

**T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DAİRESEL VE KARE KESİTLİ İNCE CİDARLI
YAPILARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE EZME
SİMÜLASYONU**

**MUSTAFA BENLİOĞLU
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE
2017**

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DAİRESEL VE KARE KESİTLİ İNCE
CİDARLI YAPILARIN SONLU
ELEMANLAR
YÖNTEMİ İLE EZME SİMÜLASYONU

MUSTAFA BENLİOĞLU
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DOÇ. DR. AHMET ZAFER ŞENALP

GEBZE
2017

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

**CRASH SIMULATION OF CIRCULAR AND
SQUARE THIN WALLED STRUCTURES
USING FINITE ELEMENT METHOD**

MUSTAFA BENLİOĞLU

**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

**THESIS SUPERVISOR
ASSOC.PROF. DR. AHMET ZAFER ŞENALP**

**GEBZE
2017**

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 02/03/2017 tarih ve 2017/15 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 07/03/2017 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Mustafa BENLİOĞLU'nun tez çalışması Makine Mühendisliği anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) :Doç. Dr. Zafer ŞENALP

ÜYE

:Prof. Dr. Fevzi BEDİR

ÜYE

:Prof. Dr. M. Oktay ALNIAK

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

..... tarih ve sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

İnce cidarlı yapılar gerek hafifliği ve gerekse darbe sönümleme kabiliyetleri dolayısıyla otomotiv endüstrisinde halihazırda yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak ağırlık- maksimum darbe sönümleme kabiliyeti ilişkisi geliştirmeye açık bir durumdadır. Literatür araştırmasında da görüleceği gibi uzun yıllardır bu araştırmalar devam etmektedir.

Bu tez, günümüz otomotiv araçlarında kullanılan ince cidarlı darbe sönümleyicilerinden referans alınarak farklı geometrilerin ve kalınlıkların dinamik ve eksenel yük altında şekil değişimlerini ve darbe sönümleme kabiliyetlerini hem analitik hem de nümerik olarak inceleme amacındadır. Çalışmada tasarım için CATIA V5R19, ön hazırlık için ANSYS, çözümleme için LS-DYNA ve sonuçları görmek için LS-DYNA PRE-POST programlarından faydalanılmıştır. Çalışmada LS-DYNA yüksek hızlarda deformasyonlara maruz kalan parçaların explicit yöntem ile çok iyi bir çözümleme kabiliyetine sahip olduğu için tercih edilmiştir.

Tez 7 farklı geometri ve 3 farklı et kalınlığı kombinasyonu ile gerçek çarpışma kutusu mukayesesi yapılan 2 adet analizle beraber toplam -23 adet analizden oluşmaktadır. Analizde enerji absorbe kabiliyeti açısından en zayıf geometri baz alınarak, hareketli kalıbın maksimum sahip olabileceği kütle hesaplanmış ve bu kütleyle oluşan kinetik enerjinin tüm geometrilerde ne kadar deformasyona neden olduğu gözlemlenmiştir. Deformasyon mukayesesine ilave olarak her bir geometrinin 25mm ezildiği durumda absorbe ettiği enerji kıyaslanarak en iyi geometri tespit edilmeye çalışılmıştır.

SUMMARY

Thin walled structures have comprehensive usage are in automotive industry due to their both capability of energy absorptions and lightness. However, improvement of correlation weight- maximum energy absorption capability still exists as an open case. As it can be seen in the literature, researches at this point is still ongoing.

The aim of this thesis is to study both numerical and analytical energy absorption capability and shape changes of thin walled structures which have different shapes and thicknesses and under dynamic and axial load by taking up references using current automotive industry parts. In this study, CATIA VR19 is used as design program, ANSYS is used as preprocessing, LS-DYNA is used as solver and LS-PREPOST as postprocessing. LS_DYNA preferred as a solver thanks to its great capability by using explicit method for the part that exposed high speed deformation.

Thesis is composed, totally 23 analyses with 7 different geometry and 3 different wall thickness combination and 2 real crash part comparison. In this study, the maximum mass of movement mold was calculated by the geometry that has minimum capability of energy absorption was took as base and it was observed that the kinetic energy of movement mold which was calculated by using this mass caused how deformation level on the whole geometries. In addition to deformation level, it was tried to define the best geometry among the whole geometries by comparing energy absorption capacity at 25 mm crash level.

TEŞEKKÜR

Başta, yüksek lisans eğitimimde ve akademik hayatımda desteğini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu çalışmanın oluşmasının yolunu açan danışmanım Doç. Dr. Ahmet Zafer ŞENALP 'e,

Bütün çalışmam boyunca benden manevi desteklerini ve yardımlarını esirgemeyen sevgili annem Mualla BENLİOĞLU, babam Salih BENLİOĞLU, ablam Melek ALTINAY ve özellikle tez çalışması sürecinde göstermiş olduğu her türlü fedakarlık ve sabırdan dolayı sevgili eşim, yol arkadaşım Gül BENLİOĞLU 'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
TABLolar DİZİNİ	xx
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması	4
1.2. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	7
2. PLASTİSİTE TEORİSİNE GENEL BAKIŞ	9
2.1. Plastisite Teorisinin Tarihsel Gelişimi	9
2.2. Akma Kriteri	11
2.3. Plastiklik Potansiyeli ve Akış Kuralı (Flow Rule)	11
2.4. Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi	12
2.5. Von Mises Akma Kriteri	13
2.6. Pekleşme (Hardening)	14
3. BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİK	16
3.1. Bilgisayar Destekli Mühendislik Tanımı ve Hesaplama Yöntemleri	16
3.1.1. Bilgisayar Destekli Mühendislik Yöntemleri	17
3.1.1.1 Sonlu Hacimler Yöntemi	17
3.1.1.2 Sonlu Farklar Yöntemi	17
3.1.1.3 Sınır Elemanlar Yöntemi	18
3.1.1.4 Sonlu Elemanlar Yöntemi	18
3.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin İncelemesi	19
3.2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş ve Temel Kavramlar	19
3.2.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin Diğer Yöntemlere Göre Avantajı	20
3.2.3. Sonlu Elemanlar Yönteminde Denklem Takım Çeşitleri	20

3.2.4. Sonlu Elemanlar Yönteminde Eleman Çeşitleri ve Kullanım Yerleri	21
3.3. Sonlu Elemanlar Yönteminde Matematiksel Çözümleme	23
3.3.1. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi	25
3.3.2. Eleman Direngenlik Matrisinin Elde Edilmesi	25
3.3.3. Sistem Direngenlik Matrisinin Oluşturulması	25
3.3.4. Sisteme Etki Eden Kuvvetlerin Bulunması	26
3.3.5. Sınır Şartlarının Belirlenmesi	26
3.3.6. Sistem Denkleminin Çözümü	26
3.3.7. Doğrusal Sistemler	28
3.3.7.1. Elastisite Modülü	28
3.3.7.2. Doğrusal Sistemlerin Çözümü	29
3.3.8. Doğrusal Olmayan Sistemler	30
3.3.8.1. Tanım	30
3.3.8.2. Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü	32
3.4. Sonlu Elemanlar Metodunda İmplicit ve Eksplisit Yaklaşımlar	36
3.4.1. İmplicit Yaklaşım	37
3.4.1.1. İmplicit Programlarda (ANSYS gibi) İzlenen Prosedürler	37
3.4.2. Eksplisit Yaklaşım	38
3.4.2.1. Eksplisit Yaklaşımda Zaman İntegrasyonu (Merkez Farklar Metodu)	39
3.4.2.2. Eksplisit Yöntemin Avantajları	41
3.4.2.3. Eksplisit Yöntemde Zaman Stabilite Limiti	41
3.4.2.4. Eksplisit Programlarda (LS-DYNA gibi) İzlenen Prosedürler	42
3.4.2.5. Eksplisit Zaman İntegrasyonunda Elemanlar	42
3.4.2.6. Kum Saati Durumları	43
4. İNCE CİDARLI YAPILARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANILARAK İNCELENMESİ	44
4.1. Çarpışma Kutusu (Crash Box) Analizleri	44
4.2. Analizin Formülasyonu	45

4.3. Analizi Yapılacak Çarpışma Kutusu Parçalarının Geometrisi	47
4.4. Analizin Ön Hazırlığı	50
4.4.1. Ansys'e Giriş	50
4.4.2. Başlıkların Belirlenmesi	52
4.4.3. Modelin Oluşturulması	53
4.4.4. Eleman Tiplerinin Belirlenmesi	53
4.4.5. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi	54
4.4.5.1. Plastisite Malzeme Modelleri	54
4.4.5.2. İotropik Malzemelerde Birim Şekil Değiştirme Oranından Bağımsız Plastisite	55
4.4.5.3. Çarpışma Kutusu Malzeme Seçimi ve Mekanik Özellikleri	55
4.4.6. Modelin Elemanlara Bölünmesi(Meshing)	58
4.4.6.1. Mesh Kalitesinin Kontrolü	60
4.4.7. Kontak Yönteminin ve Yüzeylerinin Belirlenmesi	63
4.4.8. Sınır Şartlarının Tanımlanması	67
4.4.9. Yüklerin Uygulanması	68
4.4.10. Analiz Süresi ve Hourglass Etkisinin Tayini	69
5. ANALİZİN ÇÖZÜMLENMESİ	70
5.1. LS-DYNA'YA Giriş	70
5.2. LS-DYNA'da Çözüm	72
6. ANALİZ SONUÇLARININ ELDE EDİLMESİ	74
6.1. Sonuçların Görülmesinde LS-PREPOST	74
6.2. Analiz Sonuçlarının Alınması	75
6.2.1. Kare Profil Sonuçları(K)	76
6.2.1.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (K1)	76
6.2.1.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (K2)	79
6.2.1.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (K3)	82
6.2.2. Silindir Profil Sonuçları(S)	85
6.2.2.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (S1)	85
6.2.2.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (S2)	88
6.2.2.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (S3)	91
6.2.3. Altın Oran Profil Sonuçları(AO)	94

6.2.3.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (AO1)	94
6.2.3.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (AO2)	97
6.2.3.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (AO3)	100
6.2.4. Silindir İçi Silindir Profil Sonuçları(SIS)	103
6.2.4.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (SIS1)	103
6.2.4.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (SIS2)	106
6.2.4.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (SIS3)	109
6.2.5. Kare İçi Kare Profil Sonuçları(KIK)	112
6.2.5.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (KIK1)	112
6.2.5.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (KIK2)	115
6.2.5.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (KIK3)	118
6.2.6. Silindir İçi Kare Profil Sonuçları(SIK)	121
6.2.6.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (SIK1)	121
6.2.6.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (SIK2)	124
6.2.6.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (SIK3)	127
6.2.7. Kare İçi Silindir Profil Sonuçları(KIS)	130
6.2.7.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (KIS1)	130
6.2.7.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (KIS2)	133
6.2.7.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (KIS3)	136
6.3. Analiz Sonuçlarının Literatürdeki Deney Sonuçları ile Kıyaslanması	139
6.3.1. Silindir Kesitli Profil Analizinin Deney Sonuçları ile Kıyaslanması	140
7. SONUÇLARIN PARÇALAR BAZINDA DEĞERLENDİRİLMESİ	142
7.1. Parçaların Kalınlık Artışına Göre Enerji Sönümleme Kabiliyetleri	142
7.1.1. Kare Profil Kalınlık Artışı-Absorbsiyon Kabiliyeti	142
7.1.2. Silindir Profil Kalınlık Artışı- Absorbsiyon Kabiliyeti	143
7.1.3. Altın Oran Profil Kalınlık Artışı- Absorbsiyon Kabiliyeti	144
7.1.4. Silindir İçi Silindir (SIS) Profil Kalınlık Artışı- Absorbsiyon Kabiliyeti	145
7.1.5. Kare İçi Kare (KIK) Profil Kalınlık Artışı- Absorbsiyon Kabiliyeti	146

7.1.6. Silindir İçi Kare (SIK) Profil Kalınlık Artışı- Absorbsiyon Kabiliyeti	147
7.1.7. Kare İçi Silindir (KIS) Profil Kalınlık Artışı- Absorbsiyon Kabiliyeti	148
7.2. Parçalar Arasında Toplam Deformasyon Süresinin Kıyaslanması	149
7.3. Parçalar Arasında Toplam Deformasyonun Kıyaslanması	150
7.4. 25 mm Deformasyonda Parçalar Arası Enerji Absorbsiyon Değerinin Kıyaslanması	151
7.5. Parçalar Arası Toplam Enerjinin Absorbsiyonu ve Absorbsiyon Süresi Kıyaslanması	152
7.6. Parçalar Arası Plastik Gerinim Değerinin Kıyaslanması	153
8. SİLİNDİR İÇİ SİLİNDİR PROFİLİ İLE GERÇEK OTOMOTİV ÇARPIŞMA KUTUSU MUKAYESESİ	154
8.1. Gerçek Çarpışma Kutusu	154
8.1.1. Gerçek Çarpışma Kutusunun Basitleştirilmiş Modelinin Oluşturulması	155
8.2. Analiz Sınır Şartlarının Belirlenmesi ve Ön Hazırlık	157
8.3. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	159
8.3.1. Silindir İçi Silindir Profil Sonuçları ($t=1,6$ mm)	159
8.3.2. Gerçek Parça Sonuçları ($t=1,6$ mm)	160
9. GENEL SONUÇLAR ve ÖNERİLER	161
9.1. Genel Sonuçlar	161
9.2. Öneriler	162
KAYNAKLAR	163
ÖZGEÇMİŞ	165

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler ve</u> <u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklamalar</u>
τ_{max}	: Maksimum kayma gerilmesi
σ	: Normal gerilme
E	: Elastisite Modülü
ε	: Gerinim
ρ	: Yoğunluk
F	: Kuvvet
G	: Kayma modülü
Δt	: Kademeli zaman adımı
K	: Direngenlik matrisi
ε_p	: Plastik Gerinim
W	: Enerji
k_e	: Eleman direngenlik matrisi
u_e	: Eleman yer değiştirme matrisi
SHY	: Sonlu hacimler yöntemi
SFY	: Sonlu farklar yöntemi
SIY	: Sınır elemanlar yöntemi
SEY	: Sonlu elemanlar yöntemi

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Ford Projesi Çarpışma Kutusu Uygulamaları.	2
1.2: 2009 Model Ford Mondeo Aracına Ait Parça Konumları.	3
1.3: Diğer Modellere Ait Çarpışma Kutusu Türleri.	3
1.4: 6 Hücreli Biyonomik İnce Cidarlı Yapı.	7
2.1: Düzlem Gerilme için Tresca Akma Kriterinin Gösterimi ($\sigma_2 = 0$).	13
2.2: Gerilme- Gerinim Eğrisi.	15
2.3: İzotropik (a) ve Kinematik (b) Pekleşme için Akma Yüzeyleri.	15
3.1: Nümerik Hesaplama Yöntemleri.	17
3.2: Geometrik Model, Sonlu Eleman Modeli ve Sonuçların Gösterildiği Nodal Sonuçlar.	19
3.3: Tek Boyutlu Eleman.	22
3.4: İki Boyutlu Elemana Örnek.	22
3.5: Üç Boyutlu Eleman.	22
3.6: Genel Rijitlik Matrisinin Oluşturulması.	27
3.7: Sonlu Elemanlar Hesaplama Prosedürü.	28
3.8: Doğrusal Elastik Malzeme Eğrisi.	29
3.9: Doğrusal Olmayan Malzeme Eğrisi.	31
3.10: Dış Yük-Yer Değiştirme Grafiği.	32
3.11: Hata Oluşumu.	32
3.12: İterasyon Yaklaşımı.	33
3.13: Yük Basamakları.	34
3.14: Zaman Basamakları.	34
3.15: Yük ve Zaman Değişimi.	35
3.16: Eksplisit ve İmplicit Yöntemlerin Kullanım Yerleri.	36
3.17: Eksplisit Yöntem ile Analizi Yapılmış Bir Araç.	39
3.18: Yer Değiştirme Zaman Grafiği.	39
3.19: Tutarlı ve Topaklanmış Kütle Matrisi.	40
3.20: Kum Saati Hatasının Şekil ile Gösterimleri.	43
4.1: Analizin Temel Prensipleri.	44
4.2: Analizi Yapılacak Parçalar.	47

4.3:	Analizi Yapılacak Parçaların İsimlendirilmesi.	52
4.4:	Analizi Yapılacak Parçaların Catia Ortamında Parametrik Tasarımı.	53
4.5:	2D-3D Elemanların Oluşturulması.	54
4.6:	Analiz için Gerekli Malzeme Girdileri.	56
4.7:	Bilineer İzotropik Sertleşme’de Tanjant Modülü.	57
4.8:	Kalıp Elemanları.	58
4.9:	Test Parçası Elemanları (kabuk eleman).	58
4.10:	Genel Meshleme.	58
4.11:	Otomatik Meshleme.	59
4.12:	Boyut Meshlemesi.	59
4.13:	Jacobian Ratio.	60
4.14:	Jacobian Ratio Kontrolü.	61
4.15:	Aspect Ratio.	61
4.16:	Aspect Ratio Kontrolü.	62
4.17:	Tek Yüzey Temas.	63
4.18:	Tek Yüzey Temas Uygulanması.	64
4.19:	Bonded Temas Uygulanması.	65
4.20:	Test Parçası ve Sabit Kalıp Temas Uygulanması.	66
4.21:	Test Parçasının Sabit Kalıba Sabitlenmesi.	67
4.22:	Sabit Kalıbın Tüm Doğrultularda Sabitlenmesi.	67
4.23:	Hareketli Kalıbın 5 Eksende Sabitlenmesi.	68
5.1:	*K dosyası Oluşturulması.	72
5.2:	Mechanical APDL Product Launcher Ara Yüzü.	73
5.3:	Analiz Çözümünün Tamamlanması.	73
6.1:	LS-PREPOST Ara Yüzü.	74
6.2:	K1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	76
6.3:	K1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	77
6.4:	K1 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	77
6.5:	K1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi	78
6.6:	K2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	79
6.7:	K2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	80
6.8:	K2 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	80

6.9:	K2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	81
6.10:	K3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	82
6.11:	K3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	83
6.12:	K3 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	83
6.13:	K3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	84
6.14:	S1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	85
6.15:	S1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	86
6.16:	S1 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	86
6.17:	S1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	87
6.18:	S2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	88
6.19:	S2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	89
6.20:	S2 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	89
6.21:	S2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	90
6.22:	S3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	91
6.23:	S3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	92
6.24:	S3 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	92
6.25:	S3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	93
6.26:	AO1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	94
6.27:	AO1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	95
6.28:	AO1 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	95
6.29:	AO1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	96
6.30:	AO2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	97
6.31:	AO2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	98
6.32:	AO2 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	98
6.33:	AO2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	99
6.34:	AO3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	100
6.35:	AO3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	101
6.36:	AO3 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	101
6.37:	AO3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	102
6.38:	SIS1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	103
6.39:	SIS1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	104
6.40:	SIS1 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	104
6.41:	SIS1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	105

6.42:	SIS2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	106
6.43:	SIS2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	107
6.44:	SIS2 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	107
6.45:	SIS2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	108
6.46:	SIS3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	109
6.47:	SIS3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	110
6.48:	SIS3 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	110
6.49:	SIS3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	111
6.50:	KIK1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	112
6.51:	KIK1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	113
6.52:	KIK1 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	113
6.53:	KIK1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	114
6.54:	KIK2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	115
6.55:	KIK2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	116
6.56:	KIK2 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	116
6.57:	KIK2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi	117
6.58:	KIK3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	118
6.59:	KIK3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	119
6.60:	KIK3 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	119
6.61:	KIK3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	120
6.62:	SIK1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	121
6.63:	SIK1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	122
6.64:	SIK1 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	122
6.65:	SIK1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	123
6.66:	SIK2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	124
6.67:	SIK2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	125
6.68:	SIK2 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	125
6.69:	SIK2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	126
6.70:	SIK3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	127
6.71:	SIK3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	128
6.72:	SIK3 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	128
6.73:	SIK3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	129
6.74:	KIS1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	130

6.75:	KIS1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	131
6.76:	KIS1 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	131
6.77:	KIS1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	132
6.79:	KIS2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	133
6.80:	KIS2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	134
6.81:	KIS2 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	134
6.82:	KIS2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	135
6.83:	KIS3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.	136
6.84:	KIS3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.	137
6.85:	KIS3 Parçasının 25 mm’de Sönümlediği Enerji.	137
6.86:	KIS3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.	138
6.87:	Eşkenar Dörtgen (Diamond) Biçiminde Katlanma.	139
6.88:	Akordeon (Concertina) Biçiminde Katlanma.	139
6.89:	Tez Çalışmasındaki Katlanma Şekli.	140
6.90:	Literatür Çalışma Örneği	141
6.91:	Mevcut Silindir Parçası($t=1,6\text{mm}$).	141
7.1:	K’nın 25 mm Deformasyonda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.	142
7.2:	K’nın 25 mm’de Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.	143
7.3:	S Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.	143
7.4:	S Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.	144
7.5:	AO Profilin 25 mm’lik Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.	144
7.6:	AO Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.	145
7.7:	SIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.	145
7.8:	SIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.	146

7.9:	KIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.	146
7.10:	KIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.	147
7.11:	SIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.	147
7.12:	SIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.	148
7.13:	KIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.	148
7.14:	KIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.	149
7.15:	Toplam Deformasyon Süresi.	149
7.16:	Toplam Deformasyon.	150
7.17:	25mm’de Absorbe Edilen Enerji.	151
7.18:	Toplam İç Enerjinin Kıyaslaması.	152
7.19:	Plastik Gerinim Kıyaslaması.	153
8.1:	Bir Otomotiv Tamponunun Genel Görünüşü.	155
8.2:	Gerçek Bariyer ve Çarpışma Kutusu.	156
8.3:	Basitleştirilmiş Bariyer ve Çarpışma Kutusu.	157
8.4:	Sınır Şartları.	158
8.5:	0,0015 sn’de SİS Parçasında Meydana Gelen Deformasyon.	159
8.6:	0,0015 sn’de SİS Parçasının Absorbe Ettiği Enerji.	159
8.7:	0,0015 sn’de Gerçek Parçada Meydana Gelen Deformasyon.	160
8.8:	0,0015 sn’de Gerçek Parçanın Absorbe Ettiği Enerji.	160

TABLÖLAR DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Tablo 1.1 2014 Yılı Kaza Oluş Türlerine Göre Dağılım.	1
4.1: Tablo 4.1: Analizi Yapılacak Parçaların Geometrik Ölçüleri.	48
4.2: Alüminyum 6061-T6 Kimyasal Bileşimi.	56
4.3: Alüminyum 6061-T6 Mekanik Özellikleri.	56



1. GİRİŞ

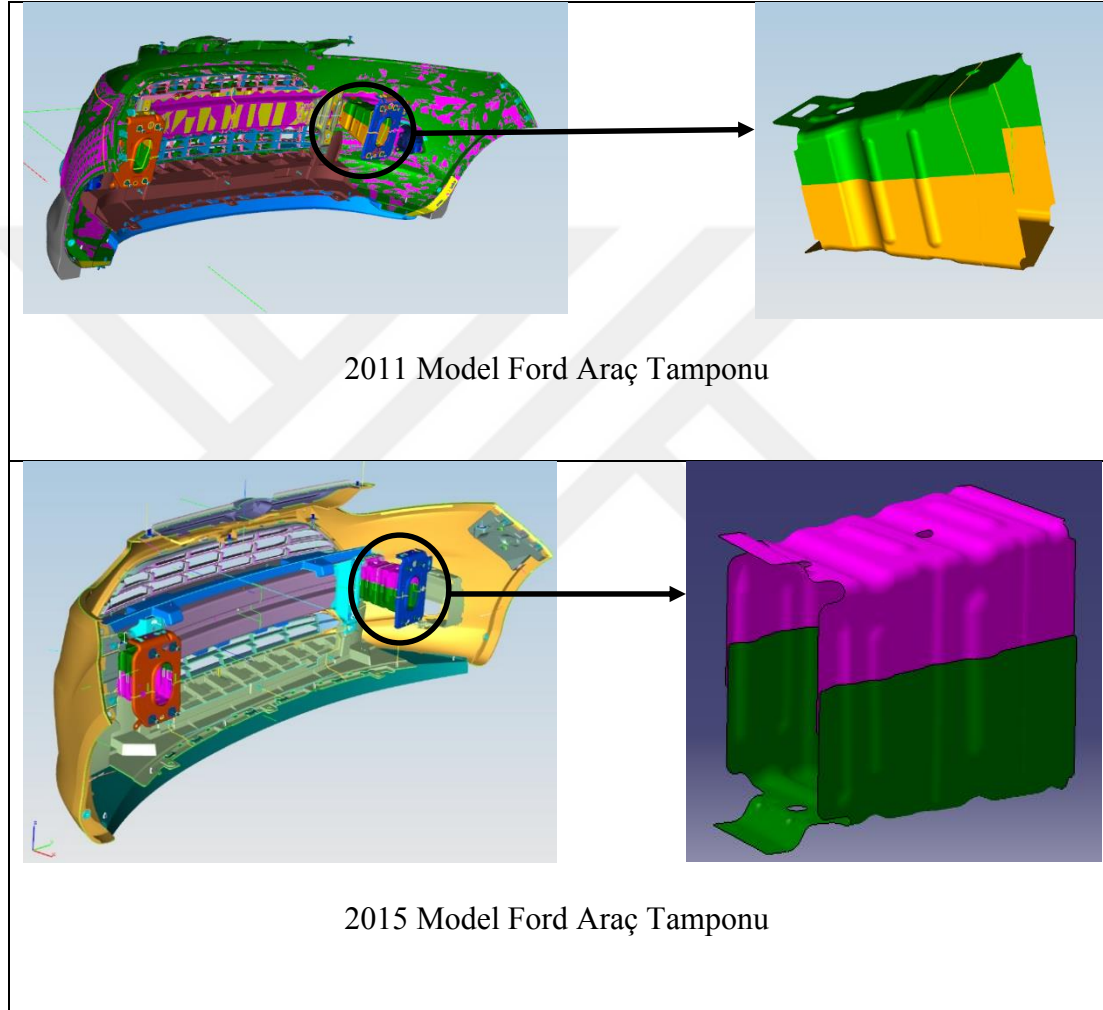
Yapılan araştırmalara göre dünyada ölüm nedenleri incelendiğinde her yıl 1.200.000 kişinin yaşamını yitirmesine neden olan trafik kazaları toplam ölümlerin yüzde 21’ni oluşturarak 11.sırada yer almaktadır. Ülkemizde ise trafik kazaları, son on yılda toplam 100.000 kişinin ölümüne sebep olarak, ölüm nedenleri sıralamasında 4.sırayı almaktadır.

