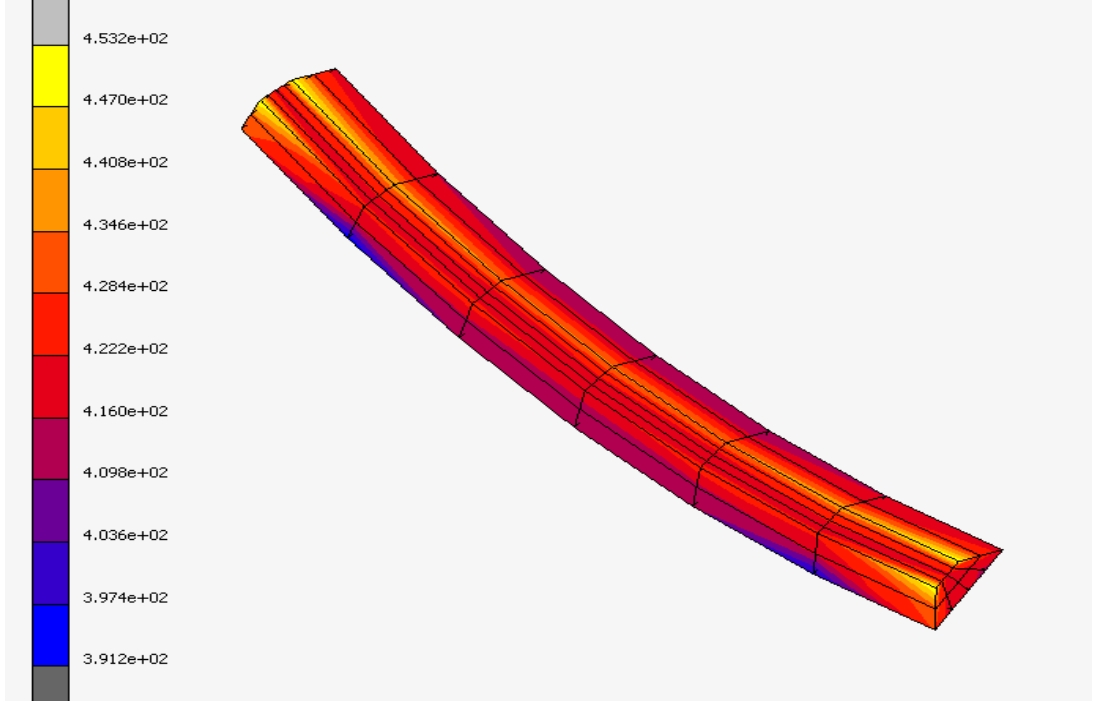
Şekil A.3. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla burulma testinde z yönünde oluşan deformasyon sonuçları



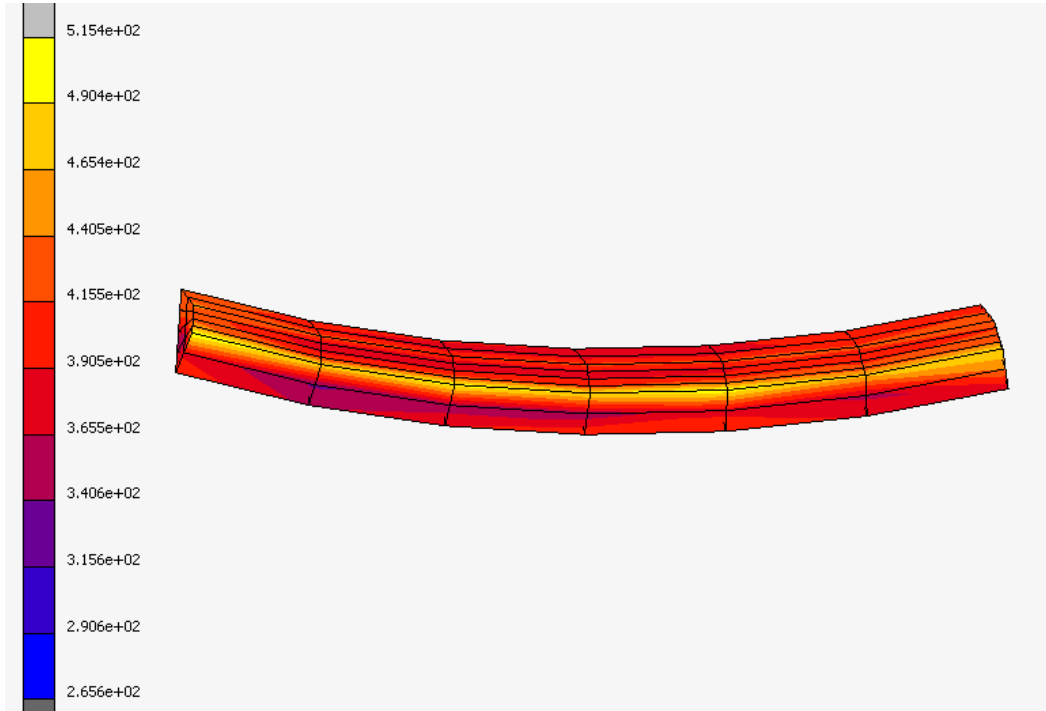
Şekil A.4. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin artırılmasıyla çevrimsel çekme-basma testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerçek gerilmeler