2014 yılı Türkiye Karayolları Genel Müdürlüğü ‘Oluş Türlerine Göre Ölümlü ve Yaralanmalı Trafik Kaza Bilgileri’ raporuna göre toplam 168,512 kaza meydana gelmiş ve bu kazaların toplam 48,914 adedi önden çarpma ve çarpışma nedeniyle oluşup genelin %29,03’ünü oluşturarak birinci sırada yer almıştır. Tablo 1.1 de kazaların oluş şekillerine göre dağılımı görülmektedir [1].

Tablo 1.1: 2014 Yılı Kaza Oluş Türlerine Göre Dağılım.

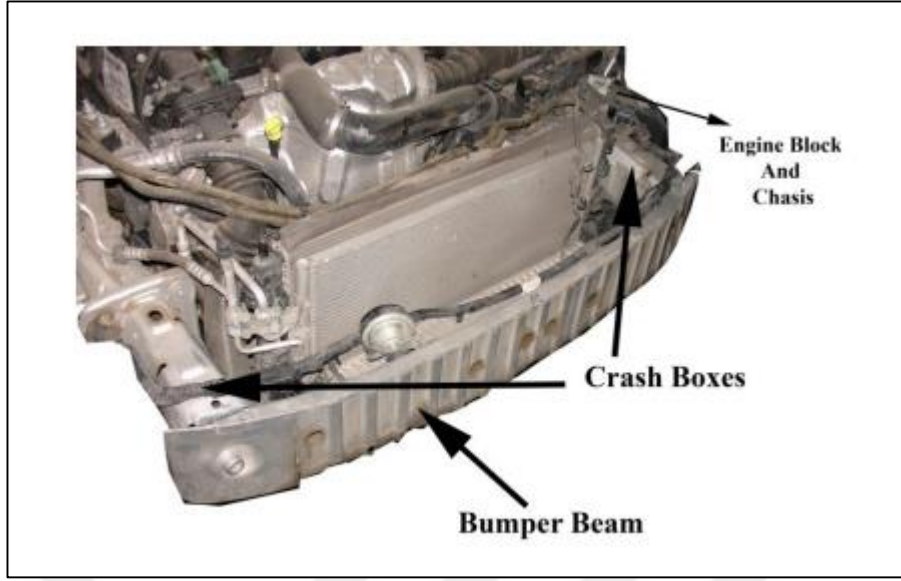
KAZA OLUŞ TÜRÜ	Yerleşim Yeri		Yerleşim Yeri Dışı		TOPLAM	
	Kaza Sayısı	%	Kaza Sayısı	%	Kaza Sayısı	%
Yandan Çarpma veya Yandan Çarpışma	43.657	34,50	5.257	12,52	48.914	29,03
Yayaya Çarpma	30.411	24,03	1.364	3,25	31.775	18,86
Yoldan Çıkma	8.122	6,42	15.893	37,86	24.015	14,25
Devrilme, Savrulma, Takla	9.958	7,87	8.074	19,24	18.032	10,70
Arkadan Çarpma	11.756	9,29	4.358	10,38	16.114	9,56
Karşılıklı Çarpışma	8.051	6,36	2.548	6,07	10.599	6,29
Engel/Cisim ile Çarpışma	7.651	6,05	2.824	6,73	10.475	6,22
Duran Araca Çarpma	3.133	2,48	443	1,06	3.576	2,12
Yan Yana Çarpışma	1.865	1,47	371	0,88	2.236	1,33
Araçtan Düşen İnsan	1.029	0,81	197	0,47	1.226	0,73
Hayvana Çarpma	435	0,34	479	1,14	914	0,54
Zincirleme Çarpışma	227	0,18	76	0,18	303	0,18
Çoklu Çarpışma	190	0,15	60	0,14	250	0,15
Araçtan Düşen Cisim	52	0,04	31	0,07	83	0,05
TOPLAM	126.537	100	41.975	100	168.512	100

Tablodan da anlaşıldığı üzere araçların önden çarpma ve çarpışma durumlarında ölüm oranını düşürmek günümüzde mühendislik çalışmalarında çok önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu çalışmalar esnasında araç ağırlık artışını önleyici önlemler de almak ayrıca zorlayıcı bir faktör olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu noktada hem araçlarda mukavemet artırıcı hem de ağırlığa olumsuz etkisi olmaması nedeniyle ince cidarlı yapıların kullanımı tercih edilmektedir.



Şekil 1.1: Ford Projesi Çarpışma Kutusu Uygulamaları.

Genel olarak çarpışma kutusu parçası şasi ve tampon arasına monte edilen araç hızı 30 km/sa' i aşmadığı durumlarda komple darbe sönümleme kabiliyetine sahip olan, araç hızı 30 km/sa' in üzerinde olduğu durumlarda ise darbe etkisini azaltıcı rol oynayan önemli bir parçadır.



Şekil 1.2: 2009 Model Ford Mondeo Aracına Ait Parça Konumları.



Şekil 1.3: Diğer Modellere Ait Çarpışma Kutusu Türleri.

1.1. Literatür Araştırması

Ali Alavi Nia ve Jamal Haddad Hamedani yaptıkları çalışmada başta kare ve dairesel kesitli olmak üzere dikdörtgen, altıgen, konik, piramit ve üçgensel kesitli ince cidarlı yapıların deformasyonlarını ve enerji absorpsiyon kapasitelerini hem deneysel hem de numerik olarak incelemişlerdir. Yapıların analiz aynı hacim, yükseklik ve malzeme seçimine göre yapılmış ve yapılar aksel yarı statik yüklemeye maruz bırakılmışlardır. Yapıların malzemesi hafifliğinden dolayı Al 3003H12 alüminyum alaşımlı malzemedir ve kalınlıkları 1-1.5 mm olarak belirlenmiştir. Çalışma şunu göstermiştir ki dairesel kesitli ince cidarlı yapılar en iyi enerji sönümleme kapasitesine haizdir. Ayrıca konik ve piramit yapıların üniform gerilme uzama davranışı göstermeleri ve maksimum-ortalama kuvvet değerlerindeki farkın az olması darbe sönümleyici olarak kullanılmalarının uygun olduğu sonucunu vermiştir [2].

F.Djamaluddin, S. Abdullah ve A.K. Ariffin çalışmalarında içi boş iç içe geçmiş iki silindirik tüplerin, köpük dolu tekli silindirik tüplerin ve köpük dolu iç içe geçmiş çift silindirik tüplerin aksel ve açısall (oblique) yüklerdeki davranışlarını hem deneysel hem de numerik olarak incelemişler ve darbe dayanımı açısından bu üç model arasında kıyaslamaya gitmişlerdir. Burada sadece aksel veya sadece yanal yük yerine açısall yük analizi uygulamalarının temel nedeni gerçek araç kazalarında darbelerin büyük çoğunlukla bu şekilde olmasıdır. Ayrıca alüminyum kapalı hücreli köpük malzemelerinin darbe dayanımını artırıcı etkisi son yıllarda yapılan deneylerle de bilinen bir gerçektir. Bu çalışmada A6060T4 alüminyum alaşımlı tüpler et kalınlıkları 1 mm ila 2,5 mm arasında 0,5 mm artışlarla kullanılmıştır. Yapılan deneyler ve nümerik analiz sonucunda enerji sönümleme performansı kıyaslamasında en iyi sonucu köpük dolu çift silindirik tüpler vermiştir. İkincil performansı ise köpük dolu tek silindirli tüpler, en kötü performansı ise içi boş çift silindirli tüpler vermiştir [3].

Yucheng Liu ve Michael L. Day 2006 yılında yaptıkları çalışmalarda daha önce yapılan çalışmalara ilave olarak dairesel kesitli ince cidarlı tüplerin bükölme kırılımı (bending collapse) davranışlarını incelemişlerdir. İncelemede moment-dönme ilişkisi global enerji equilibrium teorisi kullanılarak türetilmiştir. Çalışmada deneysel metot kullanılmamış nümerik analiz yöntemine başvurulmuştur. Analizde 0,01 saniye çarpışma süresi belirlenmiş 400 kg'lık yük ve 15 m/s başlangıç hızı şartlarında yapılmıştır [4].

Mohammadbagher B.Azimi ve Masoud Asgari 2015 yılında yaptıkları çalışmada silindirik tüplerin köpüklerle desteklenerek enerji sönümlenmesi çalışmalarını farklı bir boyuta taşımışlardır. Yaptıkları çalışmada özetle iç içe geçmiş iki silindirik tüp yerine silindirik bir tüpün içerisine konik tüp yerleştirip bu iki tüpün içlerini de köpük malzemesiyle doldurarak teorik hesaplama ve numerik simülasyon ile çarpışma kuvveti verimliliği ve enerji sönümlenme değerlerini diğer geometrilerle kıyaslamışlardır. Bu yeni geliştirilen geometriye karşı kıyaslama olarak çift tüplü köpük dolgulu, çift tüplü boş, tek tüplü ve tek tüplü köpük dolgulu yapılar kullanılmıştır. Simülasyon çalışması nonlinear explicit dinamik analiz yöntemi kullanılarak LS_DYNA programında eksenel yük uygulamasında yapılmıştır. Sonuç olarak enerji sönümlenme değerinin yeni geometride daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Ayrıca pik çarpışma kuvveti değerinde de azalma görülmüştür. Bu kuvvet değerindeki azalma çarpışma kuvvet verimliliğini düşürücü etki anlamına bu da araç içi yolcuların daha çok korunması anlamına gelmektedir [5].

D.H.Chen ve K.Ushijima çalışmalarında eksenel yüklemeye maruz kalan silindirik tüplerde başlangıç maksimum yükünü analitik tahmin etmeye çalışmışlardır ve bu çalışmalarını FEM ile doğrulamaya çalışmışlardır. Çalışmalarında maksimum başlangıç değerine etki eden faktörleri üç ana başlıkta toplamış ve her bir başlıkta çalışmalarını örneklerle açıklamışlardır. Bu ana faktörler; 1) Tüp malzemelerinin özellikleri 2) Tüp geometrisi (Flanşlı-flanşsız silindirik tüp 3) Başlangıç çarpma hızı. İlk gözlemleri flanşsız bir tüpün enerji sönümlenme kabiliyetinin flanşlı bir tüpe göre oldukça kötü olduğudur. Çalışmanın temelini oluşturan farklı başlangıç çarpma hızlarında (5 km/sa, 180 km/sa ve 360 km/sa) elde ettikleri sonuçlara kayda değerdir. Burada başlangıç hızının artışı radyal yer değişimi azaltan bir etki gösterir. Bu etki de başlangıç maksimum yükünün artışına neden olmaktadır [6].

S.A.Meguid, W.Wang ve M.S.Attia diğer çalışmaların aksine çalışmalarında içi boş kare kesitli alüminyum tüplerin dinamik yük altında yapılan sonlu elemanlar yöntemi çözümlemesinde simetri eksenini kullanımının sonuçlara olan etkisini deneysel olarak da doğrulamışlardır. Çalışmalarında kare kesitli tüpü üç sınıfa ayırmışlardır. Sırasıyla çeyrek sütun model, yarım sütun model ve tam sütun model. Çalışma şunu göstermiştir ki her ne kadar modellemesi ve bilgisayar hesabı uzun olsa da gerçek doğruluk açısından tam model sütun modellemesi doğruya en yakın sonucu vermektedir [7].

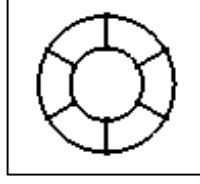
Xiong Zhang ve Gengdong Cheng kare kesitli ince cidarlı alüminyum yapıları çoklu hücreli ve alüminyum köpük dolgulu olmak üzere iki farklı yapıda ele almış ve bu yapıların eksenel yük altında nonlinear dinamik analizlerini LS-DYNA programında explicit yöntemle çözümleyerek enerji sönümleme kabiliyetlerini mukayese etmiştir. Mukayese sabit et kalınlığı kullanılarak ve tüp malzemesi ve alüminyum köpük dolgusu aynı olacak şekilde yapılmıştır. Analiz doğrulama amaçlı 2x2 ve 3x3 çoklu hücreli ve bunlara eş değer ağırlık oluşturacak iki farklı alüminyum köpük dolgulu tüplerle yapılmıştır. Çalışma sonucu elde edilen verilere göre çoklu hücreli yapılar enerji sönümleme verimliliği açısından alüminyum köpük dolgulu tüplere göre çok daha iyi sonuç vermektedir [8].

A.Alavi Nia ve M.Parsapour ise basit kare, üçgensel, altıgen ve sekizgen kesitli yapılar ile üçgensel, kare, altıgen ve sekizgen kare kesitli çoklu hücre kesitli yapıların darbe sönümleme kapasitelerini quasi statik eksenel yük altında deneysel ve numerik olarak analiz etmiş ve bu yapılar arasında kıyaslama yapmıştır. Yaptıkları çalışma sunu göstermiştir ki çoklu hücreli yapıların basit kesitli profillere göre enerji sönümleme kapasiteleri oldukça iyidir. Çoklu hücreli yapılarda ise altıgen ve sekizgen yapılar diğerlerine göre enerji sönümlemesi bakımından daha iyi sonuçlar vermiştir. Numerik analiz LS-DYNA da yapılmıştır. Çözümleme için kabuk eleman secimi yapılmış ve Belytschko-Tsay formülü kullanılmıştır. Deneyde yük hızı 10mm/ dk. belirlenmiş ve et kalınlıkları 0.1 mm boyları 70 mm olan deney setleri oluşturulmuştur [9].

C.P.Gameiro ve J.Cirne silindirik alüminyum tüpleri bilinen alüminyum köpük malzemeleri ile doldurmak yerine mantar malzemesi ile doldurup enerji sönümleme kapasitesini içi bos silindirik tüpler ile hem deneysel hem de numerik olarak karşılaştırmıştır. Analizlerini dinamik eksenel yük altında gerçekleştirmişlerdir ve dolgu malzemesinin gerek düşük yoğunluğu, gerek ucuzluğu ve gerekse enerji sönümlemede verdiği iyi sonuç yüzünden bu malzemenin tampon darbe sönümleyici dolgu malzemesi olarak kullanımını önermişlerdir [10].

Hanfeng Yin, Youye Xiao ,Guilin Wen, Qixiang Qing ve Xin Wu 2015 yılında klasik geometrilerin aksine biyoteknik ince cidarlı yapılar olarak nitelendirilen ve geometrisini tamamen doğadan esinlenerek oluşturulan yapıların radyal yük altında dinamik analizlerini explicit yöntem ile yapmışlardır . Çalışmalarında kıyaslama açısından 6,8,10,12,14 ve 16 hücreli yapıları, et kalınlıkları 1,2 mm ve 3 mm olacak şekilde ve çapları 20,30,40,50 ve 60 mm olacak şekilde farklı modeller üzerinde durmuşlardır. Bu tip yapılarda hücre sayısının artışına paralel olarak enerji sönümleme

kabiliyetinin artışına dikkat çekmişler ve en kötü sonuçlarda dahi klasik geometrilere (kare ve daire) daha iyi sonuçlar alındığını bize göstermişlerdir [11].



Şekil 1.4: 6 Hücreli Biyotik İnce Cidarlı Yapı.

1.2. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Bu tezin yazım amacı otomotiv endüstrisinde ön tampon arkasında bulunan ve Çarpışma Kutusu ``Crush Can`` veya ``Crash Box`` olarak isimlendirilen ve darbe sönümleyici olarak kullanılan ince cidarlı yapıların farklı şekil ve kalınlıklarda, dinamik yükler altında göstermiş olduğu şekil değişimini hem analitik ve hem de sonlu elemanlar yöntemi kullanarak göstermek, elde edilen sonuçları, literatürde deneysel çalışması yapılmış reel parça ile kıyaslayarak optimum şekil ve kalınlığı bulmaktır.

Geçmişte ve günümüzde araştırmacılar bu parçanın darbe sönümleme kabiliyetini artırmak amacıyla çeşitli çalışmalar yapmaktadırlar. Yapılan çalışmalar incelendiğinde alüminyum dolgu malzemeli veya çok hücreli yapılar üzerinde çalışmalar yapılmakta olup, ekstrüzyon yöntemi ile üretilen bu parçalarda iç içe geçmiş farklı geometriler ile ilgili çalışmalar yetersizdir.

Bu tez, bundan önce yapılan çalışmalara ilave olarak çok farklı geometrileri ele alarak ince cidarlı yapıların enerji absorpsiyon kabiliyetlerini artırmayı hedefleyici niteliktedir.

Tez toplamda 9 bölümden oluşmaktadır.2.bölümde plastisite teorisi hakkında açıklayıcı bilgiler verilirken, 3.bölümde bilgisayar destekli mühendislik yöntemleri hakkında genel bilgiler verildikten sonra sonlu elemanlar yöntemi detaylı olarak incelenmiştir.4. bölümde tezin temel konusu olan ince cidarlı yapıların sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analizin nasıl yapılacağı ve ön hazırlama prosesleri üzerinde durulmuş,5 bölümde analizler çözdürülmüş ve 6.bölümde de sonuçlar elde edilmiştir.7. bölümde sonuçlar parçalar bazında değerlendirilirken 8.bölümde gerçek otomotiv çarpışma kutusu ile çalışmada en iyi absorpsiyon kabiliyetine sahip

parçanın kıyaslaması yapılmıştır ve son olarak 9.bölümde, sonuçların değerlendirilmesi ve bundan sonraki çalışmalara ışık tutması amacıyla bazı önerilere yer verilmiştir.



2. PLASTİSİTE TEORİSİNE GENEL BAKIŞ

Bilgisayar destekli mühendislik konusu dahilinde olan çarpışma güvenliğinin sayısal hesaplamalarının temelini plastisite teorisi oluşturmaktadır. Katı cisimler sadece düşük kuvvetler ve yükler altında elastik davranış gösterebilmektedirler. Yüksek kuvvet veya yüklerin etkisi altında ise elastik olmayan bir başka deyişle plastik deformasyonlara maruz kalmaktadırlar. Plastisite teorisi deforme olabilen cisimler mekaniğine bakış açısidir ve elastisite teorisi ile bağlantılıdır. Cisimlerin plastik özellikleri çok değişken olmakla birlikte malzeme özelliklerine, cisim boyutlarına ve çevre koşullarına bağlıdır

2.1. Plastisite Teorisinin Tarihsel Gelişimi

Plastisite ile ilgili çalışmaların başlangıcının, Tresca'nın 1864 ve 1872 yılları arasında metallerin ekstrüzyonu üzerine yaptığı ve yayınladığı çalışmalar olduğu kabul edilir. Tresca çalışmalarında ilk olarak akma (yield) durumları açıklanmıştır. Tresca; maksimal kayma gerilmesi kritik değere ulaştığında metallerin esnediğinden bahsetmiştir. Aynı tarihlerde St.Venant katı cisimlerin ve ideal plastik malzemelerin düzlem gerilme (plane stress) teoreminde temel prensiplerini açıklamıştır.

Lévy ise bu denklemleri 3 boyutlu koordinat sistemi için geliştirmiştir. 1913 yılında Von Mises [12] plastisite ile ilgili genel denklemleri bulmuştur. 1924 yılında Prandtl [13] St. Venant-Lévy-Von Mises denklemlerini elastik komponentlerdeki gerinmeleri (strain) de içeren düzlem sürekliliği (plane continuum) problemleri için genişletmiş ve geliştirmiştir. Reuss ise 1930 yılında bu çalışmayı 3 boyutlu sistemler için genişletmiştir. Von Mises 1928 [14] yılında önceki çalışmalarını genel akma fonksiyonlarını içeren rijit ve ideal plastik katılar için genişletmiş ve plastik gerinimlerin artımının yönü ile düzgün akma yüzeyi (smooth yield surface) ilişkisini açıklamaya çalışmıştır. Böylece akış teorisinde plastik durumdaki akma fonksiyonunun (yield function) gerilme-gerinim ile olan ilişkisinin temel kavramını oluşturmuştur.

İdeal plastisiteye kıyasla pekleşen (hardening) malzemeler için artımlı bünye denklemlerinin (incremental constitutive relations) gelişimi çok yavaş olmuştur. 1928 yılında Prandtl [15] pekleşen malzemelerin genel ilişkisini açıklayan genel formülleri

bulmak için çalışmalarda bulunmuştur. 1938 yılında Melan [16] bazı varsayımlarda bulunarak, söz konusu ideal plastisite konseptini artım ilişkileriyle verilen düzgün akma yüzeyi ile pekleşen katılar için genelleştirmiştir ve ideal plastik malzemeler ve pekleşen malzemeler için elastoplastik artımlı problemlerde önemli sonuçlardan bahsetmiştir.

1940 yılından sonra plastisite teorisi hızlı bir gelişme göstermiştir. 1949 yılında Prager düzgün akma fonksiyonu (smooth yield function) ile pekleşen malzemeler için plastik bünye denklemlerinin (plastic constitutive relations) genel çerçevesini çıkarmıştır. Drucker, 1951 yılında malzeme kararlılığı hakkındaki hipotezini açıklamıştır. 1953 yılında Koiter düzgün olmayan akma yüzeyleri (nonsmooth yield surface) için plastik gerilme-gerinme ilişkisini açıklamış ve bazı önemli sonuçlara ulaşmıştır.

Plastisite teorisi ile ilgili 1980'den önceki diğer detaylı araştırmalar, Zyczkowski tarafından yapılmıştır. Zyczkowski'nin çalışmaları plastisiteye bakış açısı ve plastisite teorisi ile ilgili tartışmalara zenginlik katmıştır.

Hemen hemen statik (Quasistatic) problemlerde elastoplastisiteye matematiksel ve sayısal bakış 1970 yılından sonraki çalışmalara dayanır. Sınır değerleri (Boundary values) ile ilgili ilk sistematik matematiksel çalışmalara Duvaut ve Lions tarafından yapılmıştır. Duvaut ve Lions elastik ve ideal plastik problemlerini değişken eşitsizlik (variational inequality) üzerine formüle etmiştir. Moreau daha çok geometrik bakış açısında bulunarak aynı konular üzerinde çalışmıştır. Johnson analizi iki aşamada yaklaşarak genişletmiştir. İlk aşama; hızı ihmal edilmiştir ve böylece problem zamandan bağımsız biçimde değişken eşitsizlik (variational inequality) durumuna gelmiştir. İkinci aşama ise hızı tekrar hesaba katarak yapılan çözümden meydana gelmektedir. Johnson'un elastik-ideal plastik durumdaki çalışmasına göre ayrık sistemlerde (discrete in both time and space) gerilme en önemli değişkendir ve hata tahmininden (error estimate) türetilmiştir. Daha sonraki çalışmalarında Johnson [17] tamamen ayrık (fully discrete) sistemler için pekleşen elastoplastisite problemlerinde, sonlu elemanlar yaklaşımında bulunmuştur. Kullanmış olduğu formülasyonda gerilme ve hız değişkendir. Benzer çalışmalar ayrıca Hlaváček tarafından da yapılmıştır. Pekleşen plastisite problemleri için analiz ve sayısal analiz ile klasik yaklaşımları Bonnetieri Li ve Babuška tarafından yapılmıştır. Han ve Reddy' nin son yıllardaki çalışmaları, pekleşen elastoplastik problemlerin matematiksel ve sayısal analizleri ile ilgili kapsamlı tanımlamalarda bulunmuşlardır. [18]

2.2. Akma Kriteri

Elastisite limitini belirleyen koşul akma sınırıdır. Bu sınır herhangi gerilme kombinasyonlarının etkisi altında plastik deformasyonun başladığı sınır olarak da tanımlanabilir. Elastik bölgede oluşan deformasyon, uygulanan gerilme kaldırıldığında tekrar ilk önceki haline dönecektir. Akma sınırı aşıldığı takdirde ise uygulanan gerilme ortadan kaldırıldığında belli ölçüde deformasyon kalıcı olacaktır. Bu deformasyona plastik deformasyon, yani kalıcı deformasyon adı verilir.

Tek boyutlu basit yükleme koşulunda akma kriteri, plastik deformasyonun başladığı gerilme değeri olarak belirlenir. Bu değer grafiksel olarak nokta şeklinde görülecektir. İki boyutlu bir yükleme sisteminde akma eğri olacaktır. Üç boyutlu sistemlerde ise akma yüzey olacaktır. Yani akma kriteri uzayda akma yüzeyi olarak tanımlanır. Eğer yükleme altında oluşan gerilme akma yüzeyi içindeyse malzemenin davranışı elastik olacaktır. Ancak oluşan gerilme akma yüzeyi üzerindeyse plastik deformasyon meydana gelecektir. Akma yüzeyi matematiksel ifade ile gösterilecek olursa;

$$f(\sigma_{ij}) = f(I_1, I_2, I_3) = 0 \quad (2.1)$$

2.3. Plastiklik Potansiyeli ve Akış Kuralı (Flow Rule)

Plastisitenin temel problemi, gerilme akma yüzeyinin üzerindeyken plastik deformasyonun belirlenebilmesidir. En sık kullanılan yöntem plastik gerinim hızı kabulüdür. Bu formül aşağıdaki gibi yazılabilir [4,6].

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \quad (2.2)$$

$$g = g(\sigma_{ij}) = g(I_1, I_2, I_3) = 0 \quad (2.3)$$

(2.2) Plastik gerinim hızına dayanan temel akış kuralını ifade etmektedir. Bu akış kuralı, 1870 yılında St. Venan'ın metaller üzerinde yaptığı çalışmalara dayanmaktadır.

Bu denklem hemen hemen bütün plastisite modellerinde kullanılmaktadır ve eş eksenli varsayım (coaxial assumption) olarak adlandırılmaktadır. Eğer plastik potansiyel (plastic potential), akma yüzeyi ile aynı ise plastik akış kuralı (2.2), birleşik akış kuralı (associated flow rule) olarak adlandırılır. Akma yüzeyi ile aynı değil ise ilintisiz akış kuralı (non-associated flow rule) denir.

2.4. Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi

Bu teori kısaca Tresca kriteri olarak da adlandırılır ve sünek metal ve alaşımlarda doğruya yakın sonuç verir. Buna karşılık gevrek malzemelerde bu kriter doğru sonuç vermez. Tresca, yaptığı ekstrüzyon deneyleri sonucunda, plastik şekil değişimi başladığı anda, maksimum kayma gerilmesinin belirli bir değer aldığını görmüştür. [19]

Asal gerilmeler şekil 2.1 de gösterildiği $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ile gösterilirse ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$), maksimum kayma gerilmesi

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (2.4)$$

Olduğundan Tresca kriteri;

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = c \quad (2.5)$$

Şeklinde ifade edilebilir ($c = \text{sabit}$) σ_0 , basit kaymada ise kayma gerilmesi akma sınırı k ile gösterilirse;

Basit çekmede

$$\sigma_1 = \sigma_0 \text{ ve } \sigma_2 = \sigma_3 = 0 \quad (2.6)$$

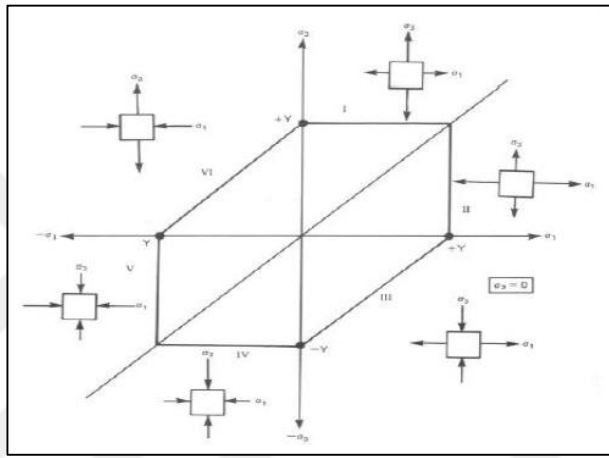
Basit çekmede

$$\sigma_1 = \sigma_3 = k \text{ ve } \sigma_2 = 0 \quad (2.7)$$

Olduğundan, (2.5) denklem;

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_0 = 2k \quad (2.8)$$

Olarak ifade edilir



Şekil 2.1: Düzlem Gerilme için Tresca Akma Kriterinin Gösterimi ($\sigma_2 = 0$).

2.5. Von Mises Akma Kriteri

Von Mises, Hencky ve Huber tarafından ileri sürülen bu kriterde, cisim içindeki bir noktada biçim değiştirme işi belirli bir değere eriştiği anda akma başlar [19]. Birim hacim başına biçim değiştirme işi;

$$w_d^e = \frac{1}{2G} J_2 \quad (2.9)$$

Olduğundan, bu denklemde gerilme katsayısı olan;

$$J_2 = -\frac{1}{6} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.10)$$

Yerine konduğu takdirde, biçim değiştirme işi teorisine göre;

$$-\frac{1}{12G}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = c \quad (2.11)$$

Yazılabilir ($c = \text{sabit}$). Basit çekmede $\sigma_0^2 = \sigma_3 = 0$ ve akma başlangıcında

$\sigma_1 = \sigma_0$ Olduğundan $c = \frac{\sigma_0^2}{6G^2}$ bulunur. Böylece biçim değiştirme işi teorisi;

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} = \sqrt{2\sigma_0} \quad (2.12)$$

Şeklinde ifade edilir.

Basit kaymada, kayma gerilmesi akma sınırı k ile gösterilirse, $\sigma_1 = -\sigma_3 = k$ ve $\sigma_2 = 0$ olduğundan, biçim değiştirme işi teorisi k cinsinden;

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = 6k^2 \quad (2.13)$$

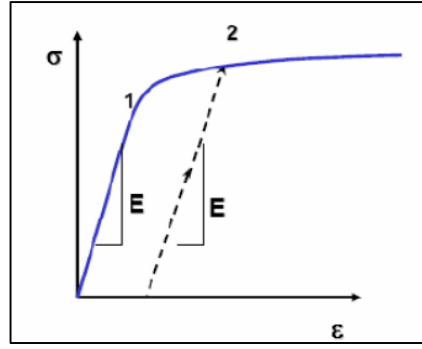
Şeklinde yazılır. Denklem (2.11) ve (2.12)'dan

$$k = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_0 \quad (2.14)$$

Bulunur. Maksimum kayma gerilmesi teorisine göre $k = \frac{\sigma_0}{2}$ idi. Her iki değer arasındaki fark %15,5'dir. Bu iki kriter arasındaki en büyük farktır.

2.6. Pekleşme (Hardening)

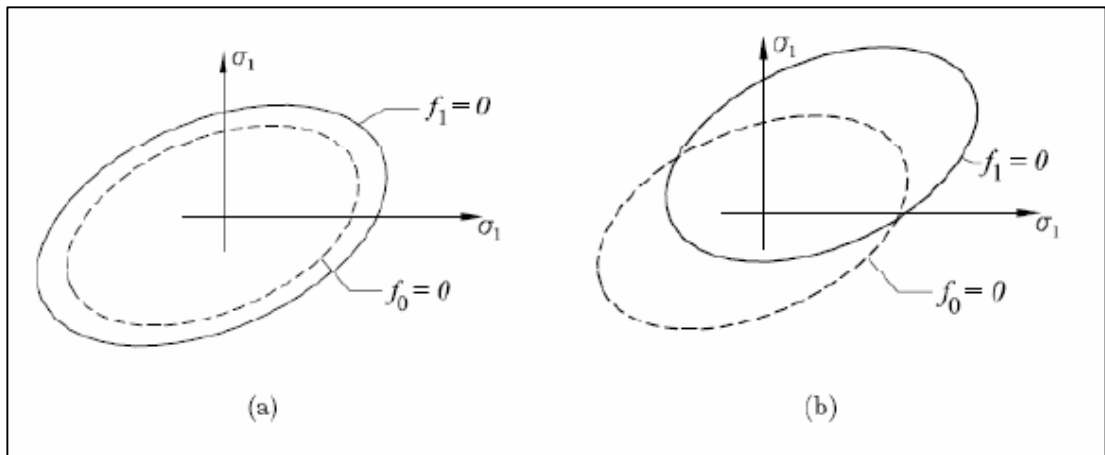
Metallerin uygulanan yükler altında elastik bölgeyi geçerek kalıcı şekil değişimine uğraması ve bu duruma bağlı olarak mukavemet değerlerinin artmasına pekleşme adı verilir. Başka bir deyişle ile pekleşmenin anlamı, akma yüzeyinin şeklinin ve boyutunun plastik deformasyon (yükleme) süresince değişmesidir.



Şekil 2.2: Gerilme- Gerinim Eğrisi.

Şekil 2.2’de verilen gerilme- gerinim grafiğinde bir malzeme için 1 noktası elastik sınır kabul edilirse ve malzeme bu sınırın üzerinde yüklenip yük kaldırılırsa malzemede plastik deformasyon meydana gelmiş olur. Malzeme tekrar yüke maruz kaldığında, malzemenin elastik sınırının 1 noktasından 2 noktasına geldiği görülür. Böylece plastik deformasyonla malzemenin mukavemeti artırılmış olur. Bu işlem literatürde şekil değiştirme pekleşmesi olarak tanımlanır.

Pekleşme genel olarak gelişigüzel olmaktadır ve tam olarak tanımlanması çok zordur. Bundan dolayıdır ki izotropik ve kinematik olmak üzere iki farklı şekilde tanımlanmıştır. İzotropik pekleşme durumunda, plastik yükleme devam ederken, akma yüzeyi her yönde eşit miktarda ve şekilde genişlemektedir. Kinematik pekleşme durumunda ise Baushinger etkisi gözlemlenmektedir [20]. Akma yüzeyleri Şekil 2.3’de şematik olarak da gösterilmektedir.



Şekil 2.3: İzotropik a) ve Kinematik b) Pekleşme için Akma Yüzeyleri.

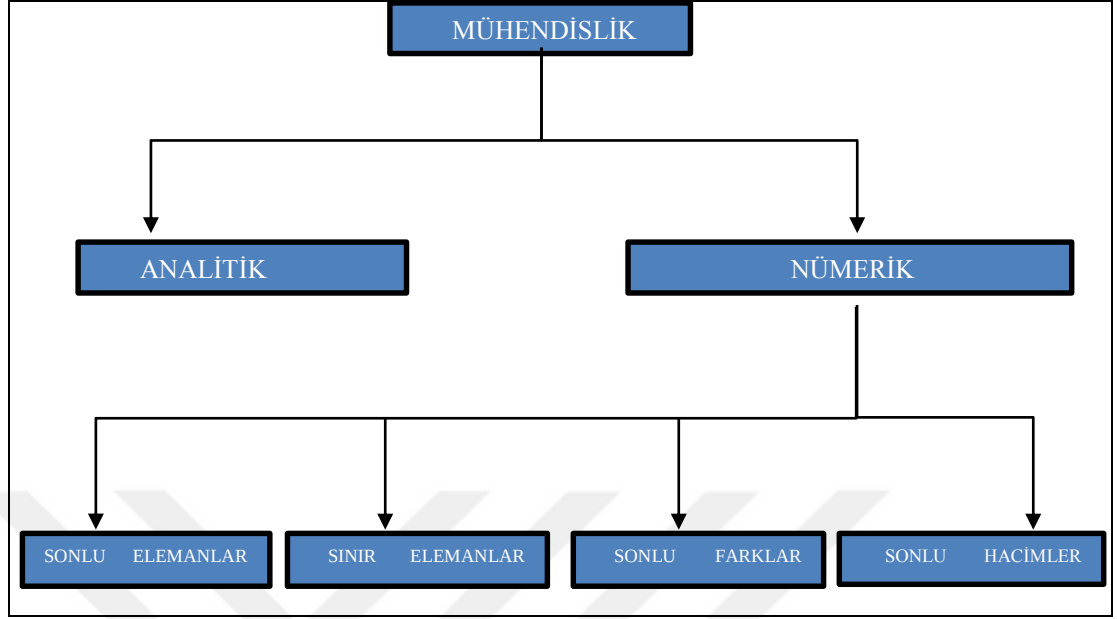
3. BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİK

3.1. Bilgisayar Destekli Mühendislik Tanımı ve Hesaplama Yöntemleri

Otomotiv Endüstrisinin gelişmeye başladığı ilk dönemlerde malzemelerin mekanik özellikleri tam olarak bilinmediği gibi statik ve dinamik yükler altındaki davranışları da tam olarak bilinmiyordu. Bu yüzden herhangi bir kaza anında oluşabilecek hasarın boyutları hakkında bilgiye ulaşmak ancak bir veya birden çok prototip araçla test edilerek mümkün oluyordu. Yapılan testlerde uluslararası güvenlik standartlarının elde edilmesi amaçlanıyordu. Test sırasında görülecek herhangi bir problem yüzünden tekrar prototip çalışması yapılıyordu ve bu durum hem zaman hem de maliyet kaybı anlamına geliyordu.

1970 yıllarda bazı üniversitelerde geliştirilmeye başlanan sonlu elemanlar, sonlu farklar gibi yöntemler öncelikli olarak havacılık ve daha sonraları otomotiv sektöründe bilgisayar destekli mühendislik adı altında endüstrinin ihtiyacını karşılayacak paket programlar haline getirildi. Bilgisayar destekli mühendislik otomotiv sektöründe ilk zamanlar çarpışma testlerinde kolaylık sağlamak amaçlı yer almaya başlamıştır. Yapılan ilk uygulamalar olumlu sonuçlar vermiş ve tekrar tekrar prototip çalışması yapmanın önüne geçildiği görülmüştür. Hem zaman hem de maliyet kazancının görülmesi bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarının hızla yaygınlaşmasına neden olmuştur.

3.1.1. Bilgisayar Destekli Mühendislik Yöntemleri



Şekil 3.1 Nümerik Hesaplama Yöntemleri.

3.1.1.1. Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerin matematiksel denklemler ile çözülmesidir. Sonlu farklar yöntemine benzerdir. SHY’de kısmi diferansiyel denklemlerde sapma terimi içeren hacim integralleri, sapma teoremi ile yüzey integrallerine dönüştürülmektedir. Bu terimler, her bir sonlu hacmin yüzeylerindeki akışlar olarak değerlendirilmektedir. Bu yöntem, özellikle hesaplamalı akışkanlar mekaniği problemlerinde kullanılmaktadır.

3.1.1.2. Sonlu Farklar Yöntemi

Sonlu farklar yöntemi ile sonlu elemanlar yöntemi benzerlik göstermektedir. Genel olarak, sonlu farklar yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasıdır, sonlu elemanlar, sınır elemanlar ve sonlu hacimler yöntemleri ise denklemlerin integral formlarının ayrıklaştırılması olarak tanımlanır. SFY diferansiyel denklemlerin cebirsel eşitliklere Taylor serisi ile dönüştürmektedir. Bu yöntem, sınır

elemanlar ve sınır hacimler yöntemleri ile birlikte termal ve akışkan problemlerin çözümünde kullanılmaktadır.

3.1.1.3. Sınır Elemanlar Yöntemi

Bu yöntem akustik ve NVH problemlerinin çözümünde en çok kullanılan bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemindeki gibi problemin tanımlanma aşamasında, düğüm noktaları ve elemanlar kullanılmaktadır fakat isminden de anlaşılacağı üzere, problem alanının sınırlarını ele almaktadır. Eğer tanımlı problem bir hacim ise, çözüm aşamasında dış yüzey, problem bir alan ise doğal olarak dış kenarlar ele alınmaktadır. Bu şekilde tanımlı problemin ölçüsü bir aşama küçültülerek hızlı çözümler elde edilebilmektedir. Sınır elemanlar yöntemi integral denklemleri ile oluşturulmuş doğrusal kısmi diferansiyel denklemlerin sayısal çözümüdür. SIY’de tanımlanan sınır koşulları, integral denklemlerinde sınır değerler olarak alınmaktadır. Integral denklemleri ile aynı zamanda, tanımlı alan iç kısmındaki belirli bölgeler için doğrudan çözüm yapılarak sonuç elde edilebilmektedir.

3.1.1.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi

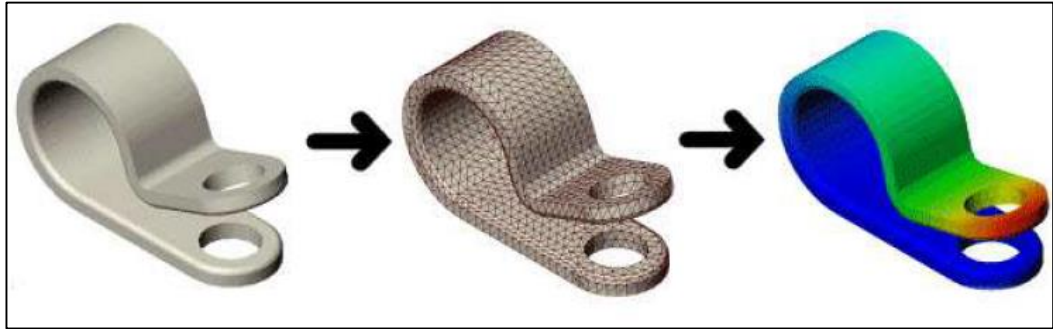
Mühendislik problemlerinin çözümünde en çok kullanılan, en popüler sayısal yöntemlerden birisi sonlu elemanlar yöntemidir. SEY, tanımlı bir problem alanı için oluşturulan kısmi diferansiyel denklemlerin yaklaşık çözümüdür. Kısmi diferansiyel çözüm için ilk adım, problemin matematiksel fonksiyon haline getirilmesidir. SEY ile karmaşık mühendislik problemleri kolaylıkla çözülebilmektedir. Doğrusal, doğrusal olmayan, burkulma, termal, dinamik ve yorulma analizleri sonlu elemanlar yöntemine verilebilecek örneklerden bazılarıdır. Bu yöntem endüstride genellikle sonlu elemanlar analizi ismi ile anılırken, akademik dünyada ise sonlu elemanlar yöntemi olarak isimlendirilmektedir. Birçok mühendislik uygulamalarında olduğu gibi bu tez çalışması da sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak çözümlenecektir. Bu yüzden Sonlu Elemanlar Yöntemi hakkında daha detaylı bilgi vermek gerekmektedir.

3.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin İncelemesi

3.2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş ve Temel Kavramlar

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte karşılaşılan birçok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve en etkin sayısal yöntemdir. Yöntem kompleks yapıların, üzerinde hesaplama yapılabilecek daha küçük yapılar ile modelleme mantığına dayanır.

Yapısal analizlerde, karmaşık yapı, sonlu eleman olarak adlandırılan çok sayıdaki parçaya bölünür. Geometrik modelin şekline en yakın çizgilerle oluşturulması mesh işlemi olur. Her bir çizgi elemanı (element) temsil eder. Elemanların köşelerindeki noktalar da düğüm (node)' leri temsil eder. Her bir düğüm noktası üç doğrusal, üç dairesel olmak üzere altı serbestlik derecesine sahiptir. Tamamıyla düğüm noktalarından oluşan bir yapı ele alınır, sistemin düğüm noktası sayısı kadar serbestlik derecesi olacaktır. Gerçekte ise bir yapı sonsuz sayıda serbestlik derecesine sahiptir. Sonlu Elemanlar Yöntemi ise devamlılık gösteren bir yapının davranışını sonlu sayıdaki düğüm noktası (serbestlik derecesi) ile tahmin etmeye yarar. Elde edilen sonuçlar bu noktaların üzerindeki değerlerdir.



Şekil 3.2: Geometrik Model, Sonlu Eleman Modeli ve Sonuçların Gösterildiği Nodal Sonuçlar.

Sonuç olarak Sonlu Elemanlar Yönteminin üç temel özelliği vardır. Bunlar;

- Geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi, sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit alt bölgelere ayırır.

- Her elemandaki, sürekli fonksiyonların, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir.
- Aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerleri ile elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır.

3.2.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin Diğer Yöntemlere Göre Avantajı

Sonlu elemanlar metodunu diğer nümerik metotlardan üstün kılan temel unsurlar şöyle sıralanabilir;

- Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- Bir veya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.
- Sebep sonuç ilişkisine ait problemler, genel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler ve yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
- Sınır şartları kolayca uygulanabilir.

3.2.3. Sonlu Elemanlar Yönteminde Denklem Takım Çeşitleri

Sonlu elemanlar metodunun temelini, öncelikle bir elemana ait sistem özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesi oluşturmaktadır. Bir elemana ait denklemlerin elde edilmesinde değişik metotlar kullanılabilir. Bunlar içinde en çok kullanılan 4 temel yöntem şunlardır [21]:

• Direkt yaklaşım

Bu yaklaşım daha çok tek boyutlu ve basit problemler için uygulanmaktadır.

- Varyasyonel yaklaşım

Bir fonksiyonelin ekstremize yani maksimum ve minimum edilmesi anlamına gelmektedir. Katı cisim mekaniğinde en çok kullanılan fonksiyoneller potansiyel enerji prensibi, tümleyen (komplementer) potansiyel enerji prensibi ve Reissner prensibi olarak sayılabilir. Fonksiyonelin birinci türevinin sıfır olduğu noktada fonksiyonu ekstremize eden değerler bulunur. İkinci türevinin sıfırdan büyük veya küçük olmasına göre bu değerler maksimum veya minimum olduğu anlaşılır.

- Ağırlıklı kalanlar yaklaşımı

Bir fonksiyonun bazı değerler karşılığında elde edilen yaklaşık çözümü ile gerçek çözüm arasındaki farkların bir ağırlık fonksiyonu ile çarpılarak toplamalarını minimize etme işlemine "ağırlıklı kalanlar yaklaşımı" denir. Bu yaklaşım kullanılarak eleman özelliklerinin elde edilmesinin avantajı, fonksiyonellerin elde edilemediği problemlerde uygulanabilir olmasıdır.

- Enerji dengesi yaklaşımı

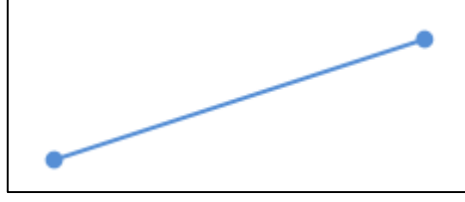
Bir sisteme giren ve çıkan termal veya mekanik enerjilerin eşitliği ilkesine dayanır. Bu yaklaşım bir fonksiyonele ihtiyaç göstermez.

3.2.4. Sonlu Elemanlar Yönteminde Eleman Çeşitleri ve Kullanım Yerleri

Sonlu eleman probleminin çözümünde ilk ve en önemli adımı eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek bu geometrik yapıya en uygun gelecek elemanlar seçilmelidir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etme oranında, elde edilecek neticeler gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır. Sonlu elemanlar metodunda kullanılan elemanlar boyutlarına göre dört kısma ayrılabilir:

- Tek boyutlu elemanlar

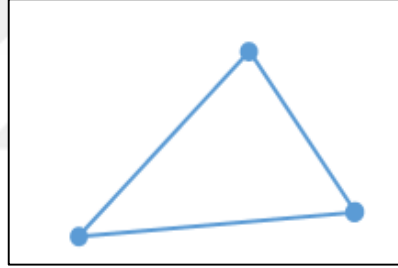
Bu elemanlar tek boyutlu (kiriş) olarak ifade edilebilen problemlerin çözümünde kullanılır.



Şekil 3.3: Tek Boyutlu Eleman.

- İki boyutlu elemanlar

İki boyutlu (düzlem, kabuk) problemlerinin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı, dokuz ve daha fazla düğüm ihtiva eden çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir. İki üçgen elemanın birleşmesiyle meydana gelen dörtgen eleman, problemin geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanılabilir. Dört veya daha fazla düğümlü olabilir. Dörtgen eleman çoğu zaman özel hal olan dikdörtgen eleman şeklinde kullanılır.

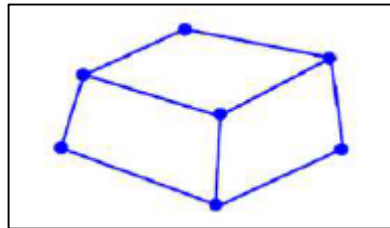


Şekil 3.4: İki Boyutlu Elemana Örnek.

- Üç boyutlu elemanlar (Katı)

Bu grupta temel eleman üçgen piramittir.

Bunun dışında dikdörtgenler prizması veya daha genel olarak altı yüzeyle elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir.



Şekil 3.5: Üç Boyutlu Eleman.

- Dönel elemanlar

Eksenel simetrik özellik gösteren problemlerin çözümünde dönel elemanlar kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri eksenini etrafında bir tam dönme yapmasıyla oluşurlar. Gerçekte üç boyutlu olan bu elemanlar, eksenel simetrik problemleri iki boyutlu problem gibi çözüme olanağı sağladığı için çok kullanışlıdır.

- İzoparametrik Elemanlar

Çözüm bölgesinin sınırları eğri denklemleri ile tanımlanmışsa, kenarları doğru olan elemanların bu bölgeyi tam olarak tanımlaması mümkün değildir. Böyle durumlarda bölgeyi gereken hassasiyette tanımlamak için elemanların boyutlarını küçültmek, dolayısıyla adetlerini artırmak gerekmektedir. Bu durum çözülmesi gereken denklem sayısını artırır, dolayısıyla gereken bilgisayar kapasitesinin ve zamanın büyümesine sebep olur. Bu olumsuzluklardan kurtulmak için, çözüm bölgesinin eğri denklemleri ile tanımlanan sınırlarına uyum sağlayacak eğri kenarlı elemanlara ihtiyaç hissedilmektedir. Böylece hem çözüm bölgesi daha iyi tanımlanmakta hem de daha az sayıda eleman kullanılarak çözüm yapılabilir. Bu elemanlar üzerindeki düğüm noktaları bir fonksiyon ile tanımlanır. İzoparametrik sonlu elemanın özelliği, her noktasının konumunun ve yer değiştirmesinin aynı mertebeden aynı şekil (interpolasyon) fonksiyonu ile tanımlanabiliyor olmasıdır. İzoparametrik elemanlara eğri parametrelili elemanlar da denir.