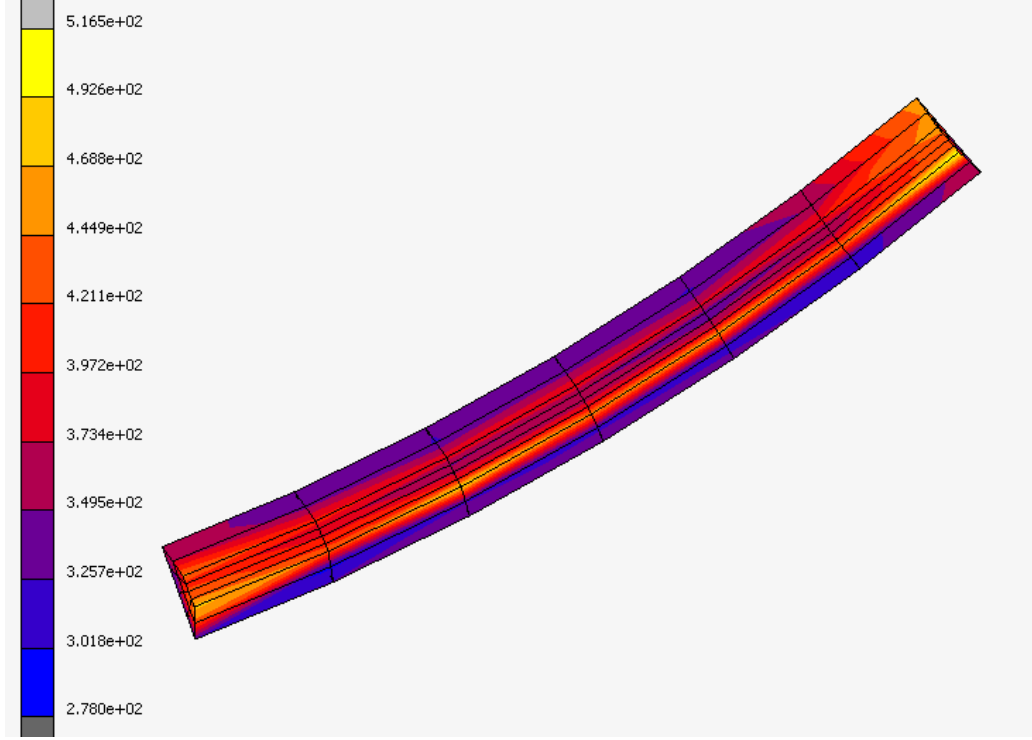
Şekil A.5. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin artırılmasıyla çevrimsel eğilme testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerçek gerilmeler



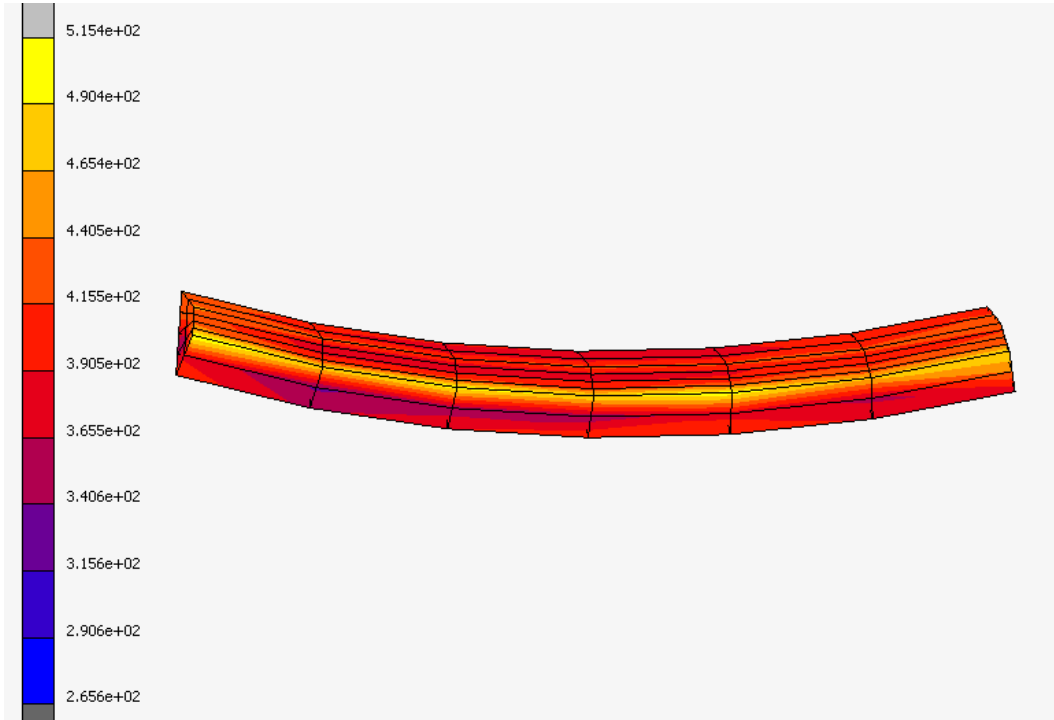
Şekil A.6. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla çevrimsel burulma testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerçek gerilmeler