3.3. Sonlu Elemanlar Yönteminde Matematiksel Çözümleme

Sonlu elemanlar metoduyla çözüm yapılırken izlenmesi gereken yollar adım adım belirtilirse;

- Yapıyı ya da sürekli elemanı elemanlara bölmek. Bu yapılırken birim elemanın boyutunu ve şeklini, malzemenin fiziki özelliklerine göre seçmek gerekir.
- Sonlu elemanlar birbirine düğüm noktalarından bağlanmış kabul edilirler. Bu düğüm noktalarının yer değiştirmeleri, basit yapıların analizlerinde olduğu gibi, problemin bilinmeyen ana parametreleridir.

- Her bir sonlu elemanın yer değişimini tanımlamak için düğüm noktalarının yer değişimleri cinsinden fonksiyon seçilir. (Genelde bir polinomdur, polinomun derecesi birim elemanın düğüm sayısına bağlıdır)
- Elemanla yer değiştirme fonksiyonları seçildikten sonra her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemleri oluşturulur. Bunun için bölüm 3.2.3' de belirtilen dört yaklaşımdan biri kullanılır.
- Elemanlara bölünen sistemin özelliklerini toplamak gerekir. Bunu da elemanların matris denklemlerini birleştirerek sistemin davranışını ifade eden matris denklemleri oluşturmakla yapabiliriz. Sistemin matris denklemleri bir elemanın matris denklemleriyle aynı formda olmasına rağmen doğal olarak sistemde denklemlerin terim sayısı fazladır.
- Düğüm noktalarına toplanmış kabul edilen ve sınır gerilmeleri dengeleyen kuvvetler ile düğüm noktalarının yer değiştirmeleri arasında;

$$|F| = |K|x\{U\} \quad (3.1)$$

- $|F|$: Sütun matris olup dış kuvvetlerin tamamını göstermektedir.
- $|K|$: Sistemin toplam katılık (direngenlik) matrisidir.
- $\{U\}$: r, θ , z yönündeki düğüm yer değiştirmelerini gösteren sütun matrisidir.

Matris denklemi ile sonlu elemanlar metoduna giriş yapılır.

Sonuç olarak bu denklem gösteriyor ki $|K|$, oluşturulan cismin birim yer değiştirmesi için gerekli kuvveti temsil etmektedir. Yani cismin sonlu elemanlar modelini bir denge yayı olarak düşünersek, $|K|$ bu yayın yay sabiti (direngenlik sabiti) olur. Böylece sonlu elemanlar metodunun esası, cismin direngenliği bakımından yapılan analizi olmuştur. Verilen sınır şartları ve dış kuvvetler etkisi altındaki cismin düğümlerinin yer değiştirmesi bulunur. U , cismin gerilme ve yer değiştirmesinden hesaplanır. Verilen sınır şartları ve dış kuvvetler ile cismin düğümlerinin yer değiştirmesi bulunur.

Daha basite indirirsek F sınır şartlarını (dışarıdan etkileyen yükler gibi), K sistemin yapısını (katı, akışkan, gaz vb. özellikleri) ve U ise aranan düğümler üzerindeki değerlerdir (gerilme, kuvvet vb.). Buradan anlaşılacağı üzere; U matrisinin

bulunabilmesi için sistemi temsil eden büyüklüklerin (K matrisi) verilmesi gerekir ayrıca dışarıdan etkiyen sınır şartlarının da (F matrisi) bilinmesi gerekmektedir.

3.3.1. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi

İnterpolasyon fonksiyonu, alan değişkeninin eleman üzerindeki değişimini temsil etmektedir. İnterpolasyon fonksiyonunun belirlenmesi seçilen eleman tipine ve çözülecek denklemin derecesine bağlıdır. Ayrıca interpolasyon fonksiyonları aşağıdaki şartları sağlamalıdır:

- İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeni ve alan değişkeninin en yüksek mertebeden bir önceki mertebeye kadar olan kısmi türevleri eleman sınırlarında sürekli olmalıdır.
- İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeninin bütün türevleri, eleman boyutları limitte sıfıra gitse bile alan değişkenini karakterize etmelidir.
- Seçilen interpolasyon fonksiyonu koordinat değişimlerinden etkilenmemelidir.

Hem yukarıdaki şartları sağlamaları hem de türev ve integral almadaki kolaylığından dolayı interpolasyon fonksiyonu olarak genelde polinom seçilir. Seçilen polinom, yukarıdaki şartların gerçekleşmesi için uygun terimleri ihtiva etmelidir.

3.3.2. Eleman Direngenlik Matrisinin Elde Edilmesi

Eleman direngenliğinin bulunması, elemana etki eden dış etkenler ile alan değişkenleri arasında bir ilişkiyi kurmak anlamına gelmektedir. Eleman direngenliğini elde edilirken, çözülecek problemin konusu, alan değişkeni, seçilen eleman tipi, seçilen interpolasyon fonksiyonu, eleman özelliklerini elde ederken kullanılan metot gibi pek çok faktör göz önüne alınmak durumundadır.

3.3.3. Sistem Direngenlik Matrisinin Oluşturulması

Sistem direngenlik matrisi belirlenirken, sistemin düğüm sayısı ve her düğümdeki serbestlik derecesi dikkate alınır. Elemanlar için hesaplanan direngenlik

matrisleri, elemanın üzerindeki düğüm numaralarına bağlı olarak genel direngenlik matrisinde ilgili satır ve sütununa yerleştirilir. Farklı elemanlar tarafından ortak kullanılan düğümlerdeki terimler genel direngenlik matrisinin ilgili satır ve sütununda üst üste toplanmalıdır. Elemanların düğüm numaralaması bir sistematığe göre yapılırsa genel direngenlik matrisinde elemanlar diyagonal üzerinde üst üste toplanır. Genelde direngenlik matrisi simetriktir.

3.3.4. Sisteme Etki Eden Kuvvetlerin Bulunması

Bir problemde sisteme etki edebilecek kuvvetler şunlardır:

- **Tekil Kuvvetler**

Tekil kuvvetler hangi elemanın hangi düğümüne ne yönde etki ediyorsa genel kuvvet vektöründe etki ettiği düğüme karşılık gelen satıra yerleştirilir. Problemin cinsine göre tekil yük kavramı değişebilir.

- **Yaylı Kuvvetler**

Bu kuvvetler bir kenar boyunca ya da bir alanda etkili olurlar.

- **Kütle Kuvvetleri**

Eleman hacmi için geçerli olan merkezkaç kuvveti ve ağırlık kuvvetleri gibi kuvvetlerdir.

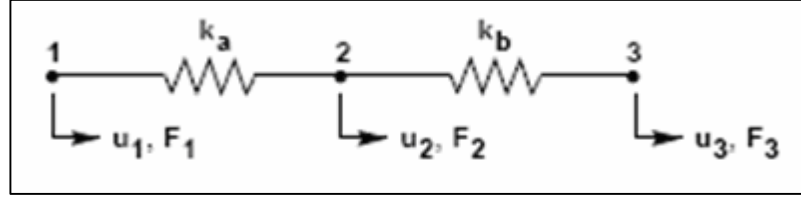
3.3.5. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Her problemin tabii olarak ya da yapay sınır şartları vardır. Sınır şartları, cismin çeşitli kısımlarındaki elastik veya plastik yer değiştirmelerin ölçülebileceği bir referans sağlar.

3.3.6. Sistem Denkleminin Çözümü

Her bir yapının rijitlik matrisi ile tüm yapının rijitlik matrisi elde edilir. Her bir problem için farklı rijitlik matrisi elde edilse de genel gösterim yay şeklinde

olmaktadır. Bu gösterime göre iki parçalı bir yapının ortak düğüm noktası dikkate alınacak olursa yapının genel rijitlik matrisi;



Şekil 3.6: Genel Rijitlik Matrisinin Oluşturulması.

Burada;

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \text{ ve } \begin{Bmatrix} F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_b & -k_b \\ -k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

Elde edilir.

Bu iki denkleme dikkatle bakılırsa 2 numaralı düğüm noktasının ortak olduğu görülür. Bu koşuldan yararlanılarak bu iki denklem süper poze edilirse;

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & 0 \\ -k_a & k_a + k_b & -k_b \\ 0 & -k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (3.3)$$

Elde edilir.

Çözüm için, sistemin sınır şartları da göz önüne alınarak direngenlik matrisinin tersini almak yeterlidir. Fakat bilgisayar kapasitesi ve bilgisayar zamanı açısından çok büyük matrislerin çözümünü ters alma işlemi ile yapmak yerine Gauss eliminasyon metodu, Skyline yöntemi gibi yöntemlerle daha az kapasite ve daha kısa sürede yapmak mümkün olmaktadır.

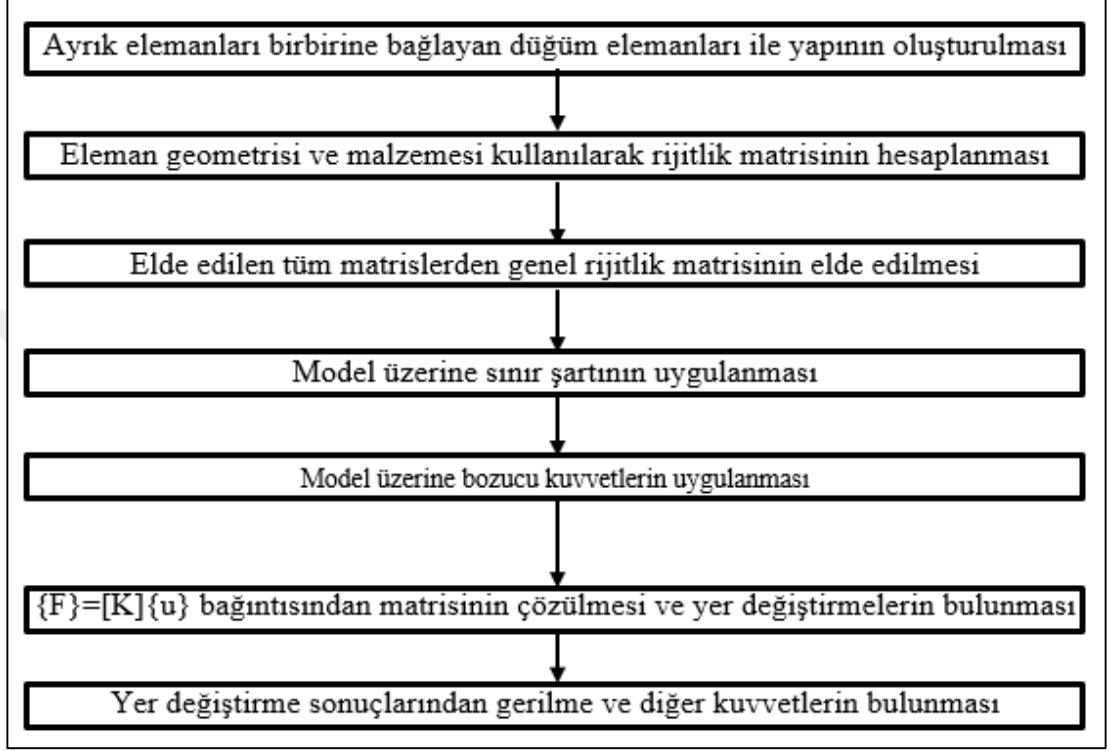
Rijitlik matrisinden sonra bu matrisin tersini çözerek yapılara ait problemler çözülebilir.

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

$$\{u\} = [K]^{-1}\{F\} \quad (3.4)$$

Elde edilir.

Özet olarak sonlu elemanlarda izlenilen yol aşağıdaki gibidir;



Şekil 3.7: Sonlu Elemanlar Hesaplama Prosedürü.

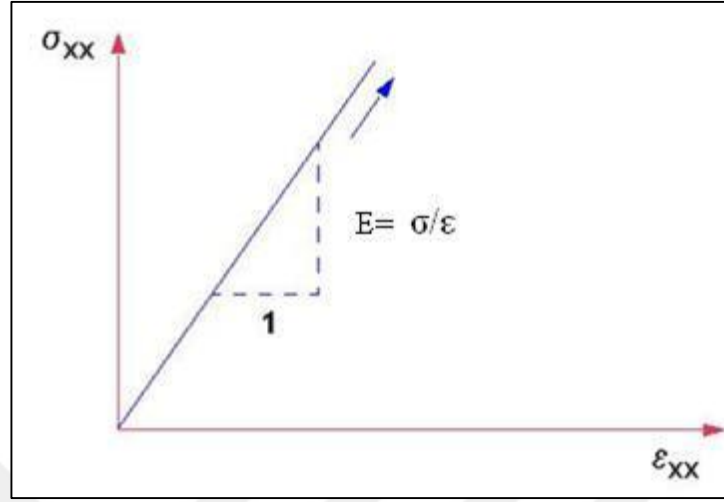
3.3.7. Doğrusal Sistemler

3.3.7.1. Elastisite Modülü

Elastisite modülü, malzemenin dayanımının ölçüsüdür. Bazı kaynaklarda Young modülü olarak da geçer. Elastik deformasyondaki birim uzama ile normal gerilme (çekme ya da basma gerilmesi) arasındaki doğrusal ilişkinin bir sonucu olup bir birim uzama başına gerilme olarak tanımlanır. Birim uzama ile normal gerilme (çekme ya da basma gerilmesi) arasındaki doğrusal ilişki şöyle tanımlanabilir:

- Elastisite Modülü (E) = Normal Gerilme (σ) / Birim Uzama (ϵ)

Uzamların kuvvetle orantılı olduğunu Robert Hooke bulduğu için bu ilişkiye “Hooke Kanunu” denmektedir.



Şekil 3.8: Doğrusal Elastik Malzeme Eğrisi.

3.3.7.2. Doğrusal Sistemlerin Çözümü

Yapıyı oluşturan her elemanın sistem içerisindeki davranışı eleman katılık matrisi $[k]_e$ olarak adlandırılan bir parametre tarafından kontrol edilir. Eleman katılık matrisi, eleman malzeme ve geometri özelliklerinin türetilmesinden oluşturulmuştur. Elemanın üzerine etki eden yükleri eleman yük matrisi $\{f\}_e$ ifade etmektedir.

Buna göre bir eleman ve onu çevreleyen düğüm noktaları arasındaki ilişki aşağıdaki eşitlikle belirtilebilir:

$$\{f\}_e = [k]_e [u]_e \quad (3.5)$$

Bu eşitlikte $\{u\}_e$ bilinmeyen olup, etkiyen kuvvet sonucunda düğüm noktalarının nasıl ve ne kadar yer değiştirdiğini göstermektedir. Daha sonra her elemanın katılık matrisi birleştirilerek sistemin katılık matrisi $[K]$ oluşturulur. Sisteme etkiyen yüklerin de bileşkesi alınarak global bir yük vektörü $\{F\}$ haline getirilir. Eşitlik tüm sistem için aşağıdaki şekli alır:

$$\{F\} = [K] \times \{U\} \quad (3.6)$$

Eşitlikte bilinmeyen yer değiştirme vektörü $\{U\}$ 'dur. Bundan sonrası sisteme sınır koşulları ekleyerek katılık matrisini düzenlemek ve bu çok bilinmeyenli sistemi çözmektir. Sistemin çözümü, düğüm noktalarının yer değiştirme değerleridir ve bu değerlerden hareketle önce gerilme (birim uzama) daha sonra gerilme elde edilir. Denklem 3.6, dikkatli incelendiğinde aslında Robert Hooke'un basit yay için bulduğu kuvvet– yer değiştirme ilişkisinin aynısı olduğu açıkça görülebilir. Bu ilişki şöyledir ki: sistem üzerindeki kuvvet iki katına çıkarıldığında yer değiştirme de 2 kat artacaktır. Bu denklemde yayın veya sistemin sertliği (K) sabit kabul edilmektedir.

Sonlu elemanlarda bu durum “doğrusal analiz” olarak adlandırılır ve aşağıda belirtilen şartları sağlar:

- Gerilme değerleri elastik bölgededir yani malzemenin akma sınırı dışına çıkmamıştır.
- Deformasyonlar ve buna bağlı olarak gerilme değerleri küçüktür. Plastik gerilme görünmez.
- Sınır koşulları değişmez.
- Yüklemeler deformasyondan bağımsızdır.
- Yer değiştirmeler yüklemeler ile doğru orantılıdır.
- Çözüm, sistem denge konumuna ulaşıncaya kadar sağlanır.

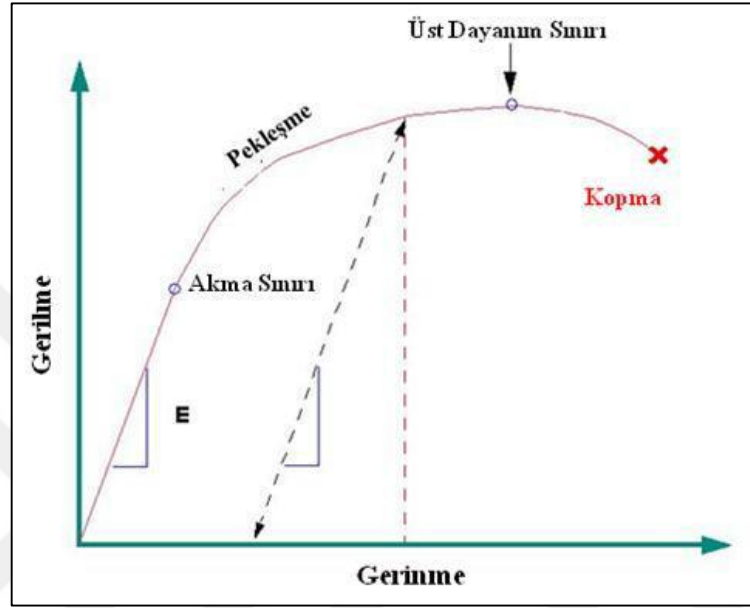
3.3.8. Doğrusal Olmayan Sistemler

3.3.8.1. Tanım

Sistem üzerindeki gerilme değerleri, akma sınırını aştığında malzeme doğrusal olmayan davranış göstermeye başlar. Bu plastik davranış olarak adlandırılır. Eleman üzerindeki deformasyonlar büyük ölçüde kalıcı deformasyonlardır.

Bunun haricinde, ideal plastik gibi davranmayan malzemeler de mevcuttur. Bu malzemelere; neredeyse sıkıştırılmaz (kauçuk), viskoelastik ve viskoplastik malzemeler örnek verilebilir.

Sistemin, doğrusal denge denklemi ile çözülemediği durumlarda yani doğrusal olmayan davranışlarda Hooke eşitliği yeterli olmayacaktır. Bu yüzden sistem birden fazla basamakta yüklenir. Her yükleme belli sayıda yenileme (iterasyon) ile tekrar edilerek sonuca belli bir hata ile yakınsanmaya çalışılır. Her basamağın çözümünden önce katılık matrisi tekrar hesaplanır.



Şekil 3.9: Doğrusal Olmayan Malzeme Eğrisi.

Sistemin doğrusal olarak davranmadığı durumlar şu şekilde sıralanabilir:

- Geometrinin doğrusal olmayan davranışı

Deformasyonlar büyüktür. Bu tip çözümler “yüksek gerinim analizleri” olarak adlandırılırlar ve elemanların gerinme değerleri, elemanların yer değiştirmelerinin doğrusal olmayan fonksiyonları cinsinden ifade edilir.

- Malzemenin doğrusal olmayan davranışı

Eleman akma sınırının üzerine çıkabilir. Eleman üzerindeki yükler, eleman sertliği ile yer değiştirmesinin çarpımına eşit değildir.

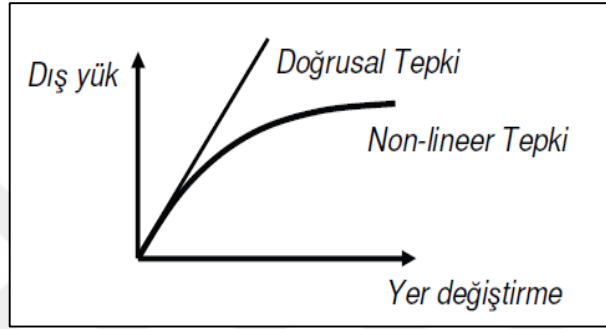
- Sınır koşullarının doğrusal olmayan davranışı

İki veya daha fazla parçanın birbirleri ile etkileşime girdikleri durumlar kontak problemleri olarak adlandırılırlar ve doğrusal olmayan bir sınır koşulu problemleridir.

Çünkü parçaların kontağı sırasında yükler kontak yüzeyleri boyunca elemandan elemana aktarılır.

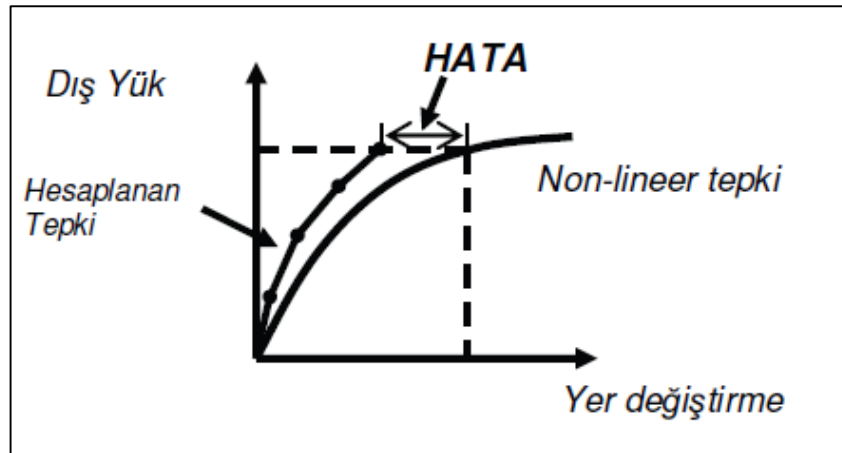
3.3.8.2. Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü

Yükleme katılıkla belirgin etki yaratınca yük-deformasyon eğrisi doğrusal olmayan bir şekil alır. Doğrusal olmayan yer değiştirmenin etkisi doğrusal denklem sistemleri bir araya getirilerek oluşturulabilir.



Şekil 3.10: Dış Yük-Yer Değiştirme Grafîği.

Bu tip doğrusal olmayan sistemlerin çözümünde bir yaklaşım; uygulanan dış yükü artış serilerine bölüp, her artışın sonunda katılık matrisini baştan düzenlemektir. Ancak bu yaklaşımdaki problem; biriken hataların sonucun dengesini bozacak miktara gelme riskidir. Aşağıdaki şekilde bu hata görülmektedir.



Şekil 3.11: Hata Oluşumu.

- Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümünde Newton-Raphson Yöntemi

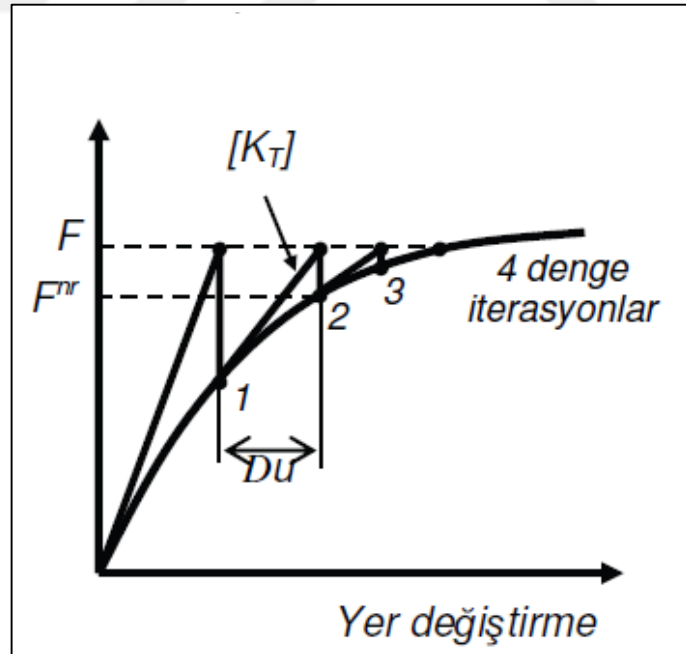
Bölüm 3.3.8.2’de belirtilen hata oluşumunu önlemek bazı yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan en çok bilineni olan Newton-Raphson algoritması bu konuda bir çözüm sunar. Bu yöntemde yük kademeli olarak uygulanır. Ayrıca eşitlikteki denge artışı iterasyonlar ile korunmaya çalışılır.

$$[KT]\{D_u\} = \{F\} - \{F_{nr}\} \quad (3.7)$$

Burada;

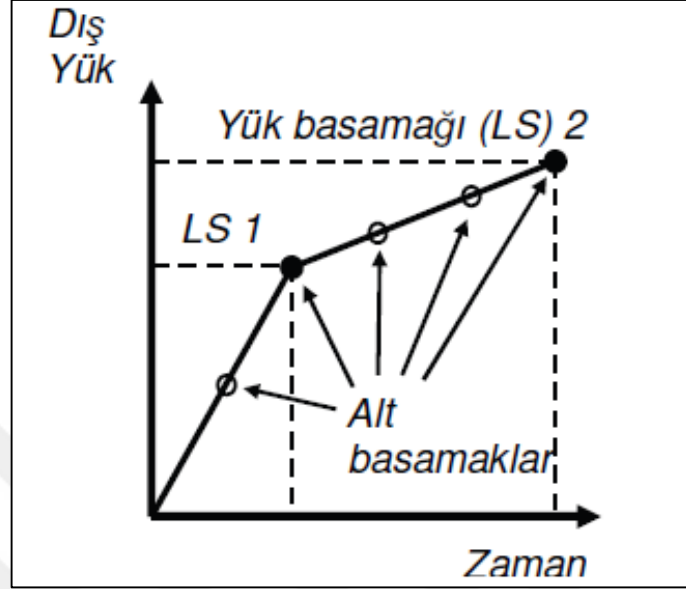
- $[KT]$ = Tanjant katılık matrisi
- $\{D_u\}$ = Yer değiştirme artırımları
- $\{F\}$ = Dış yük vektörü
- $\{F_{nr}\}$ = İç kuvvet vektörü

Burada iterasyonlar $\{F\} - \{F_{nr}\} = \varepsilon$ eşitliği sağlanana dek sürer (iç ve dış yük farkı bir tolerans değerine ulaşınca kadar).