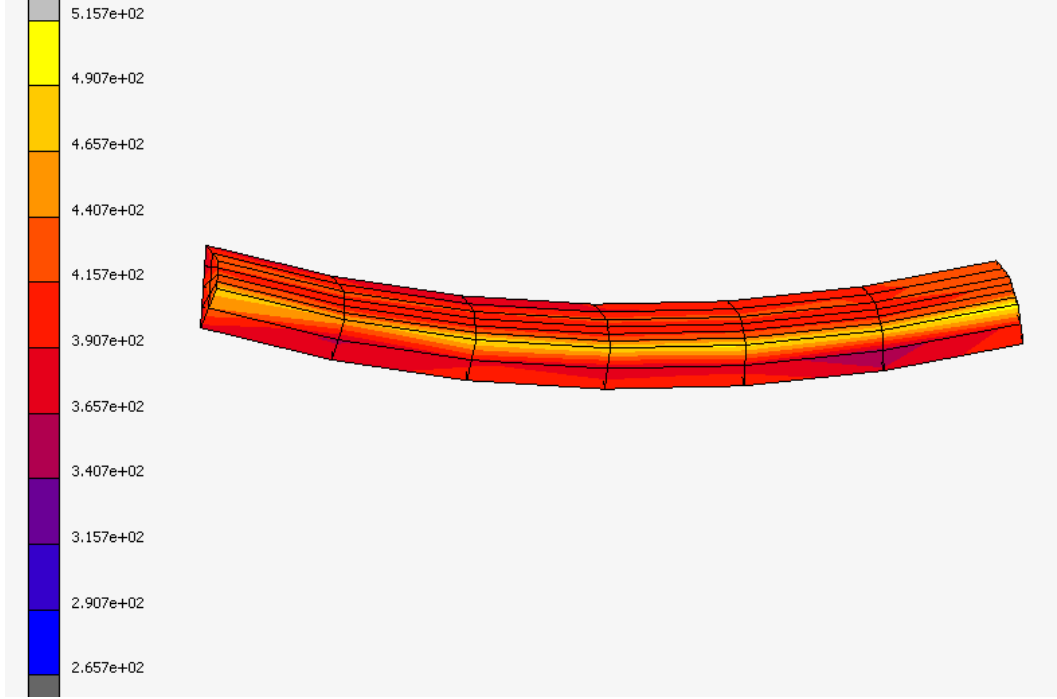
Şekil A.7. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla orantısız çekme-basma-eğilme testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerilmeler



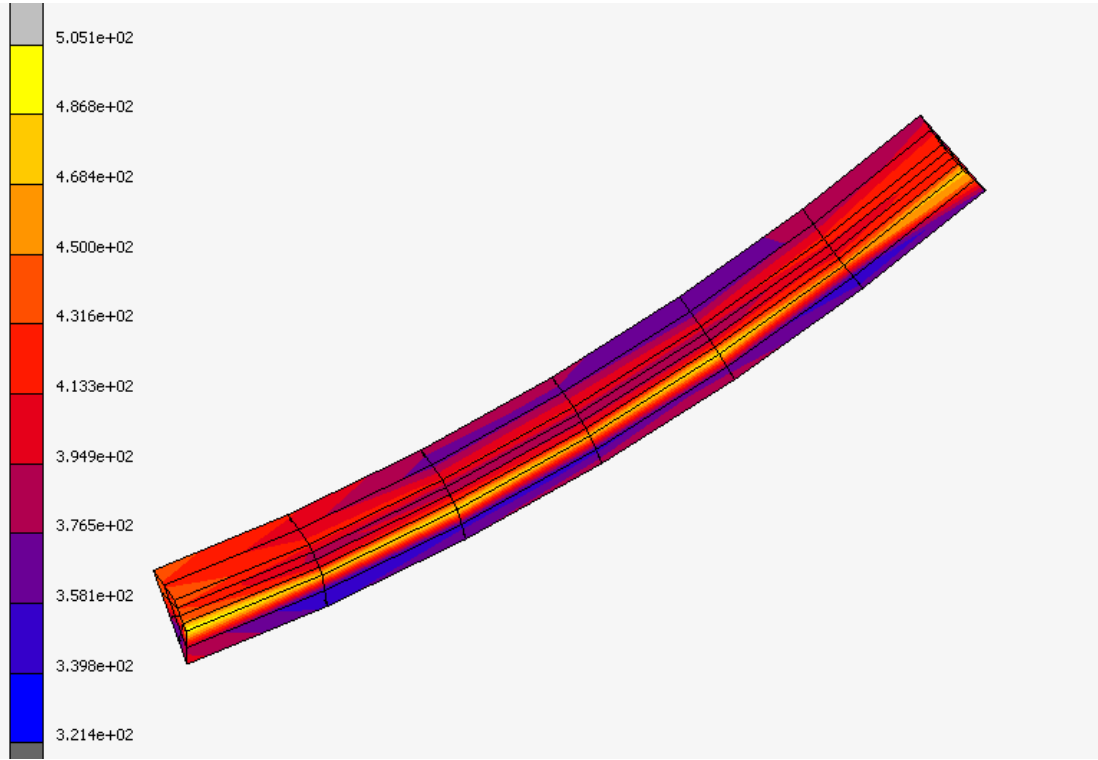
Şekil A.8. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla orantısız çekme-basma-burulma testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerilmeler



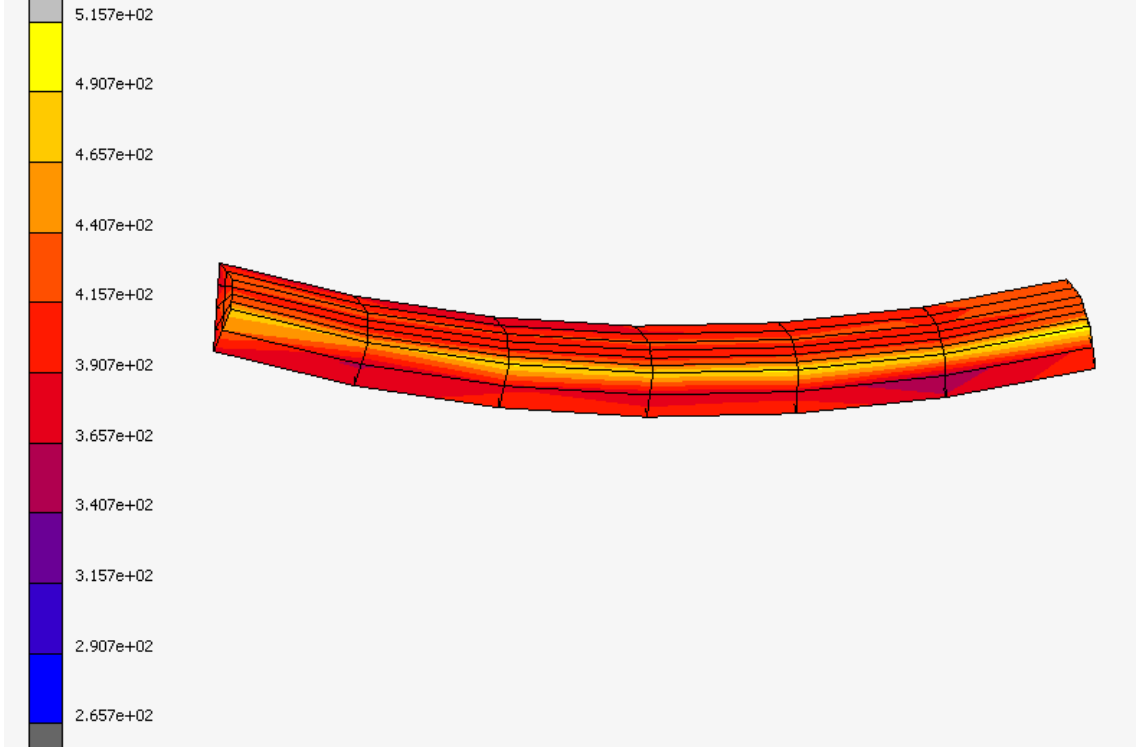
Şekil A.9. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla orantısız eğilme-burulma testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerilmeler



Şekil A.10. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla orantısal olmayan çekme-basma-eğilme testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerilmeler



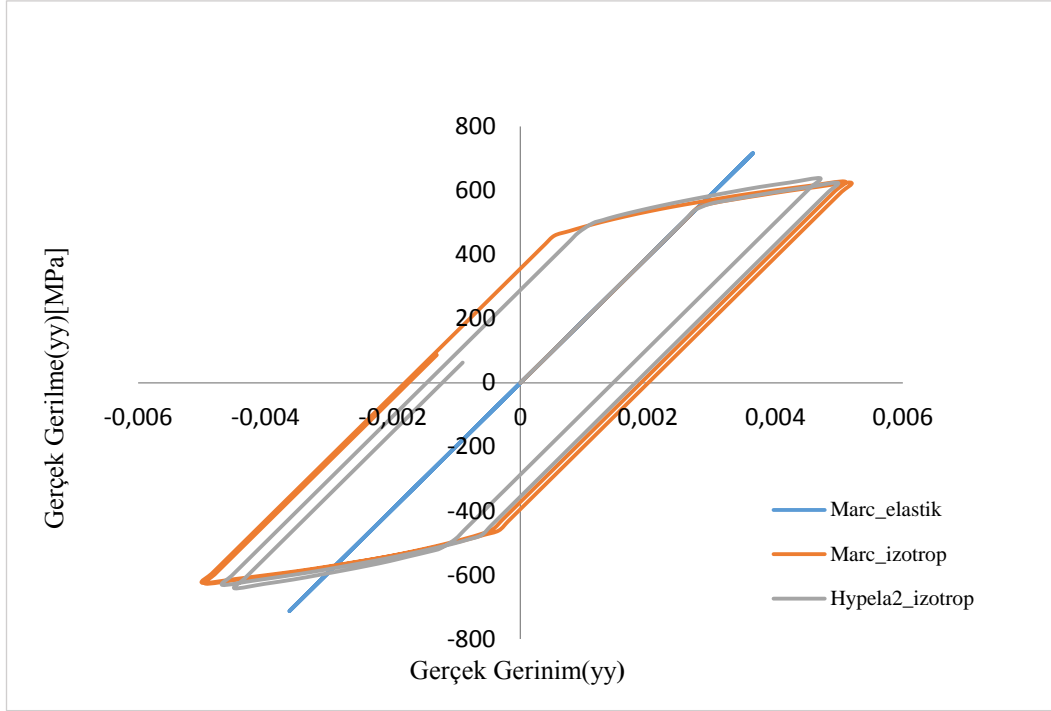
Şekil A.11. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla orantısal olmayan çekme-basma-burulma testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerilmeler



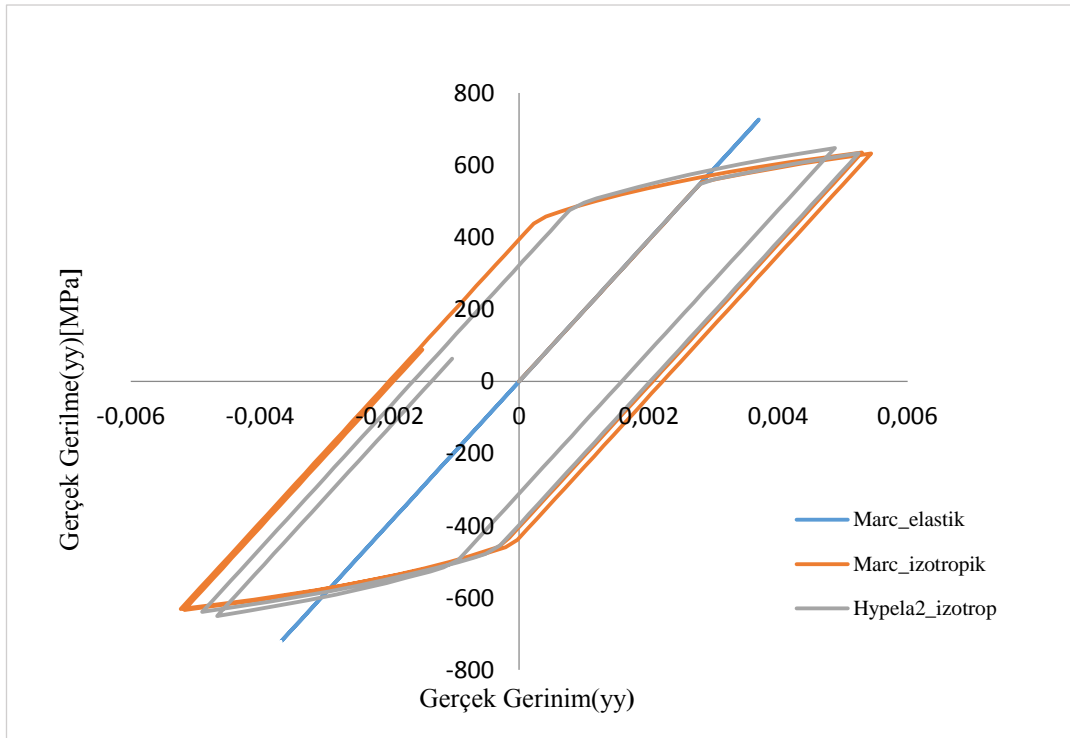
Şekil A.12. Hypela 2 kullanıcı alt programı ile kapasite yüklemesinin arttırılmasıyla orantısız olmayan eğilme-burulma testi sonucunda kaynak bölgesinde oluşan eşdeğer gerilmeler