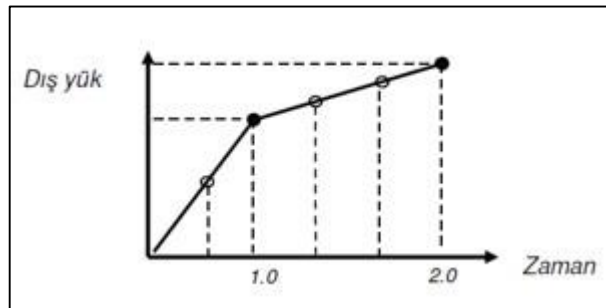
Şekil 3.12: İterasyon Yaklaşımı.

Bu proses dış yükün tamamı uygulanana kadar sürdürülür. Bir veya daha çok yük basamağı sınır şartı olarak verilebilir. Böylelikle çok sayıda alt basamak ve iç içe geçmiş yükleme durumları oluşacaktır (Şekil 3.13).



Şekil 3.13: Yük Basamakları.

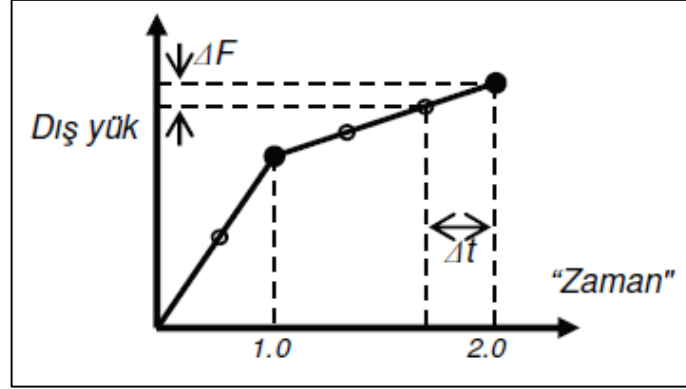
Dengeyi sağlamak adına yapılacak iterasyonlar yüklemenin doğrusal olmayan bir şekil almasını her zaman sağlayamayabilir. Her yük ve alt basamak bir zaman basamağı ile ilişkilidir (Şekil3.14). Zaman statik analizlerde bir sayaçtır, kronometre değeri değildir. Oran artırımı analizlerde zaman değeri örneğin; yer değiştirme miktarı olarak verilebilir, böylece yük ve çökme eğrisi elde edilmiş olur.



Şekil 3.14: Zaman Basamakları.

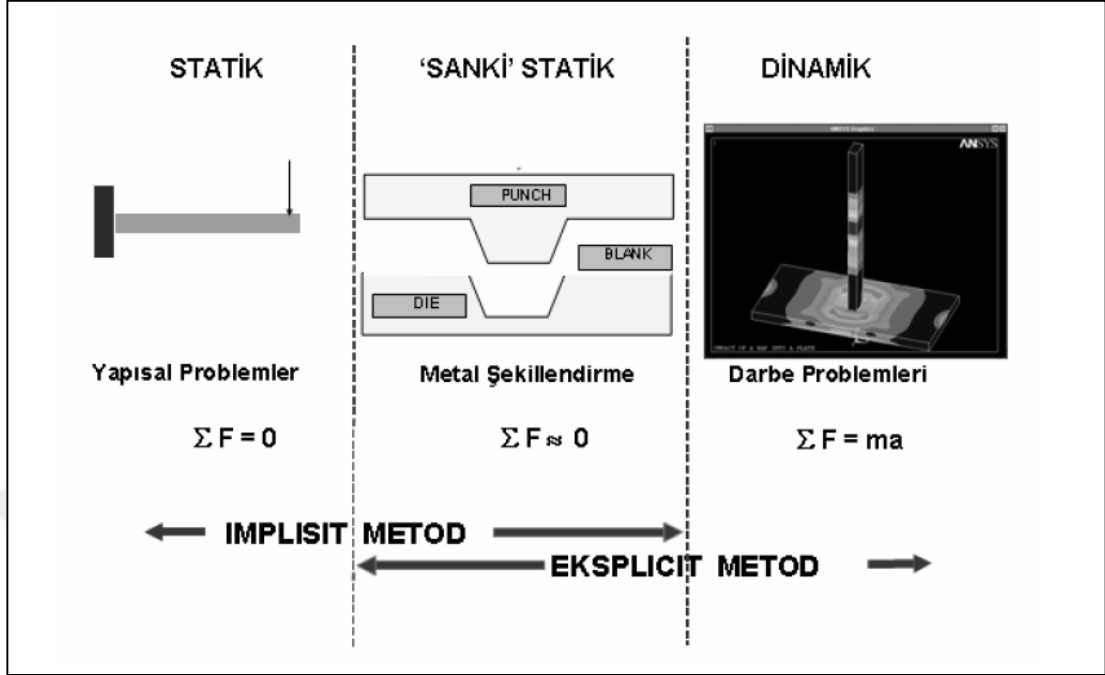
Her basamak değişimi arasındaki zaman artırımını; zaman basamağı veya zaman adımı olarak ifade edilebilir (Δt). Zamandaki yüksek artış, daha büyük bir yük artışı ΔF doğurur, böylece zaman adımının değişimi sonuca direk etki eder. Paket sonlu

elemanlar programları zaman artışı Δt değerinin ne olması gerektiğini girdilerinden hesaplayan algoritmalar içerir.



Şekil 3.15: Yük ve Zaman Değişimi.

3.4. Sonlu Elamanlar Metodunda İmplicit ve Eksplisit Yaklaşımlar



Şekil 3.16: Eksplisit ve İmplicit Yöntemlerin Kullanım Yerleri.

İmplicit ve Eksplisit yöntemler sonlu eleman problemlerinin çözümünde kullanılan yaklaşımlardır. Genel bir ifade ile implicit yaklaşım zamandan bağımsız problemlerin çözümünde kullanılırken (Statik yapısal problemler, harmonic problemler ve modal analizler gibi), eksplisit yöntem ise yüksek deformasyonlu ve zamana bağlı problemlerin çözümünde kullanılır. (Çarpışma, darbe problemleri gibi). İmplicit ve Eksplisit metotlar arasındaki temel fark hız ve ivmeye dayanmaktadır.

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = F \quad (3.8)$$

Eşitlikte x yer değişimi, m kütleyi, c sönümlmeyi ve k direngenliği temsil etmektedir. $\dot{u}$ ve $\ddot{u}$ ise u 'nun birinci ve ikinci türevleri olup hız ve ivmeyi temsil etmektedir.

3.4.1. İmpilisit Yaklaşım

Bu yaklaşımda, yer değişimi zamanın bir fonksiyonu değildir. Böylece yer değişiminin zamana bağlı olan türevleri sıfır olur yani kütle ve sönümleme değerleri ihmal edinilebilir.

İmpilisit metotta direngenlik matrisinin (K) tersini almak gereklidir. Büyük oranlarda deformasyon içeren problemlerde, örneğin çarpışma problemleri, milyonlarca serbestlik derecesi direngenlik matrisi sayısını artırmaktadır. Direngenlik matrisi sayısındaki bu artış matrisin tersini alma işlemini de uzatmaktadır. Bu yüzden direngenlik matrisinin tersini almaya gerek olmayan eksplisit metot yüksek deformasyon problemlerinde doğal olarak tercih edilmektedir.

3.4.1.1. İmpilisit Programlarda (ANSYS gibi) İzlenen Prosedürler

İmpilisit programlarda izlenen prosedürler şu şekilde sıralanabilir;

- Elemanların lokal katılık matrisi hesaplanır.
- Tam (Global) katılık matrisi oluşturulur.
- Katılık matrisinin (K^*) tersi alınarak katsayılar matrisi elde edilir.
- Sağ vektörü (eski yer değiştirmeler) hazırlanır.
- Yeni yer değiştirmeler tersi alınmış katılık matrisi (K^*) ile sağ vektörün çarpımı ile elde edilir.
- Birim şekil değiştirmeler, gerilmeler ve kuvvetler her eleman için yeni yer değiştirmelere göre hesaplanır.

İmpilisit yazılımlarda en çok zamanı denklemlerin çözümü alır.

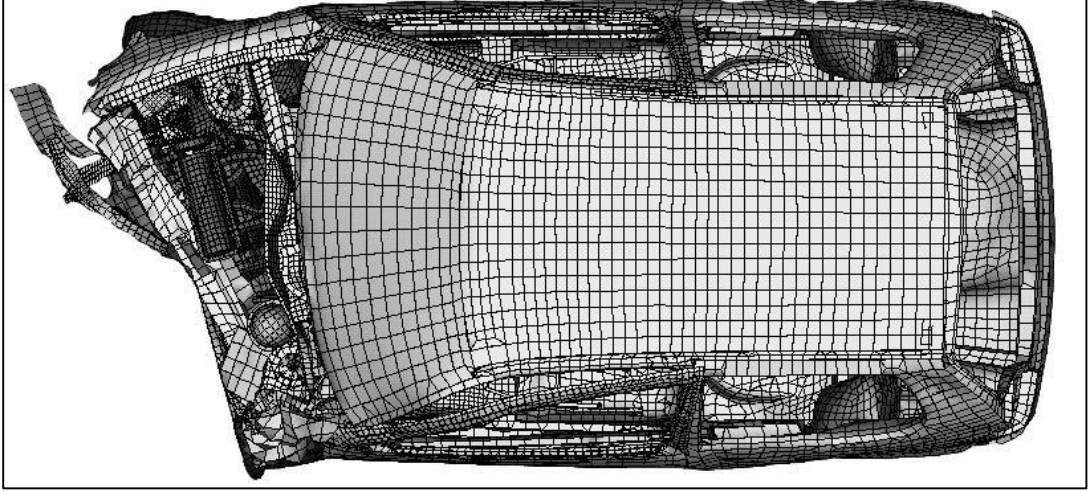
3.4.2. Eksplisit Yaklaşım

İmplicit metodun tersine eksplisit metotta yer değişimi zamanın bir fonksiyonudur. Bundan dolayı hız ve ivme ve de kütle ve sönümlleme bu yöntemde ihmal edilemez. Bu metotta problemler central difference time integration (CDTI) tüm düğümlerde uygulanarak çözüm elde edilir. Bu yöntem doğrusal olmayan problemlerde katılık matrisinin tersini almak yerine kütle yığın matrisinin tersini alarak çözüme ulaşmayı hedefler. CDTI yönteminde hareket denklemi t_n zaman basamağında t_{n-1} zaman basamağını değerlendirilerek çözüme ulaşılır.

Eksplisit metod veya algoritması zaman basamağı artışlarında çalışmaktadır. Örnek olarak yer değişim zamana bağlı olarak hesaplanır. Çarpışma analizini düşündüğümüzde 1.zaman basamağında($t=0$) darbe oluşmayacağı için deformasyon sıfırdır. 2.zaman aralığında($t=5ms$) eksplisit algoritma 5ms'deki deformasyonu hesaplayacaktır.

Eksplisit iterasyon birçok sonlu elemanlar çözüm yönteminden çok daha hızlı çözüme ulaşır. Bu yüzden çok eleman içeren ve zaman basamağı sık doğrusal olmayan problemlerde tercih edilir. Sonuçların tutarlılığı yapılan kabullere bağlı olsa da genelde gerilmeden ziyade, yer değiştirme sonuçları istenen problemlerde tercih edilir. Bu tip problemlere; havacılıkta kus çarpması, otomotivde çarpışma, devrilme simülasyonları ve benzeri problemler örnek olarak gösterilebilir.

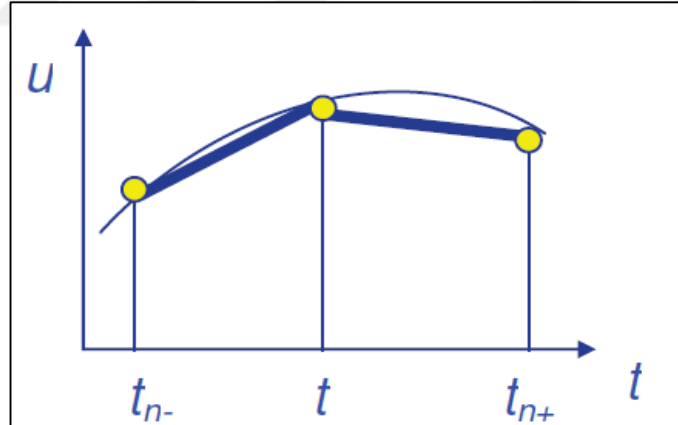
Eksplisit yöntem kullanan yazılımlardan bazıları LS Dyna, Pam Crash ve Abaqus olarak sıralanabilir. Bu tezde LS Dyna kullanılarak darbe analizleri yapılacaktır.



Şekil 3.17: Eksplisit Yöntem ile Analizi Yapılmış Bir Araç.

3.4.2.1. Eksplisit Yaklaşımında Zaman İntegrasyonu (Merkezi Farklar Metodu)

Doğrusal olmayan dinamik sistemlerin çözümü için en sıklıkla kullanılan yöntemdir. Bu metot lineer değişen yer değiştirme kabulüne dayanır.



Şekil 3.18: Yer Değiştirme Zaman Grafiği.

Temel hareket denklemini zamana göre ilerletirsek (t_n):

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F_n^a\} \quad (3.9)$$

İvme ve hızın zamana bağlı denklemleri (t_n):

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{\Delta t^2} (u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) \quad (3.10)$$

$$\dot{u}_n = \frac{1}{2\Delta t} (u_{n+1} - u_{n-1}) \quad (3.11)$$

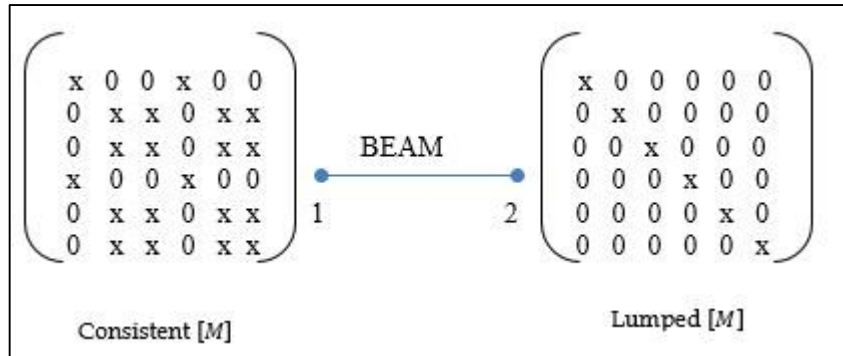
t_{n+1} Anında bilinmeyen yer değiştirmelerin çözülebileceği denklem sistemi:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{2}{\Delta t} [C] \right) \{u_{n+1}\} = \{F_a^n\} - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2} [M] \right) \{u_n\} - \left(\frac{1}{\Delta t^2} [M] - \frac{1}{2\Delta t} [C] \right) \{u_{n-1}\} \quad (3.12)$$

Bu denklemde kütle $[M]$ matrisini iki farklı tipte ifade etmek mümkündür;

- Tutarlı (consistent) kütle matrisi
- Topaklanmış, yığılmış (lumped) kütle matrisi

Bir yığın kütle matrisi yaratmak için her elemanın kütlesi hesaplanıp o elemanın düğüm sayısına bölünmelidir. Bu sonuçlar bir köşegen matrise yerleştirildiğinde yığın kütle matrisi elde edilmiş olur.



Şekil 3.19: Tutarlı ve Topaklanmış Kütle Matrisi.

Ekspilisit zaman integrasyon metodunda tutarlı kütle matrisi kullanılmaz. Yerine topaklanmış kütle matrisi kullanılır.

Eğer $[M]$ kütle matrisi topaklanmış kütle matrisi ise ve $[C]$ matrisi de kütle matrisinden orantılanarak türetilmiş sönümlleme matrisi ise ekspilisit zaman integrasyonu oldukça başarılı sonuçlar verecektir. Çünkü denklem sistemi birbirinde bağımsız denklemlerden oluşacaktır.

3.4.2.2. Eksplicit Yöntemin Avantajları

- [K] Katılık matrisini organize etmeye gerek yoktur.
- Çözülmesi gereken denklem sistemleri yoktur.
- Bilgisayar işlemlerinde daha az bellek kullanılır.
- Her zaman basamağı için daha az analizle uğraşılır.
- Doğrusal ve doğrusal olmayan çözümler arasında fark yoktur.

3.4.2.3. Eksplicit Yöntemde Zaman Stabilite Limiti

İmpilisit zaman integrasyonunda zaman hep stabildir. Zaman basamağı miktarı keyfi olarak geniş tutulabilir ancak istenen sonuçlara uygun değerlerde seçilmelidir. Eğer doğrusal olmama söz konusuysa zaman basamağının miktarı yakınsamayı yakalayabilecek kadar küçük seçilmelidir.

Ekspilisit zaman integrasyonunda ise zaman yalnızca, zaman basamağının boyutu kritik zaman basamağı boyutunun değerinden küçükse stabildir.

$$\Delta t \leq \Delta t^{crit} = \frac{2}{w_{max}} \quad (3.13)$$

Burada w_{max} = en büyük doğal dairesel frekanstır.

Bir çubuğun kritik zaman basamağının boyutu ise;

Doğal Frekans;

$$w_{max} = \frac{c}{l} \quad (3.14)$$

Ses hızı;

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.15)$$

Δt zamanı dalganın l uzunlugundaki bir çubugun üzerinden yayılmak için ihtiyaç duyduğu süredir. Ekspilisit zaman integrasyonunda kritik zaman basamağının boyutu elemanın uzunluğuna ve malzeme özelliklerine bağlıdır.

3.4.2.4. Ekspilisit Programlarda (LS-DYNA gibi) İzlenen Prosedürler

Ekspilisit programlarda izlenen prosedürler şu şekilde sıralanabilir;

- Kütle matrisi hesaplanır, her düğüm noktasındaki kütle hesaplanır. (Bu işlem yalnız bir kere en başta yapılır.)
- Sağ vektörü (eski yer değiştirmeler) hazırlanır.
- Eski yer değiştirmelere göre birim şekil değiştirmeler, gerilmeler ve kuvvetler her eleman için hesaplanır.
- Yeni yer değiştirmeler sağ vektörün düğüm noktalarındaki yüklere bölünmesi ile elde edilir.

Ekspilisit programlarda geçiş analizlerinde 2 ila 3 iterasyon döngüsü gereklidir ayrıca doğrusal ve doğrusal olmayan analiz arasında fark yoktur. Ekspilisit yazılımlarda en çok zamanı eleman formülasyonunun oluşturması alır.

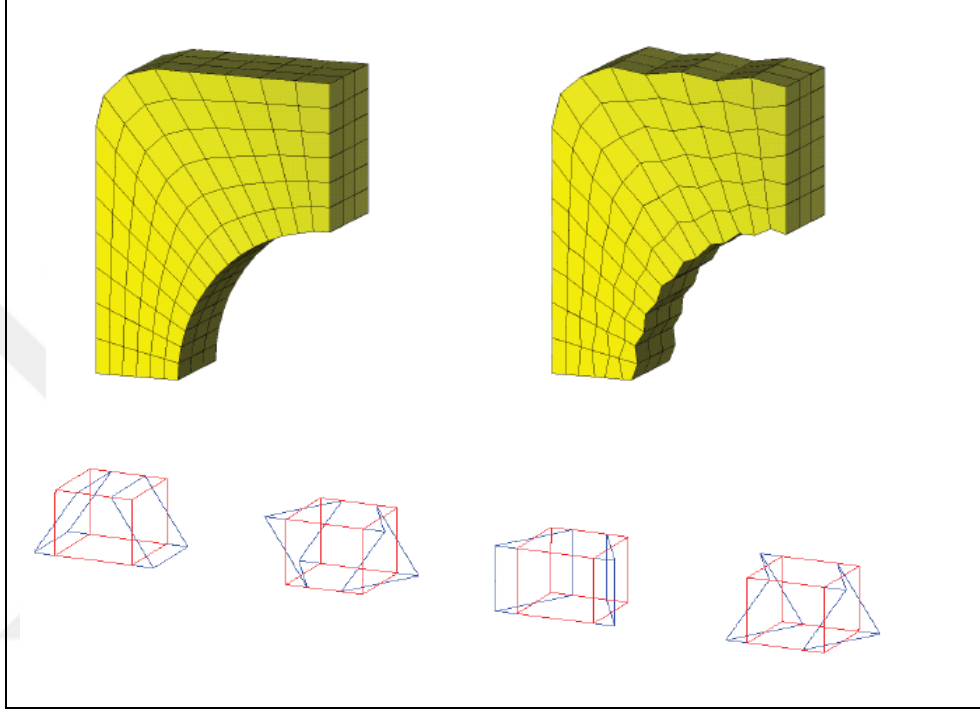
3.4.2.5. Ekspilisit Zaman İntegrasyonunda Elemanlar

Ekspilisit analiz prosedüründe en çok süreyi ve işlemi elemanların işlenmesi alır. Bu yüzden hızlı eleman formülasyonları gereklidir. Elemanlardaki integrasyon noktalarının miktarı toplam CPU zamanını direk etkiler. Bu yüzden indirgenmiş elemanlar kullanılır.

Standart kabuk elemanlar ortalama düzlemde bir adet hesap noktası içerir ilave olarak kullanıcı tarafından tanımlanacak hesap noktaları kalınlığa eşit aralıklarla yerleşir. Tek hesaplama noktasının avantajları; bilgisayardaki hesaplama süresini kısaltmak ve büyük eleman deformasyonlarında sağlıklı sonuç elde etmektir. Tek hesaplama noktasının dezavantajı ise hiç enerji harcamadan deformasyonun mümkün olmasıdır (Kum saati durumu).

3.4.2.6. Kum Saati Durumları

3.4.2.5’de de değinildiği gibi sıfır enerji ile gerçekleşen deformasyonlar kum saati durumu (Hourglass Modes) olarak adlandırılmıştır ve bu deformasyonları kontrol altında tutmak analizin tutarlılığı açısından gereklidir.



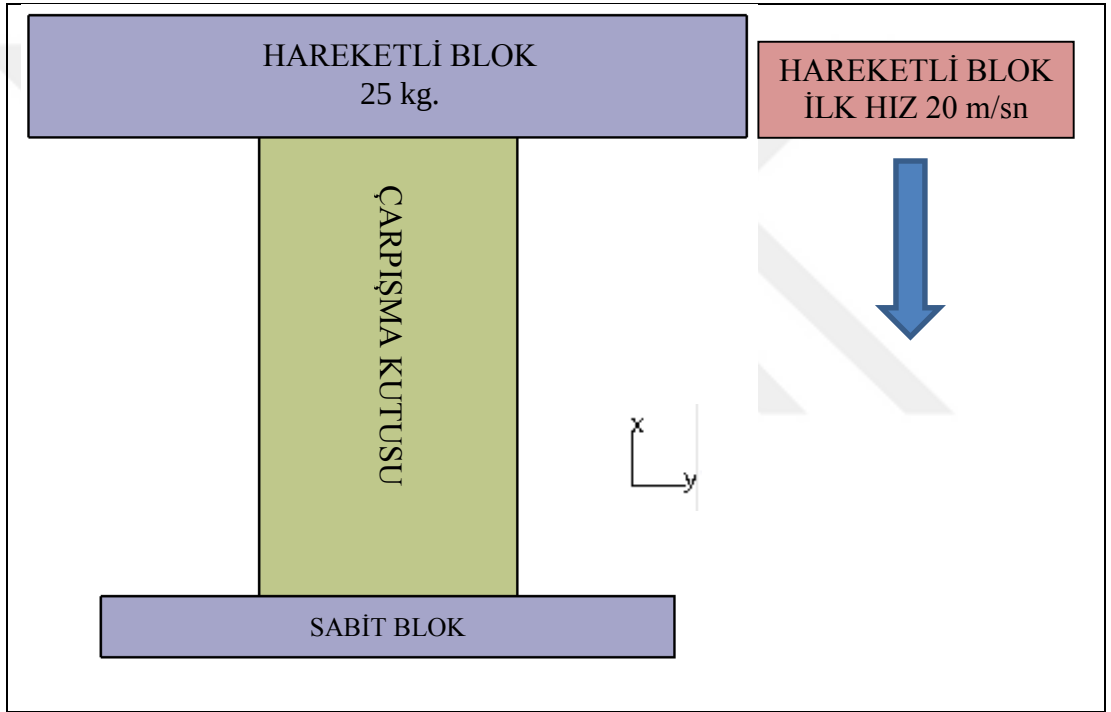
Şekil 3.20: Kum Saati Hatasının Şekil ile Gösterimleri.

Özellikle tek noktadan yapılan yüklemeler kum saati durumunun oluşmasına sebep olur. Kum saati durumu oluşan eleman bu etkiyi komşusu olduğu elemanlara da iletir. İşlemler esnasında tek noktadan uygulanan yüklere dikkat edilmelidir ayrıca bu yükleme durumu temas esnasında da oluşabilmektedir.

4. İNCE CİDARLI YAPILARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANILARAK İNCELENMESİ

4.1. Çarpışma Kutusu (Crash Box) Analizleri

Sonlu elemanlar yöntemiyle analizi yapılacak parçaların reel testlerde kullanılan başlangıç ve sınır şartlarını yansıtması analizinin doğruluğu açısından önem taşımaktadır.



Şekil 4.1: Analizin Temel Prensipleri.

Analizin temel prensiplerini gösteren yukarıdaki şekilde de görüldüğü gibi test parçaları biri sabit ve biri diğeri hareketli iki rijit blok arasında, 25 kg'lık hareketli bloğun -x eksenine doğrultusunda saniyede 20 metre hızla (72 km/sa) çarpması sonucu deformasyona maruz bırakılmışlardır.

4.2. Analizin Formülasyonu

Çarpışmaların ya da darbenin 2 çeşidi bulunmaktadır. Bunlar Elastik ve plastik darbe türleridir. Bu tezde konu olan ve otomobillerde ön tamponda bulunan çarpışma kutusu plastik darbeye yani plastik şekil değişimine maruz kalmaktadır. Yolcuların can güvenliğini sağlamak amacıyla kullanılan bu parçalar oldukça kritik bir öneme haizdir.

İki aracın birbiriyle çarpışması durumunda ya da bir aracın sabit bir cisme çarpması durumunda elastik-plastik olarak adlandırılan darbe durumu ortaya çıkmaktadır. Rijit cismin darbe öncesi sahip olduğu kinetik enerji enerjinin korunumu ilkesinden yola çıkılarak ya tamamen çarpışma kutusu tarafınca absorbe edilebilecek ya da maksimum deformasyona ulaştığı halde rijit cismin enerjisini tamamen sönmüleyemeyecektir. Bu durumu aşağıdaki gibi formülize edebiliriz;

$$\frac{1}{2}M_A V_A^2 = \frac{1}{2}M_A V_0^2 + \frac{1}{2}M_B V_0^2 \quad (4.1)$$

Eşitlikte M_A rijit cismin çarpışma öncesi ilk kütesini, yine V_A rijit cismin çarpışma öncesi hızı temsil etmektedir. M_B Çarpışma kutusunun ilk kütesini temsil ederken V_0 ise hem rijit cismin hem de çarpışma kutusunun son hızlarını ifade etmektedir.

Momentumun korunumunu da göz önüne alırsak çarpışma öncesi ve sonraki durum aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$M_A V_A = (M_A + M_B) V_0 \quad (4.2)$$

Cisimlerin ayrılmasından sonra gerek enerji ve gerekse momentumun korunumunu aşağıdaki gibi ifade edersek;

$$\frac{1}{2}M_A V_A^2 = \frac{1}{2}M_A V_{A2}^2 + \frac{1}{2}M_B V_{B2}^2 \quad (4.3)$$

$$M_A V_A = (M_A V_{A2} + M_B V_{B2}) \quad (4.4)$$

Bu denklemlerde; V_{A2} ve V_{B2} sırasıyla rijit cismin ve çarpışma kutusunun cisimlerin ayrılmasından sonraki hızlarını ifade etmektedir.

Bu tip çarpışmalarda, darbe kuvvetleri eşit ve zıt yönlü olduğu için doğrusal momentumun korunumu teorisi korunmuş olmaktadır. Bu noktadan yola çıkarak;

$$M_A V_A + M_B V_B = (M_A V_{A2} + M_B V_{B2}) \quad (4.5)$$

Çarpışma sonrası hızlar, geri sıçrama ya da geri yaylanma katsayısı adıyla bilinen oran ile hesaplanabilmektedir. Bu oran çarpışma sonrası cisimleri hızların, çarpışma öncesi hızlarına oranıdır.

$$e = \frac{V_{B2} - V_{A2}}{V_A - V_B} \quad (4.6)$$

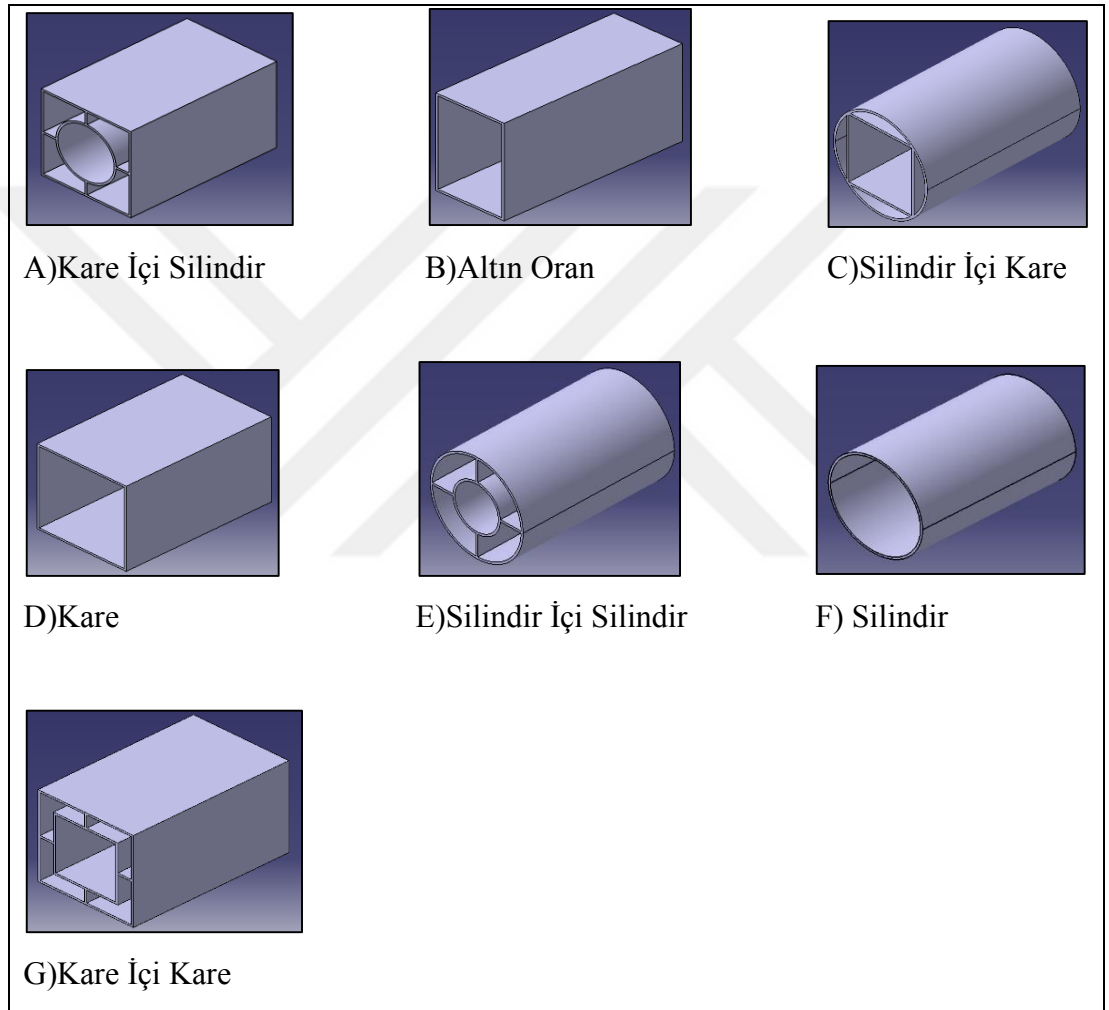
Geri sıçrama katsayısı, 2 cismin çarpışması sonrasında geriye ne kadar kinetik enerjinin kaldığını gösteren bir göstergedir. Eğer bu katsayı yüksekse (1'e çok yakın bir değer), bu çarpışma esnasında çok az bir kinetik enerji absorpsiyonunun olduğu anlamına gelmektedir. Eğer bu değer düşükse (0'a çok yakın bir değer), bu ise kinetik enerjinin çarpışma sırasında sönmüldüğü anlamına gelmektedir.

Aşağıdaki denklem çarpışma sonrası enerji dağılımını bulmak için kullanılır;

$$E_{Plastic} = \frac{1}{2} M_A V_A + \frac{1}{2} M_B V_B - \frac{1}{2} (M_{A2} V_{A2} + M_{B2} V_{B2}) \quad (4.7)$$

4.3. Analizi Yapılacak arpışma Kutusu Parçalarının Geometrisi

Bu tezde giriş bölümünde de bahsedildiğı gibi 7 farklı geometri ve 3 farklı kalınlık ihtiva eden parçaların enerji absorbsiyon kabiliyetleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak karşılaştırılacaktır. Parçalar ekstrüzyon yöntemi kullanılarak üretilebilecek parçalar olup tasarımları Catia V5R19 CAD programında yapılmıştır.



Şekil 4.2: Analizi Yapılacak Parçalar.

Aşağıdaki tabloda test parçaları ile ilgili geometrik bilgiler yer almaktadır;

Tablo 4.1: Analizi Yapılacak Parçaların Geometrik Ölçüleri.

GEOMETRİ	KISALTMA	KALINLIK (mm)	SİLİNDİR DIŞ ÇAP (mm)	SİLİNDİR İÇ ÇAP (mm)	DIŞ KARE EN-BOY (mm)	İÇ KARE EN-BOY (mm)	UZUNLUK (mm)
KARE	K1	1,6	-	-	90		150
KARE	K2	1,8	-	-	90		150
KARE	K3	2,0	-	-	90		150
SİLİNDİR	S1	1,6	90	-	-		150
SİLİNDİR	S2	1,8	90	-	-		150
SİLİNDİR	S3	2,0	90	-	-		150
SİLİNDİR İÇİ KARE	SIK1	1,6	90	-	63,64		150
SİLİNDİR İÇİ KARE	SIK2	1,8	90	-	63,64		150
SİLİNDİR İÇİ KARE	SIK3	2,0	90	-	63,64		150
KARE İÇİ SİLİNDİR	KIS1	1,6	-	60	90		150
KARE İÇİ SİLİNDİR	KIS2	1,8	-	60	90		150
KARE İÇİ SİLİNDİR	KIS3	2,0	-	60	90		150

Tablo 4.1: Devam.

KARE İÇİ KARE	KIK1	1,6	-	-	90	60	150
KARE İÇİ KARE	KIK2	1,8	-	-	90	60	150
KARE İÇİ KARE	KIK3	2,0	-	-	90	60	150
SİLİNDİR İÇİ SİLİNDİR	SIS1	1,6	90	45	-	-	150
SİLİNDİR İÇİ SİLİNDİR	SIS2	1,8	90	45	-	-	150
SİLİNDİR İÇİ SİLİNDİR	SIS3	2,0	90	45	-	-	150
GEOMETRİ	KISALTMA	KALINLIK (mm)	DIŞ ÇAP (mm)	İÇ ÇAP (mm)	EN (mm)	BOY (mm)	UZUNLUK (mm)
ALTIN ORAN	AO1	1,6	-	-	55,624	90	150
ALTIN ORAN	AO2	1,8	-	-	55,624	90	150
ALTIN ORAN	AO3	2,0	-	-	55,624	90	150

Tablodan da anlaşıldığı üzere tüm modeller 150 mm boyunda yapılarak sonuçların tutarlı olması hedeflenmiştir.

4.4. Analizin Ön Hazırlığı

4.4.1. Ansys'e Giriş

ANSYS yazılımı, mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan interaksiyonunu simüle etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simüle edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu simülasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır. ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD datalarını alabilmekte hem de içindeki “preprocessing” imkanları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Gene aynı preprocessing içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani mesh de oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir [22].

Tez çalışmasında Ansys 16.2 programı ön hazırlayıcı (problemin tanımlanması ya da preprocessing) olarak kullanılmıştır. Ön hazırlamada yapılan işlemlere kısaca değinirsek;

- Başlığın belirlenmesi

Problemin sonraki dönemde rahat erişilebilir olması amacıyla yaptığımız ise bir isim verilmesi diye düşünülebilir. Bu seçenek özellikle aynı temel model üzerinde farklı yükleme seçenekli çözümler gerçekleştirilmesi durumunda çok faydalıdır.

- Modelin oluşturulması

Model genellikle 2D veya 3D uzayında uygun birimler (m., mm., inç, vb.) kullanılarak çizilir. Model ANSYS ön işlemcisi kullanılarak oluşturulabileceği gibi başka bir CAD paketinde hazırlanmış bir dosyanın (IGES, STEP gibi) ANSYS ön işlemcisi tarafından okunması ile de sağlanabilir. Modelin oluşturulması esnasında dikkat edilmesi gereken konulardan biri çizimde kullanılan birim ile malzeme

özellikleri ve uygulanan yük birimlerinin uyumlu olmasıdır. Örneğin; model mm olarak çizildi ise, malzeme özellikleri SI birimi ile tanımlandığı şekilde olmalıdır.

- Eleman tipinin belirlenmesi

Eleman seçimi modelin geometrisine bağlı olarak 1D, 2D veya 3D olabileceği gibi yapılması düşünülen analizin tipine de bağlıdır.

- Malzeme özelliklerinin girilmesi

Malzeme özellikleri (elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk ve termal iletkenlik, özgül ısı vb.) tanımlamalarının gerçekleştirilmesi.

- Modelin elemanlara bölünmesi (Meshing)

Modelin elemanlara bölünmesi işlemi, model sürekliliğinin belirli sayıdaki ayrı parçalara veya diğer bir ifade ile sonlu elemanlara bölünmesidir. Daha çok sayıda eleman genel olarak daha iyi sonuçlar fakat daha uzun analiz zamanı demektir. Modelin elemanlara bölünmesi kullanıcı tarafından tek tek tanımlanarak yapılabileceği gibi ANSYS tarafından uygun seçenekler kullanılarak otomatik olarak da yapılabilir. Kullanıcı tarafından tek tek tanımlayarak elemanlara bölme işlemi uzun ve zor bir işlemken otomatik olarak elemanlara bölme işleminde gerekli tek şey model kenarları boyunca eleman yoğunluğunun veya eleman büyüklüğünün belirlenmesidir. Ayrıca kullanılan elemanın tipine bağlı olarak eleman özelliklerinin de (gerçek sabitler) tanımlanması gerekir.

- Kontak yönteminin ve yüzeylerinin belirlenmesi

Doğru bir analiz için en önemli kriterlerden biri de doğru kontak türünün belirlenmesidir. Ansys 'de birçok kontak türü mevcut olup yapılacak analizin türüne göre doğru kontak belirlenmelidir.

- Sınır şartlarının tanımlanması

Eğer modele bir yük uygulanırsa, model bilgisayarın sanal dünyasında sonsuza kadar ivmelenir. Bu ivmelenme bir sınırlılık veya bir sınır şartı uygulanana kadar devam eder. Yapısal sınır şartları genellikle sıfır yer değiştirme, termal sınır şartları belirlenmiş bir sıcaklık, akışkan sınır şartları için bir basınç olarak tanımlanır. Bir sınır şartı bütün yönlerde (x,y,z) uygulanabileceği gibi yalnızca belirli bir yönde de

tanımlanabilir. Sınır şartları anahtar noktalarda, düğüm noktalarında, çizgi veya alanlarda tanımlanabilir. Sınır şartı, simetri veya anti simetri tipinde de olabilir.

- Yüklerin uygulanması

Yüklemeler gerilme analizlerinde noktasal bir basınç veya yer değiştirme, termal analizlerde sıcaklık, akışkan analizlerinde hız formunda olabilir. Yükler bir noktaya, bir kenara, bir yüzeye ve hatta toplam cisme uygulanabilir. Yükler model geometrisi ve malzeme özelliklerinde kullanılan birim cinsinden tanımlanmalıdır.

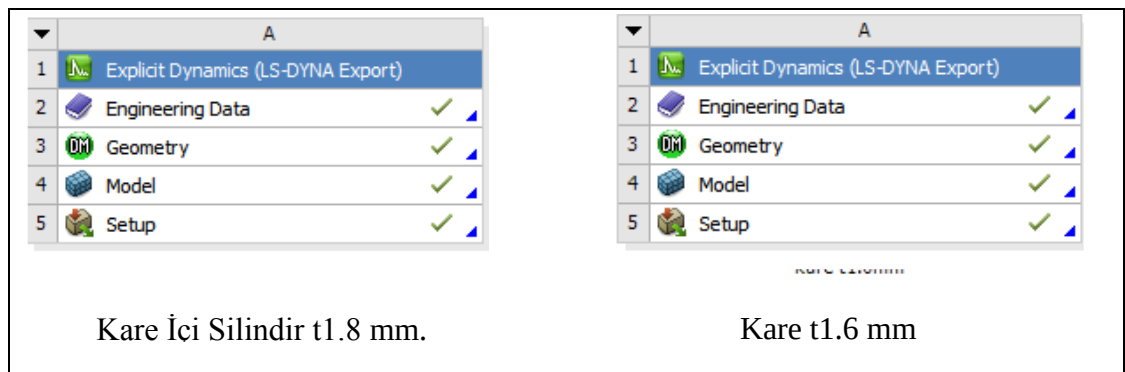
- Analiz süresi ve hourglass etkisinin tayini

Analiz süresi ve hourglass etkisinin tayini sonuçların istenilen düzeyde ve doğru olarak alınmasına etki eden faktörlerdendir.

Tez çalışmasında yukardaki maddelerin nasıl uygulandığını detaylandırırsak;

4.4.2. Başlıkların Belirlenmesi

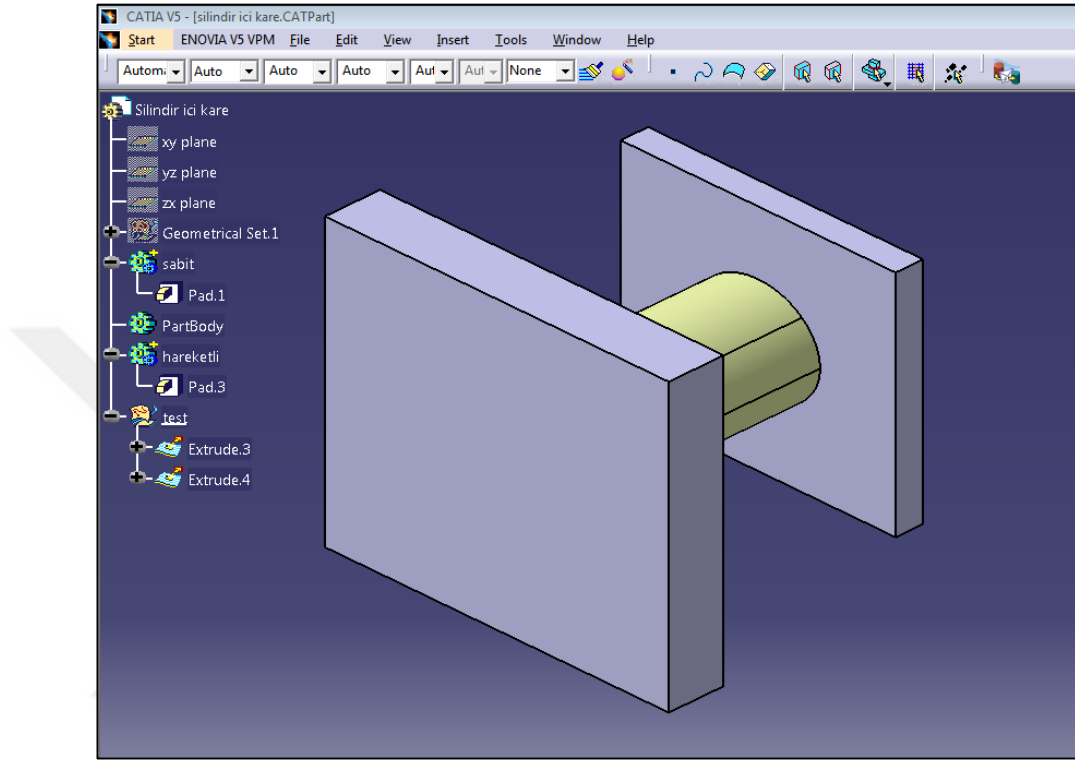
Özellikle farklı kalınlıklar ve farklı geometrilerden oluşan bu çalışmada herhangi bir karışıklığa ve hatalı işlemlere yol açmamak adına her bir geometri ve kalınlık ayrı ayrı isimlendirilmiş ve dosyalanmıştır.



Şekil 4.3: Analizi Yapılacak Parçaların İsimlendirilmesi.

4.4.3. Modelin Oluşturulması

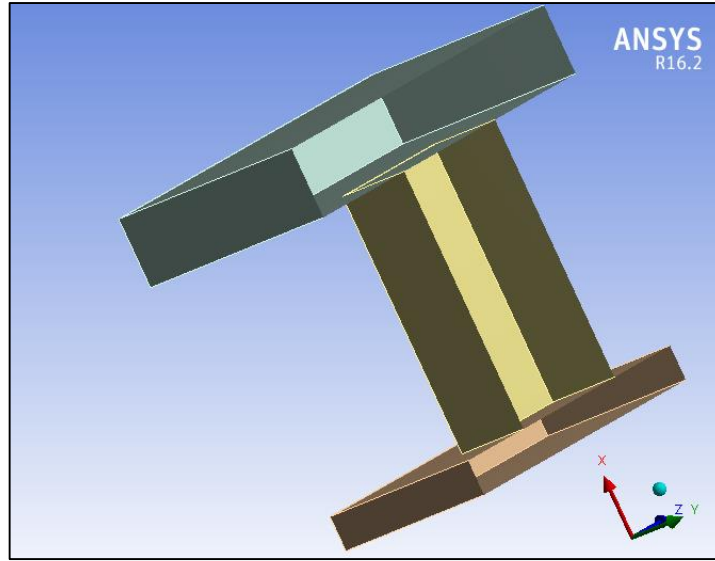
Tezde tüm geometriler CATİA V5R19 ortamında oluşturulmuş ve Step dosyası olarak Ansys' e aktarılmıştır.



Şekil 4.4: Analizi Yapılacak Parçaların Catia Ortamında Parametrik Tasarımı.

4.4.4. Eleman Tiplerinin Belirlenmesi

Analizde çarpışma kutusu parçaları 2D(Shell-Kabuk) elemanlar olarak seçilirken, sabit ve hareketli parçalar 3D(Solid-Katı)elemanlar olarak seçilmiştir. Test parçalarının 3D veya 2D olması sonuçlara etki etmemekte olup çözüm süresini kısaltmak amacıyla.



Şekil 4.5: 2D-3D Elemanların Oluşturulması.

4.4.5. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

4.4.5.1. Plastisite Malzeme Modelleri

ANSYS/LS-DYNA programında 11 farklı plastisite modeli mevcuttur. Hangi modelin seçileceği malzemenin tipi ve malzeme sabitlerinin elde edilebilirliği ile ilgilidir. Doğrusal olmayan sonlu eleman analizlerinin tutarlılığı, girilen malzeme özelliklerinin kalitesine bağlıdır. En iyi sonuçları elde etmek için malzeme üreticilerinden gerekli sabitler temin edilmeli veya malzeme deneysel analiz edilmelidir.

Plastisite modelleri üç farklı kategoriye ayrılabilir;

- Kategori 1

İsotropik malzemelerde birim şekil değiştirme oranından bağımsız plastisite (3 çeşit)

- Kategori 2

İsotropik malzemelerde birim şekil değiştirme oranına bağımlı plastisite (5 çeşit)

- Kategori 3

Anisotropik malzemelerde birim şekil değiştirme oranına bağımlı plastisite (3 çeşit)

Analizde kullanılacak malzeme kategorisini doğru belirlemek çok önemlidir. Bu kategoriden bir alt başlık seçmek daha az önem taşır çünkü bu alt başlığı elimizdeki malzeme verileri belirleyecektir [23].

Analizlerde kullanılacak malzeme kategori 1 sınıfında olduğu için bu maddeyi detaylandırmakta fayda vardır.

4.4.5.2 İsootropik Malzemelerde Birim Şekil Değişirme Oranından Bağımsız Plastisite

Üç farklı birim şekil değişirme oranından bağımsız plastisite modeli mevcuttur:

- Klasik bilineer kinematik pekleşme
- Klasik bilineer isotropik pekleşme
- Elastik plastik Hidrodinamik

Bu modeller malzemenin gerilme birim şekil değişirme davranışını belirtmek için iki eğim kullanır; elastik modül (EX) ve tanjant modülü (ETAN).