EK B : Grafıksel Sonuçlar

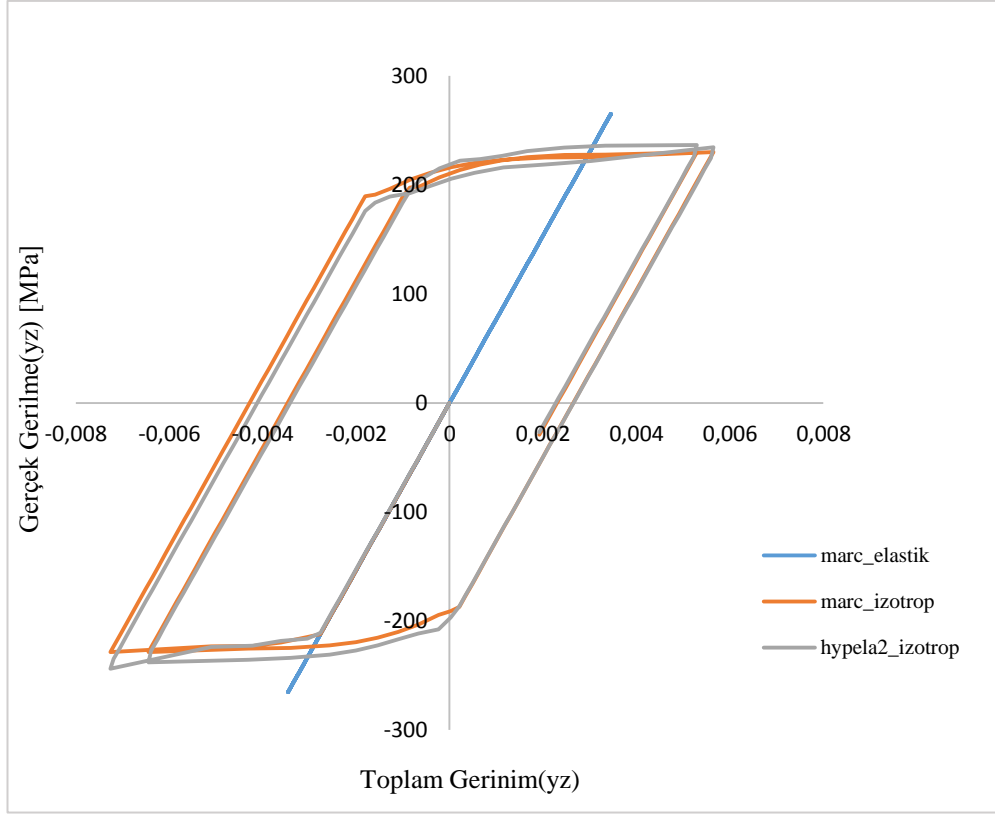
Bu kısımda çevrimsel tekil yüklemeler ve orantısız ve orantısız olmayan birleşik yüklemeler altında kaynak bölgesinde kritik düzlemler diye tabir edilen gerilme ve gerinimlerin maksimum düzeyde olduğu dğum noktalarında oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim, aksenal gerinim-kayma geriniminin grafıksel sonuçları gösterilmiştir.



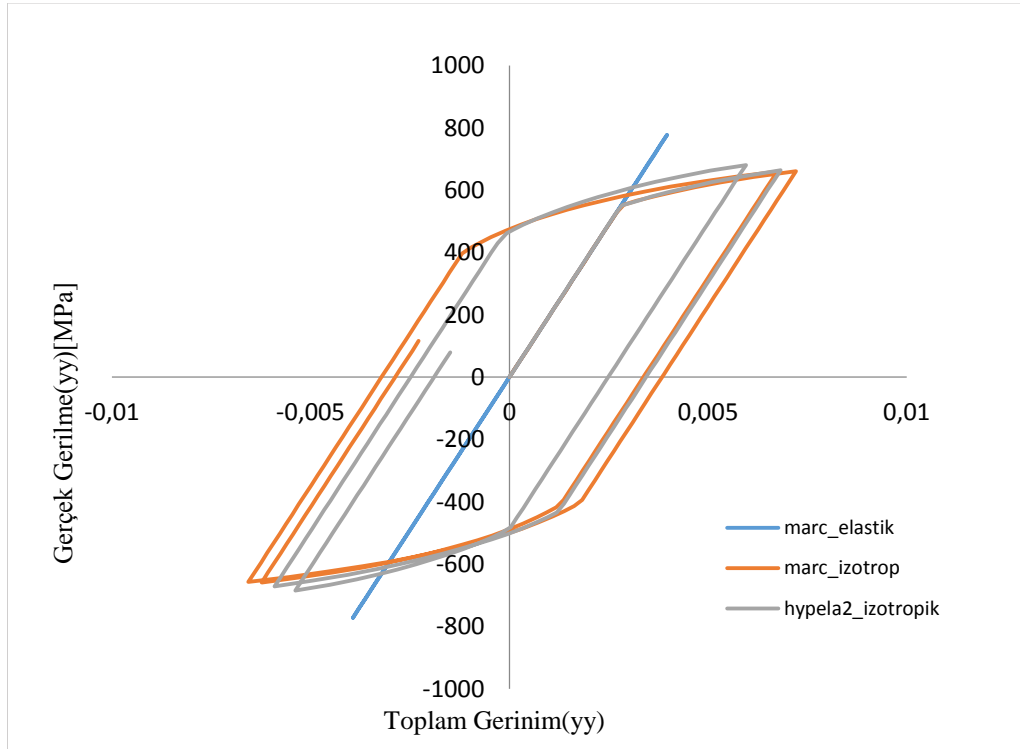
Şekil B.1. Çevrimsel çekme basma testinde kapasite yüklemesinin % 20 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme- gerçek gerinim grafiği