Klasik bilineer kinematik pekleşme ve bilineer isotropik pekleşme arasındaki farklar; pekleşme kabulünden ileri gelir. Kinematik pekleşmeye göre ikincil akma $2\sigma_y$ değerinde oluşurken isotropik pekleşmede $2\sigma_{max}'$ da gerçekleşir.

Her iki model için gerekli veriler aynıdır; Yoğunluk, Elastisite modülü, Poisson oranı, Akma gerilmesi ve Tanjant modülü (Etan). Bu çalışmada klasik bilineer isotropik pekleşme modellemesi yapılacaktır.

4.4.5.3. Çarpışma Kutusu Malzemesi Seçimi ve Mekanik Özellikleri

Otomotiv endüstrisi göz önüne alındığında korozyon direncinin yüksek olması, kaynak kabiliyetinin iyi olması, kompleks şekiller verilebilmesi ve diğer bazı önemli faktörler göz önüne alındığında günümüzde Alüminyum 6061-T6 malzemesi bu tip enerji absorbanlarında tercih edilmektedir. Bu tezde de test parçalarının malzemesi olarak Alüminyum 6061-T6 tercih edilmiştir [24].

Aşağıdaki tabloda bu malzemenin kimyasal bileşimi hakkında bilgi verilmiştir;

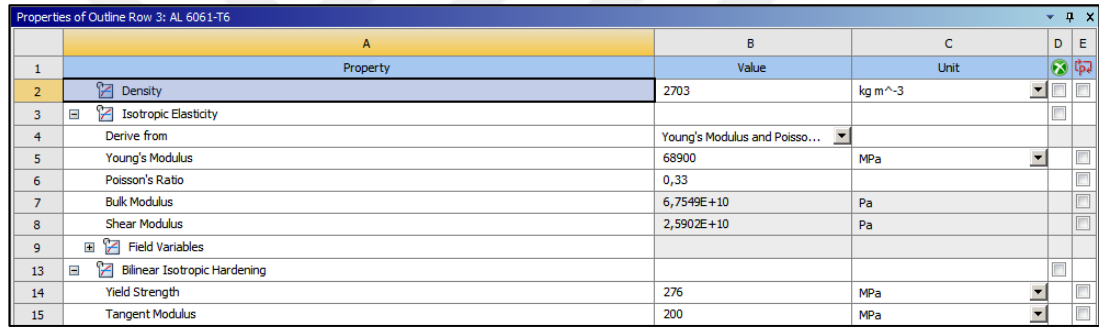
Tablo 4.2: Alüminyum 6061-T6 Kimyasal Bileşimi.

FE	Si	Cr	Mn	Mg	Zn	Cu	Ti	Diğer	Al
0,5	0,6-1,0	0,1	0,2-0,8	0,8-1,2	0,25	0,6-1,1	0,1	0,15	Kalan

Malzemenin mekanik özellikleri ise [25]

Tablo 4.3: Alüminyum 6061-T6 Mekanik Özellikleri.

TEMPER	AKMA MUKAVEMETİ(MPA)	ÇEKME MUKAVEMETİ(MPA)	ELASTİSİTE MODULÜ(MPA)	KIRILMA UZAMA (%)
T6	276	310	68900	17



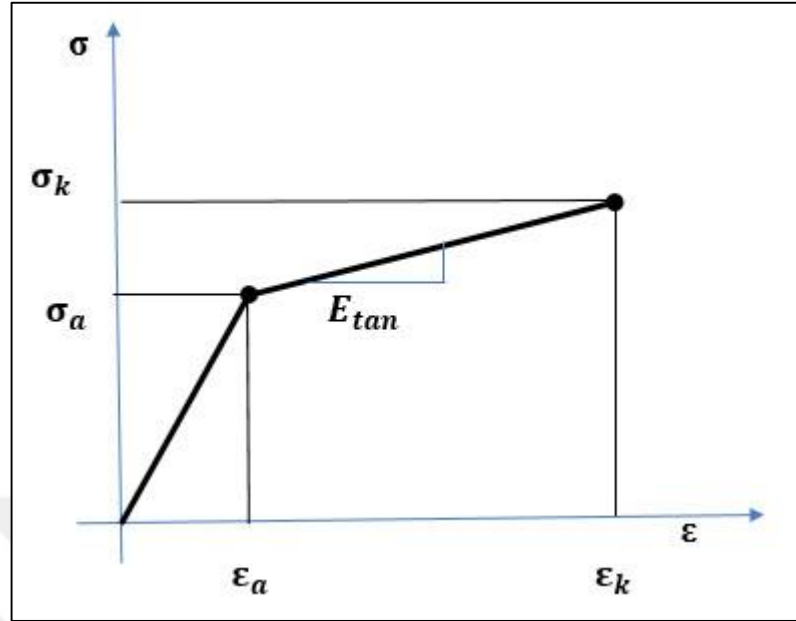
Properties of Outline Row 3: AL 6061-T6				
	A	B	C	D E
	Property	Value	Unit	
2	Density	2703	kg m ⁻³	
3	Isotropic Elasticity			
4	Derive from	Young's Modulus and Poisso...		
5	Young's Modulus	68900	MPa	
6	Poisson's Ratio	0,33		
7	Bulk Modulus	6,7549E+10	Pa	
8	Shear Modulus	2,5902E+10	Pa	
9	Field Variables			
13	Bilinear Isotropic Hardening			
14	Yield Strength	276	MPa	
15	Tangent Modulus	200	MPa	

Şekil 4.6: Analiz için Gerekli Malzeme Girdileri.

Ansys' de AL6061-T6 malzemesi için eğer sıcaklıktan bağımsız bir analiz düşünülüyor ise (ki bu tez çalışmasında sıcaklık 24°C sabit kabul edilmiştir) kullanıcı tarafından girilmesi gereken değerler izotropik elastisite için; Young's Modulus, Poisson's Ratio ve Plastisite için; bilineer isotropic Hardening modellemesinde Yield Strength ve Tangent Modulus değerleridir. (Şekil 4.6)

Bu değerlerden tanjant modülü haricindeki tüm veriler malzemenin data sheet dosyasından alınmıştır. Burada Tanjant modülünün bulunuşuna değinirsek;

• TANJANT MODÜLÜ



Şekil 4.7: Bilineer İzotropik Sertleşme’de Tanjant Modülü.

$$E_{tan} = \frac{\sigma_k - \sigma_a}{\frac{\epsilon_k - \epsilon_a}{100}} \quad (4.8)$$

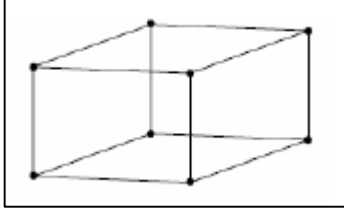
σ_a Değeri 0,0004 olduğu için ihmal edilirse E_{tan} ;

$$E_{tan} = \frac{310 - 276}{\frac{17}{100}} \quad (4.9)$$

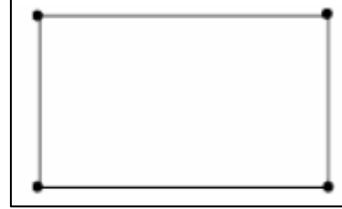
$E_{tan} = 200$ MPA Bulunur.

4.4.6. Modelin Elemanlara Bölünmesi (Meshing)

Gerek kalıplar ve gerekse test parçaları Quadrilateral elemanlardan oluşturulmuştur.



Şekil 4.8: Kalıp Elemanları



Şekil 4.9: Test Parçası Elemanları (kabuk eleman)

Ansys' te genel mesh ayarları kullanılarak 3D kalıp ve 2D test parçalarına ilk meshleme yapılmıştır. Bu arada başlangıçta elemanların boyutu 10 mm olarak ayarlanmıştır.

Mesh	
Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	Explicit
☐ Relevance	100
Sizing	
Use Advanced Size ...	Off
Relevance Center	Fine
☐ Element Size	1,e-002 m
Initial Size Seed	Full Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Len...	4,e-003 m
Inflation	
Patch Conforming Options	
Patch Independent Options	
Advanced	
Number of CPUs fo...	Program Controlled
Shape Checking	Explicit
Element Midside N...	Dropped
Straight Sided Elem...	
Number of Retries	0
Extra Retries For As...	Yes
Rigid Body Behavior	Full Mesh
Rigid Face Mesh Type	Quad/Tri
Mesh Morphing	Disabled

Mesh kalitesini artırmak amacıyla 100 yapıldı

Mesh kalitesini artırmak amacıyla fine yapıldı

Başlangıç olarak kaba mesh atıldı (10 mm)

Mesh kalitesini artırmak amacıyla high yapıldı

Mesh kalitesini artırmak amacıyla slow yapıldı

Explicit analiz moduna alındı

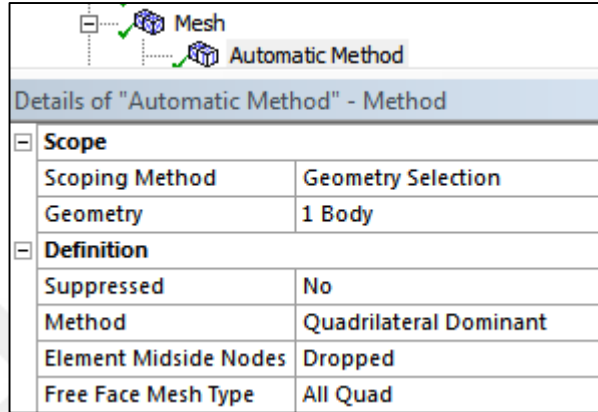
Elemanların ortalarında node oluşturulması iptal edildi (LS-DYNA bu tip elemanları kabul etmemektedir)

Şekil 4.10: Genel Meshleme.

Test parçalarında eleman sayısını artırmak ve daha kalite mesh elde etmek için iki özel mesh uygulaması daha genel mesh' e eklenmiştir. Bunlar;

- Automatic Method

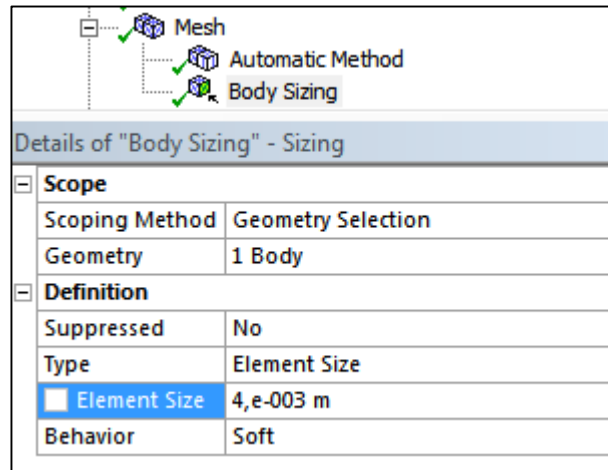
Test parçalarında tüm elemanların Quadrilateral olmasını sağlamak amacıyla otomatik metot eklenmiştir



Şekil 4.11: Otomatik Meshleme.

- Body Sizing

Body sizing yöntemiyle test parçalarındaki elemanların boyutu 4 mm.' ye düşürülmüştür.



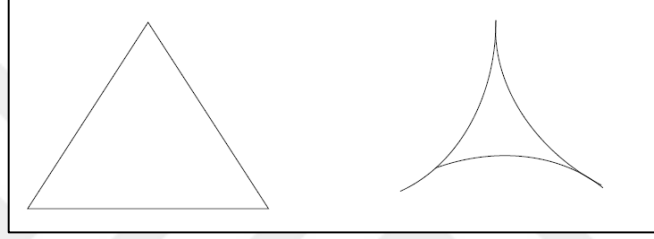
Şekil 4.12: Boyut Meshlemesi.

4.4.6.1. Mesh Kalitesinin Kontrolü

Her test parçasının geometrisi farklı olduğu için eleman ve node sayıları farklılık göstermekle birlikte mesh kalitesi aşağıda belirtilen iki önemli faktör ile kontrol altına alınmıştır.

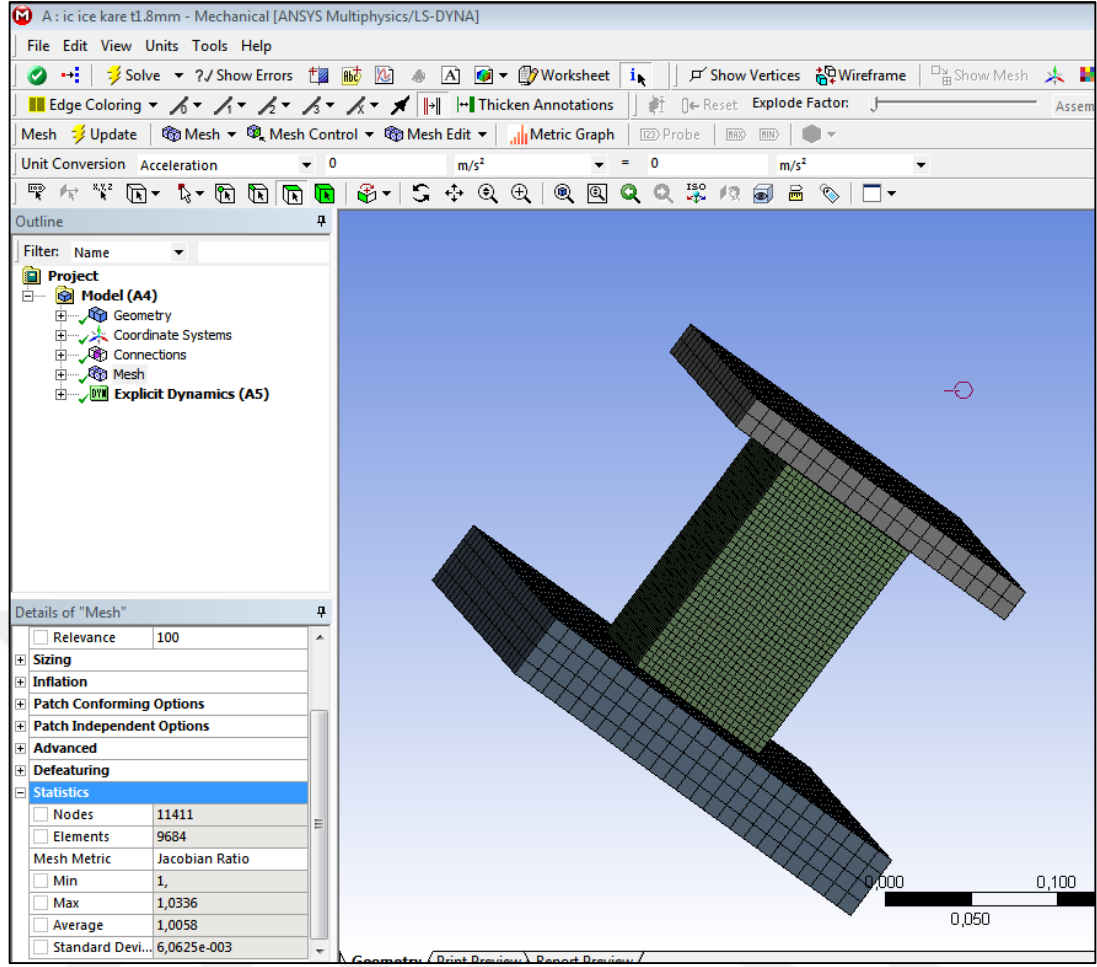
- Jacobian Ratio

Jacobian oranı elemanların eğrilik durumları ile ilgilidir. Jacobian noktaları diferansiyel anlamda kaliteli elemanlar için kullanılır. Jacobian oranının kabul edilemez seviyelerde olması elemanın kendisi ile kesişmesi manasına gelir.



Şekil 4.13: Jacobian Ratio.

- Jacobian=1 Mükemmel eleman
- $1 < \text{Jacobian} < 40$ Kabul edilebilir değerler
- $40 < \text{Jacobian} < \dots$ Kabul edilemez değerler
- $\dots < \text{Jacobian} < 1$ Asla kabul edilemez değerler

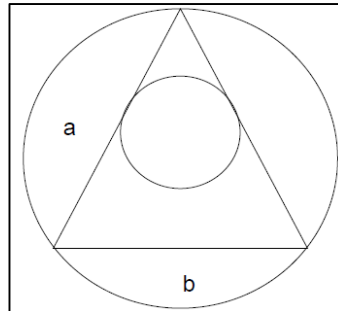


Şekil 4.14: Jacobian Ratio Kontrolü.

Örnek olması açısından yukarıda görüldüğü gibi iç içe kare t1,8 mm’de jacobian oranı ortalama 1,0058 ile çok iyi bir meshleme yapıldığı anlaşılmaktadır.

- Aspect Ratio

Meshin en büyük kenarı ile en küçük kenarı oranıdır.

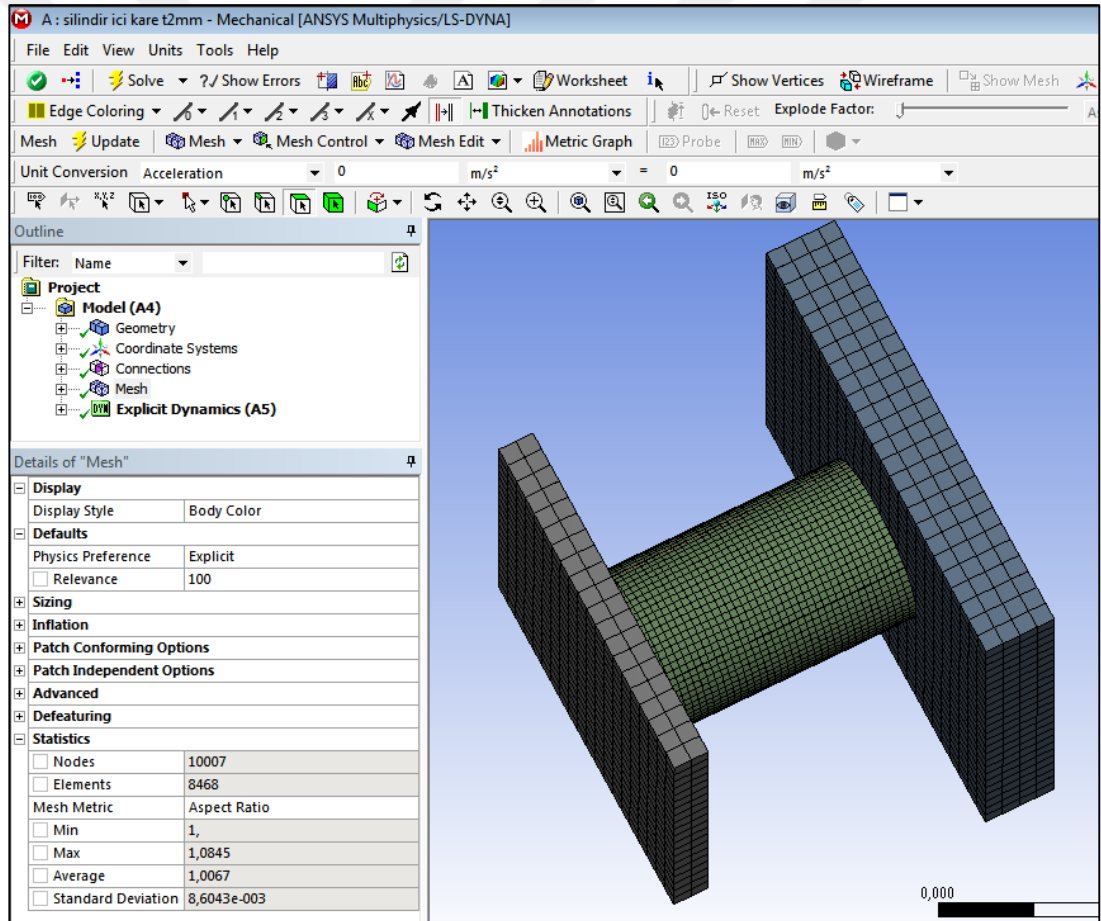


Şekil 4.15: Aspect Ratio.

$$AR = \frac{a}{b} = \frac{R}{r} \quad (4.11)$$

- AR = 1 Mükemmel meshleme
- 1<AR<3 İyi meshleme
- 3<AR<10 Kabul edilebilir meshleme
- 10<AR<... Kötü Meshleme

Aspect ratio oranı ne kadar büyürse meshin geometrik dengesizliği o oranda artacaktır. Bu sebeple bu oran mümkün olduğunca kabul edilebilir seviyelere çekilmelidir.



Şekil 4.16: Aspect Ratio Kontrolü.

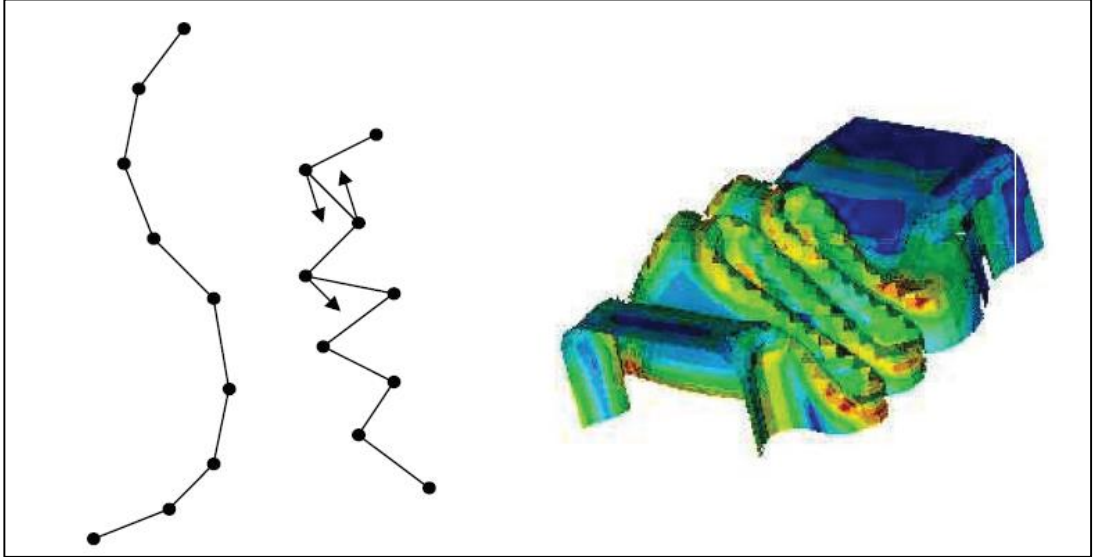
Örnek olması açısından yukarıda görüldüğü gibi silindir içi kare t 2,0 mm’de aspect ratio ortalama 1,0067 ile çok iyi bir meshleme yapıldığı anlaşılmaktadır.

4.4.7. Kontak Yönteminin ve Yüzeylerinin Belirlenmesi

Ansys/LS Dyna yazılımlarında genel olarak yüzey-yüzey, düğüm noktası-yüzey, tek yüzey teması ve otomatik temas çeşitleri vardır. Bu çalışmada özellikle hareketli kalıp ve parça arasında iç içe geçmeleri önlemek için tek yüzey teması uygulanmıştır. Ayrıca sabit kalıp ile de yüzey-yüzey teması uygulanmıştır. Tek yüzey temas tanımını biraz açarsak;

- Tek yüzey teması

Tek yüzey temas algoritması; temas işleminin gerçekleşmesini bir parçanın dış yüzeyinin kendisi ile veya başka bir parçanın dış yüzeyi ile teması durumunda gerçekleşir. En çok kullanılan temas tanımıdır çünkü program otomatik olarak tüm dış yüzeylerin birbirine girip girmediğini kontrol eder. Tüm dış yüzeyler kapsandığından temas ve hedef yüzey tanımına ihtiyaç yoktur. Tek yüzey teması; kendi kendine temasta veya temas alanlarının önceden bilinemediği geniş deformasyon içeren problemlerinde oldukça güçlüdür. Çalışma bu temas tanımına uygundur. (Şekil4.17)



Şekil 4.17: Tek Yüzey Temas.

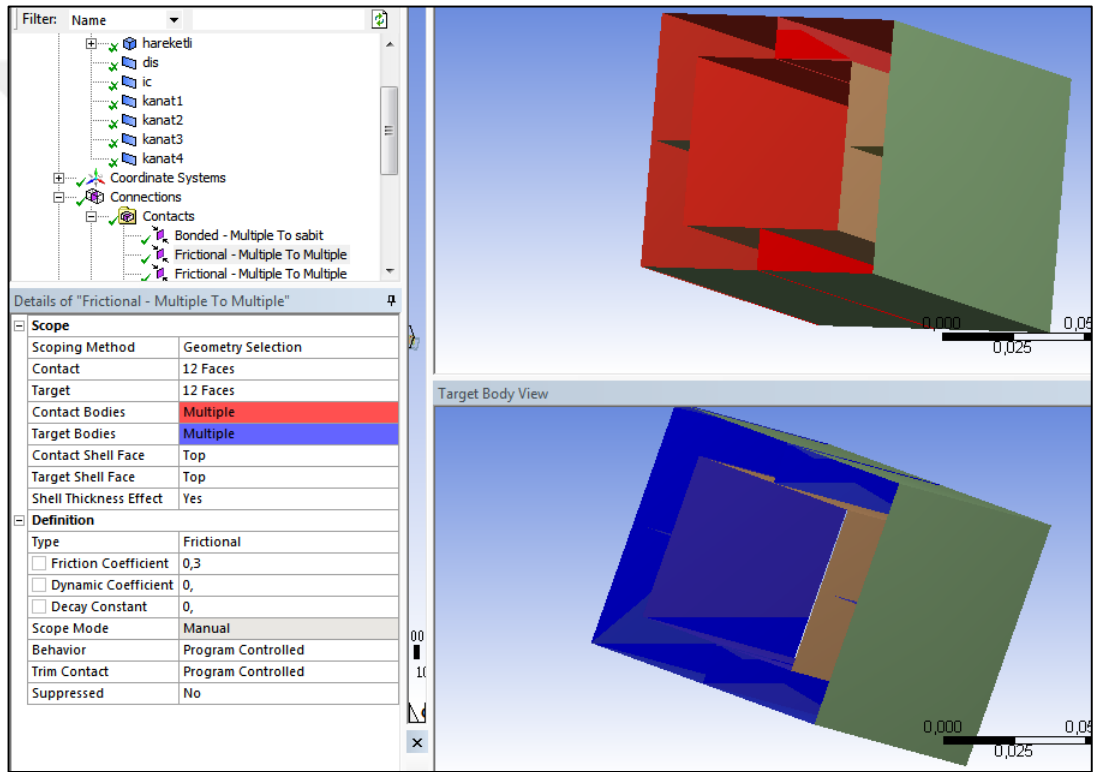
Diğer birçok programda “Master” ve “slave” olarak tanımlanan kontak yüzeyleri Ansys programında “contact” ve “target” olarak tanımlanmıştır. İsmi ne olarak tanımlanırsa tanımlansın genel prensip hareket eden cisim master ya da contact

olarak tanımlanırken hareket eden cismin hedefindeki parça slave ya da target olarak belirlenmelidir.