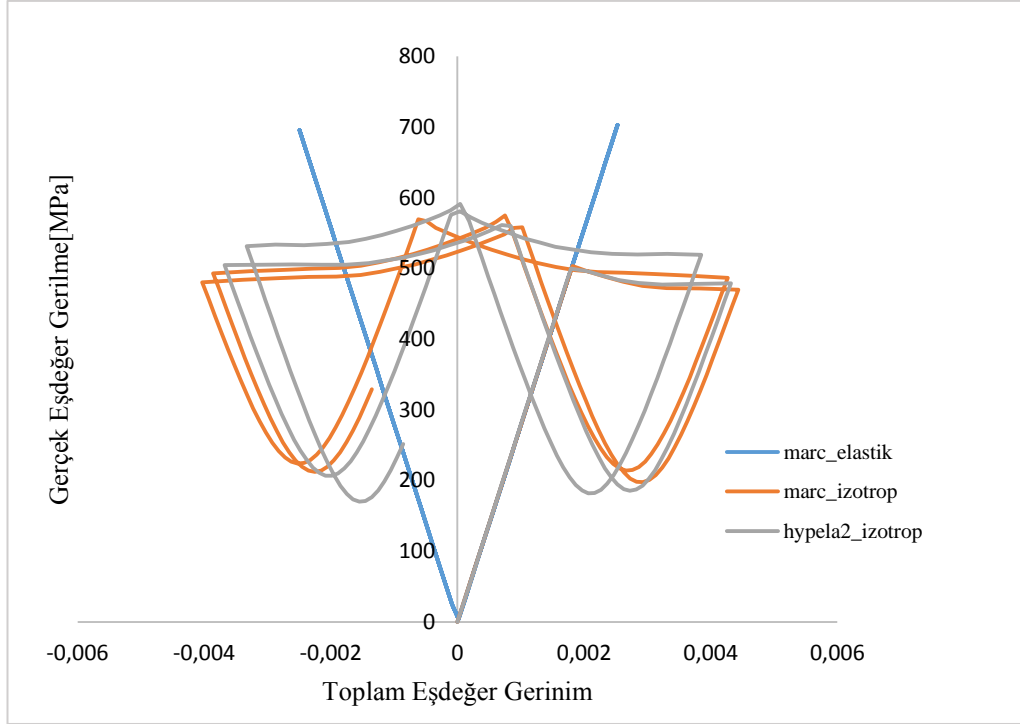
Şekil B.2. Çevrimsel eğilme testinde kapasite yüklemesinin yüzde 20 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği



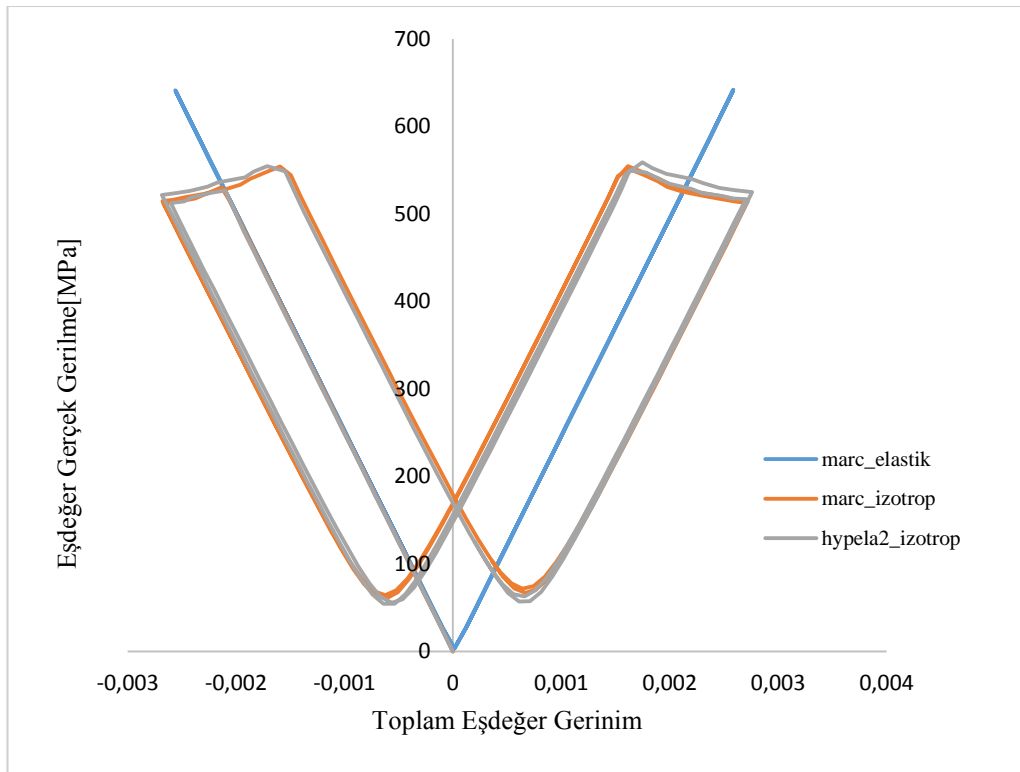
Şekil B.3. Çevrimsel burulma testinde kapasite yüklemesinin yüzde 20 arttırılması ile oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği



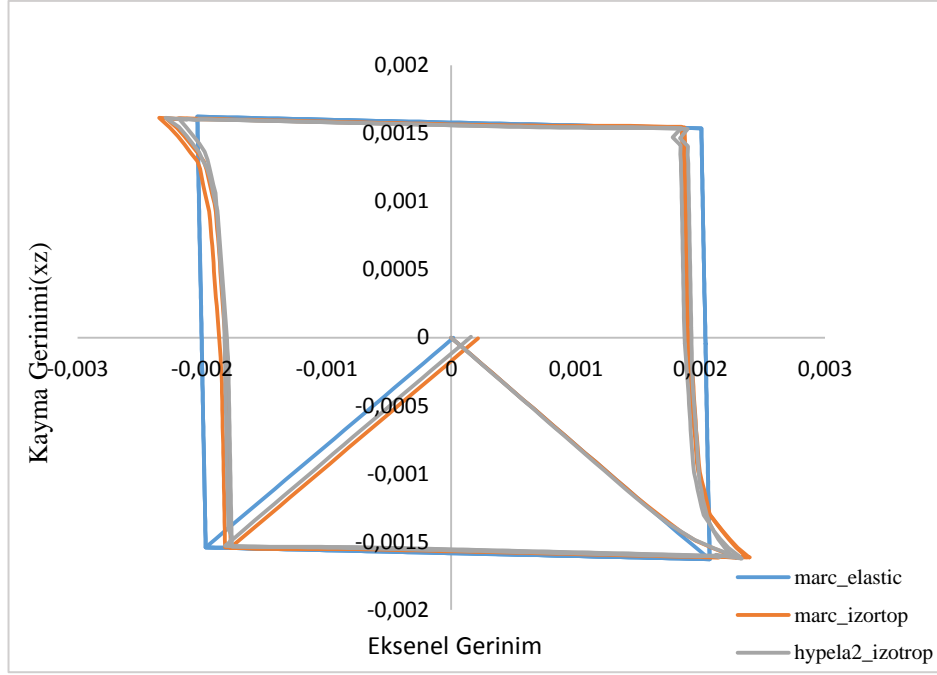
Şekil B.4. Orantısız çekme-basma-eğilme testinde kapasite yüklemesinin %20 arttırılması sonucu oluşan gerçek gerilme-gerçek gerinim grafiği



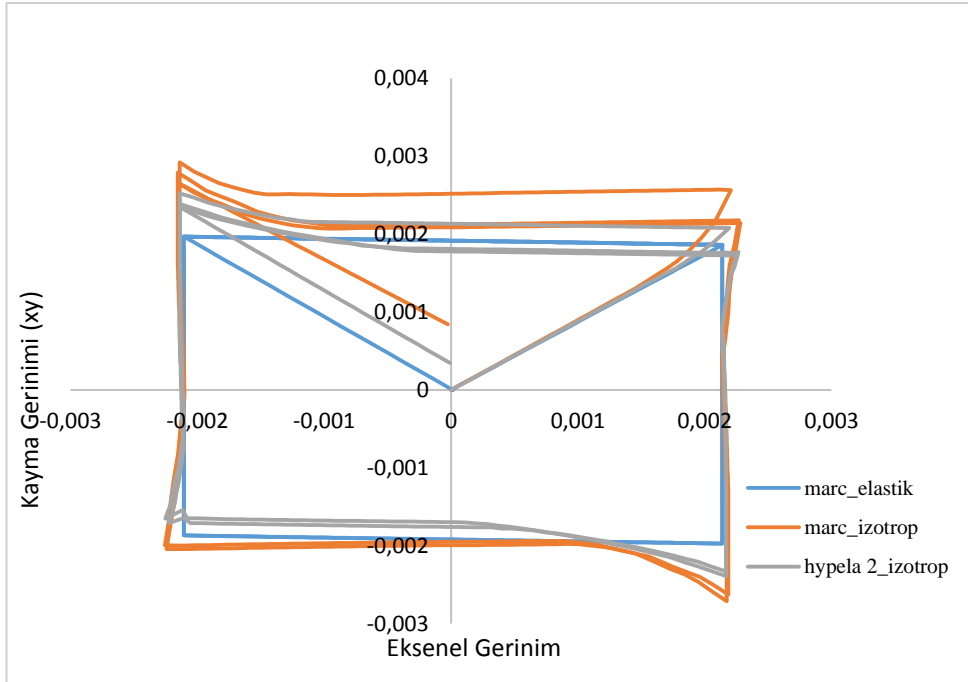
Şekil B.5. Orantısız çekme-basma-burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan eşdeğer gerçek gerilme-gerçek eşdeğer gerinim grafiği



Şekil B.6. Orantısız eğilme-burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan eşdeğer gerçek gerilme-gerçek eşdeğer gerinim grafiği



Şekil B.7. Orantısız olmayan çekme-basma ve burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan aksel gerinim-kayma gerinimi grafiği (2 nolu düğüm)



Şekil B.8. Orantısız olmayan eğilme ve burulma testinde kapasite yüklemesinin %10 arttırılması sonucu oluşan aksel gerinim-kayma gerinimi grafiği (3 nolu düğüm)

ÖZGEÇMİŞ

Okan Bakbak 12.02.1993 tarihinde Düzce'de doğdu. İlk orta ve lise eğitimini Düzce'de tamamladı. 2011 yılında Cumhuriyet Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2011 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2015 yılında bitirdi. 2015 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2017 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı akabinde yüksek lisans eğitimine Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde devam etti. Halen Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.