Bu çalışmada toplam 6 adet kontak tanımlanmıştır. Bunlar;

- Frictional(Sürtünmeli) Kontak

Test parçaları darbenin etkisiyle kendi yüzeyleri üzerine katlanarak bineceklerdir. Eğer test parçası yüzeyleri arasında kontak tanımlanmaz ise analizimiz hata verecektir. Burada sürtünme katsayısı 0,3 alınmıştır.



Şekil 4.18: Tek Yüzey Temas Uygulanması.

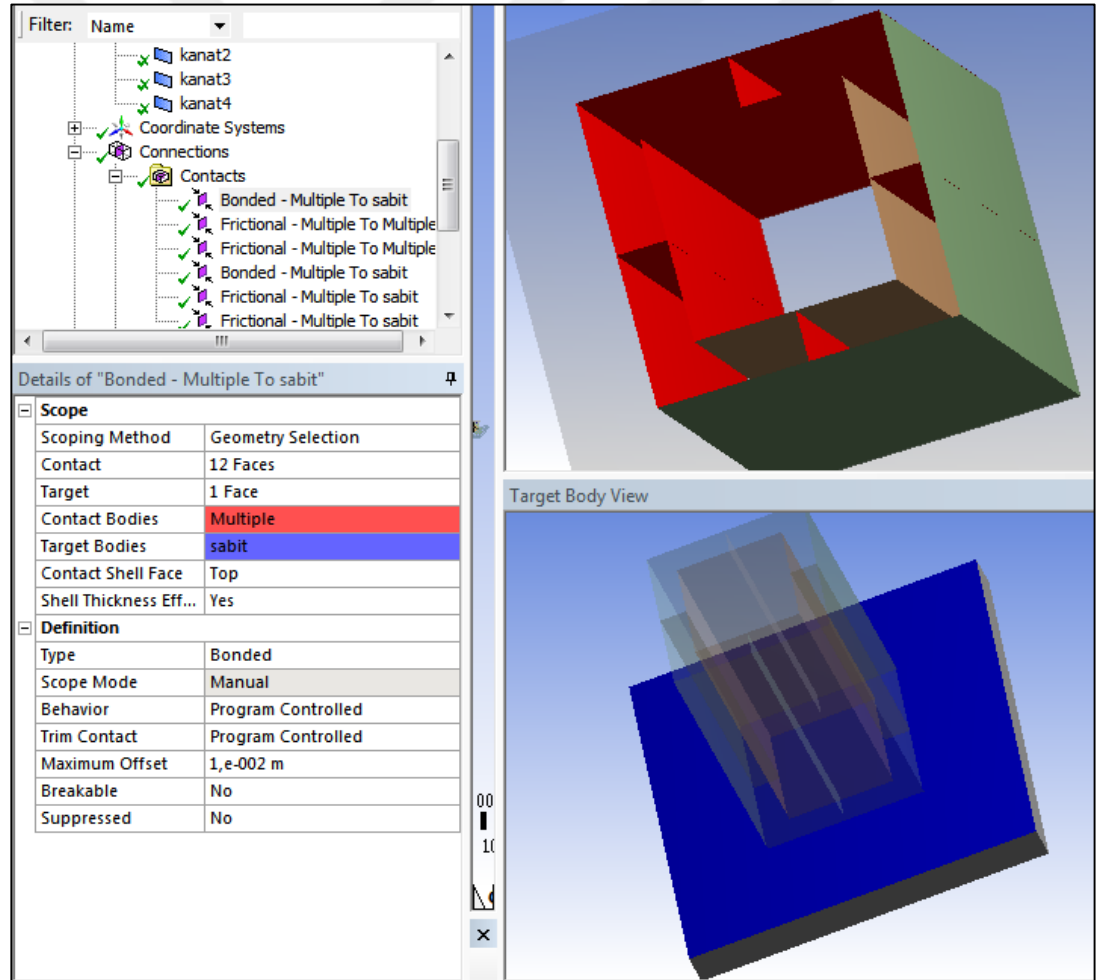
“contact shell face” ve “target shell face” yine burada yüzeylerin içini ve dışını tanımlamamızı sağlar her ikisinin de aynı yön seçilmesi gereklidir.

- Frictional(Sürtünmeli) Kontak

Yukarıdaki kontak tanımıyla aynıdır sadece ‘’bottom’’,’’bottom’’ seçilen yüzeyler ‘’top’’,’’top’’seçilerek shell elemanın iç yüzeylerinde de kontak tanımlanmış olur.

- Bonded(sabit)Kontak

Bonded kontak demek birbirinden hiç ayrılmayan parçalar arasındaki kontak demektir. Yani parçalar birbirine kaynak edilmiş gibi düşünülebilir. Burada parçalar arasında hiçbir serbestlik derecesi yoktur. Tahmin edilebileceği gibi test parçası ve sabit kalıp arasında böyle bir kontak tanımlanmıştır. Dikkat edilmesi gereken husus artık ‘’target body’’ test parçası değil sabit kalıptır.



Şekil 4.19: Bonded Temas Uygulanması.

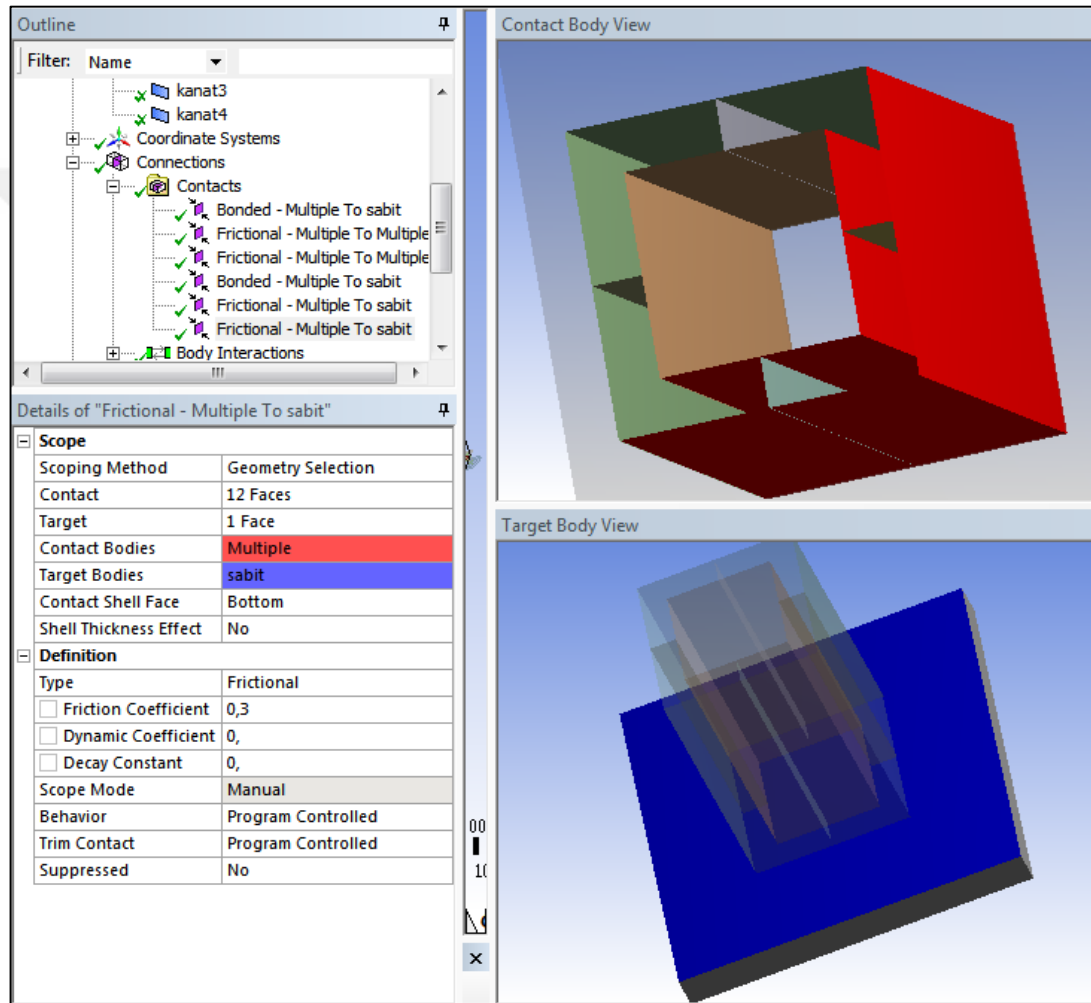
Maximum offset sınır şartlarının tanımlanması sırasında önem taşımaktadır.

- Bonded(sabit)Kontak

Yukarıdaki kontak tanımının aynısıdır sadece ‘‘contact shell face’’ kısmı ‘‘top’’ olarak değiştirilerek test parçasının iç yüzeyleri tanımlanmıştır.

- Frictional(Sürtünmeli) Kontak

Test parçası ve sabit kalıp arasında tanımlanır. Test parçasının ezilmesi sonucunda yüzeyler birbiriyle temas edebilir. Bundan dolayı belirlenmiştir.



Şekil 4.20: Test Parçası ve Sabit Kalıp Temas Uygulanması.

Bonded kontakda tanımlanan maksimum offset miktarı burada yoktur.

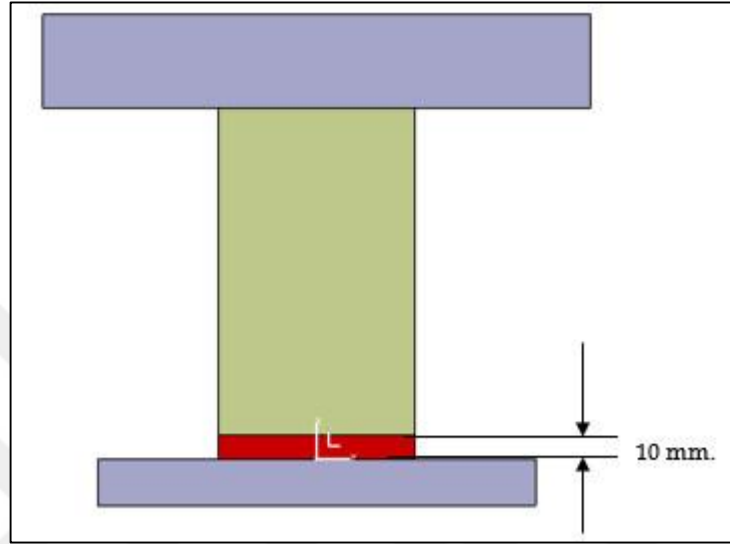
- Frictional(Sürtünmeli) Kontak:

Yine ‘‘contact shell face’’ ‘‘top’’ olarak ayarlanmıştır.

4.4.8. Sınır Şartlarının Tanımlanması

- Test Parçaları

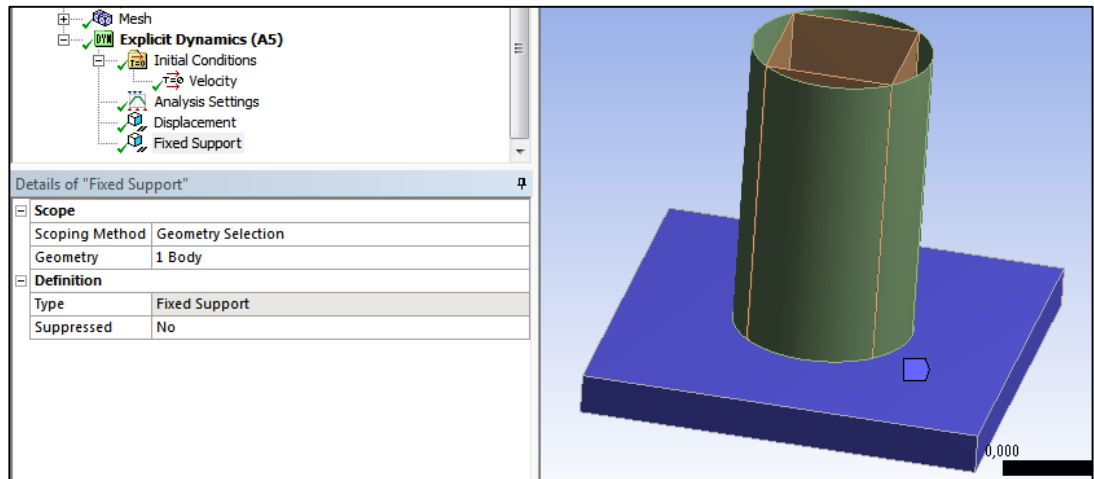
Test parçaları sabit tabla üzerine şekilde görüldüğü gibi 10 mm sabitlenmiştir. Buradaki amaç parçanın gerçek ortamda sabitlendiği gibi sabitlenmesini sağlamaktır.



Şekil 4.21: Test Parçasının Sabit Kalıba Sabitlenmesi.

- Sabit Kalıp

Sabit kalıp 0 serbestlik derecesi sahip olacak şekilde sabitlenmiştir.

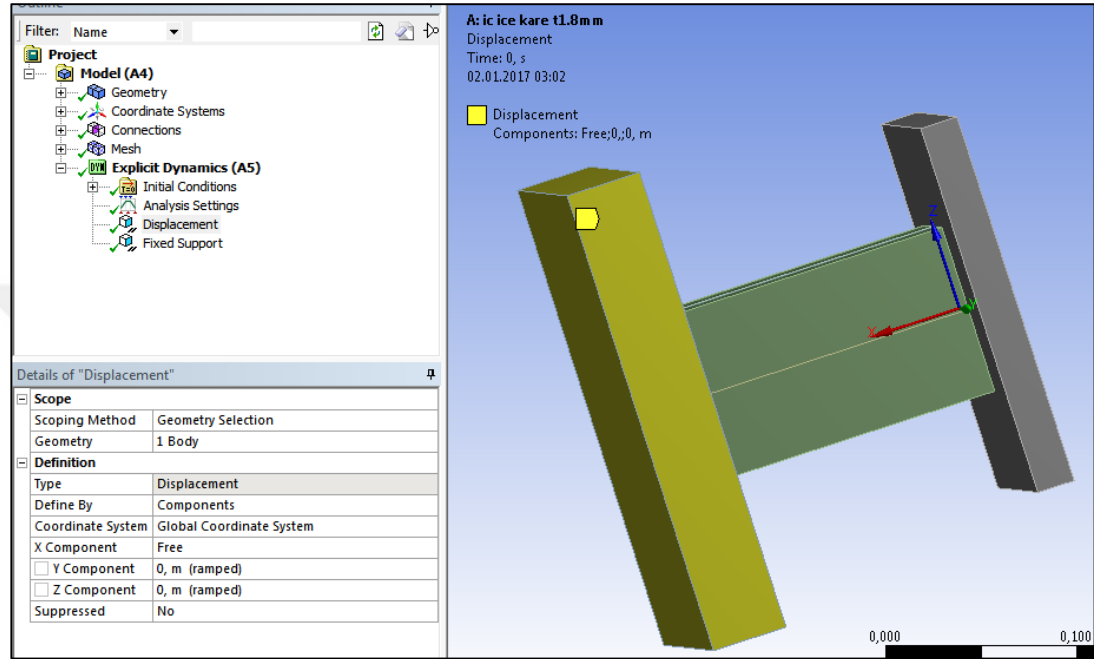


Şekil 4.22: Sabit Kalıbın Tüm Doğrultularda Sabitlenmesi.

- Hareketli Kalıp

Hareketli kalıp sadece x doğrultusunda hareket edebilecek şekilde sabitlenmiştir. Yani hareketli tablanın 1 doğrultuda serbestlik derecesi vardır.

Analizde hareketli tabla çözüm süresini kısaltmak amacıyla test parçaları ile temas yapacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 4.23: Hareketli Kalıbın 5 Eksende Sabitlenmesi.

4.4.9. Yüklerin Uygulanması

Bölüm 4.1’de de belirtildiği gibi test parçalarına 25 kg ağırlığındaki hareketli kalıp 20 m/sn hızla test parçalarına çarpmaktadır.

Hareketli kalıbın 25 kg seçilmesinde ki amaç tüm geometrilerin hareketli kalıbın kinetik enerjisini absorbe edebilmesini sağlamaktır. Tezin amacı hangi geometri ve kalınlığın kaç mm ezildikten sonra tüm enerjiyi absorbe ettiğini belirlemek ve 25 mm’de ki ezilmede absorbe ettiği enerji miktarını bulup kıyaslama yoluyla en iyi geometri ve kalınlığı tespit etmektir.

4.4.10. Analiz Süresi ve Hourglass Etkisinin Tayini

Çalışmada analiz süresi tüm enerjinin absorbe edilmesinin gözlemlenebilmesi açısından geniş tutulmuştur. Analiz süresi 0,04 sn. ile sınırlandırılmıştır.

Hourglass enerjisi toplam enerjinin %10'u kadardır. Bu yüzden hatalardan uzaklaşmak için sıfır enerji modunun kontrol altında tutulması gereklidir.

Ansys yazılımı sayesinde hourglass etkisinin kontrolü FLANAGAN BELYTSCHKO STIFFNESS yöntemi ile sağlanmıştır [26].



5. ANALİZİN ÇÖZÜMLENMESİ

5.1. LS-DYNA'ya Giriş

Analizin çözümleme çalışma LS-DYNA programında yapılmıştır. LS_DYNA LSTC firması tarafından üretilen LS-Dyna yazılımı genel amaçlı zamana bağımlı dinamik problemlerin hesaplanmasında kullanılan eksplisit bir sonlu elemanlar kodudur.

Hemen hemen her alanda kullanım imkânı olan LS-Dyna ile çarpma, düşme ve devrilme analizlerini gerçekleştirmek mümkündür. Aynı zamanda derin çekme ve diğer metal şekillendirme proseslerinin de simüle edildiği LS-Dyna, savunma sektöründe penetrasyon ve patlama analizlerinin de kullanılmaktadır. Havacılıkta ise 'blade strike' ve 'blade containment' adı verilen testler için kullanılan LS-Dyna ile düşme testleri gibi birçok explicit analiz (açık adımlı zaman entegrasyonu) gerçekleştirmek mümkündür.

Aşağıda LS-DYNA programının kullanım alanları genel olarak belirtilmiştir

- Çarpma ve Devrilme Simülasyonları

- Deniz, kara ve hava taşıtlarının bileşen veya tüm araç bazında çarpışma güvenliğine dair sertifikasyonlarının alınması,
- Düşme testleri,
- Sarkaç çarpma (Taylor) testi benzeşimlerinin yapılması,
- Jet motoru palası kopma analizleri,
- Balistik analizler; Metal, Seramik, Beton ve Kompozit plakalar üzerine çarpışma zırh üzerinde shaped charge analizi, personel güvenliği, patlamamış mühimmat regülasyonları,
- Binalar, toprak, kayalar ve sivil yerleşim yerleri gibi mekanlarda gerçekleşen patlamaların simülasyonları, temas tetiklemesi,
- Hiper hızlı çarpışmalar: Uydulara çarpan parçacıkların modellenmesi,

-Metal Şekillendirme Hesaplamaları

- Derin Çekme
- Hidro Şekillendirme
- Süper plastik Şekillendirme
- Haddeleme
- Ekstrüzyon
- Basma
- Tornalama
- Matkap
- Frezeleme

LS-DYNA analiz programı olduğundan bir ara yüzü yoktur, yani o bir hesap makinesidir. Öncesinde ve sonrasında girdileri hazırlamak (preprocessing) ve çıktıları değerlendirmek (postprocessing) için farklı yazılımlar kullanmak gereklidir.

• ANSYS LS-DYNA

ANSYS- LS-DYNA teknolojisi, ANSYS şirketi ile Livermole Yazılım Şirketi'nin ortak çabasının ürünüdür. 1996'da sunulan ANSYS LS-DYNA yazılımının özellikleri ve sağlamlığı, sayısız sektördeki binlerce müşterinin yüksek karmaşıklıkta tasarım sorunlarını çözmesinde yardımcı olmuştur.

LS-DYNA programının sunduğu güçlü eksplisit çözümleri, ANSYS klasik (APDL) ortamı içinde ANSYS Mechanical kullanıcılarına sunulmaktadır. 12.0 Versiyonu ile, LS-DYNA çözücüsü, CAD ara yüzü ve otomatik ağ oluşturmayı da içeren özellikleri ile ANSYS Workbench platformuna tam uyum sağlamıştır.

ANSYS LS-DYNA teknolojisi; kısa zamanlı, orta-ağır yüklemeli katı-katı dinamik durumlara tam uygunluk gösterir. ANSYS LS-DYNA yazılımı; çarpışma, kanat muhafazası, presleme ve şekil verme gibi zorlu uygulamaları simüle etme alanında idealdir.

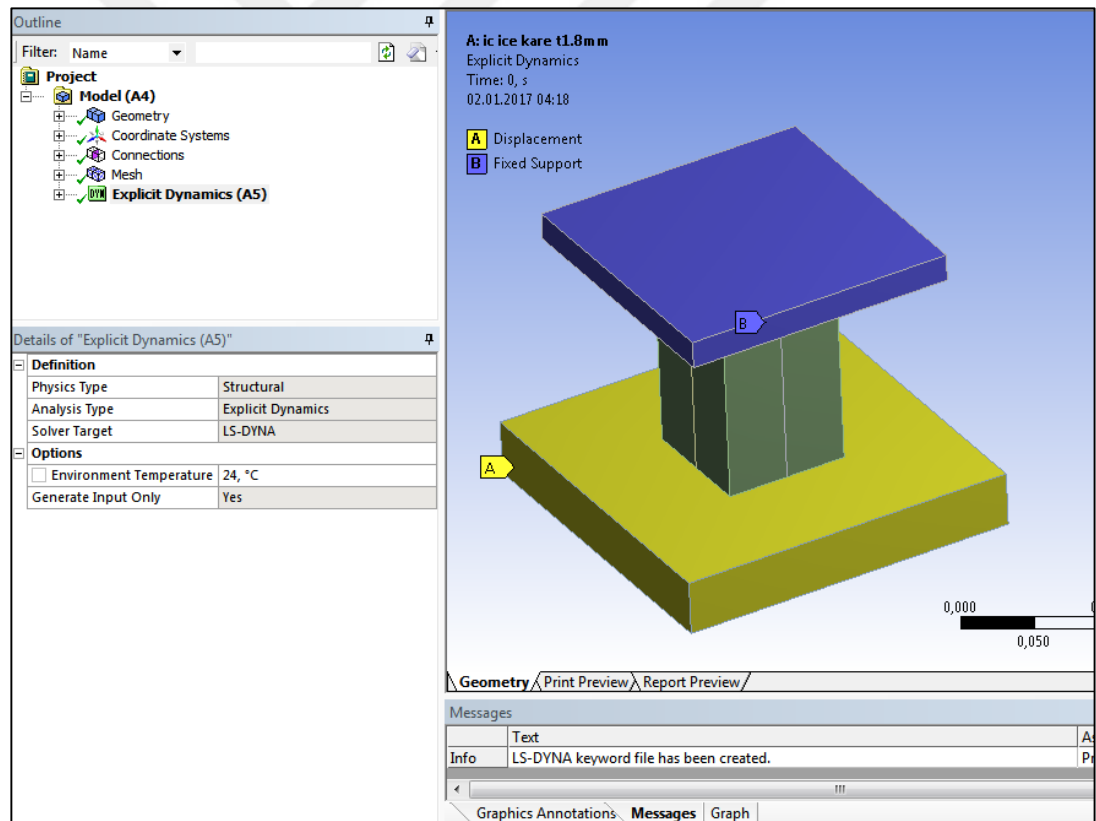
ANSYS LS-DYNA yazılımı; 2 ve 3 boyutlu eksplisit sonlu elemanlar ile otomatik kontak oluşturmayı da içeren tek-yüzey, yüzey-yüzey ve düğüm noktası (node)-yüzey kontak grubunu destekler. Hızlı çözüm seçenekleri de sunar. Simetrik çoklu işleme (SMP) ve geniş paralel işleme (MMP) metotları; tek CPU zaman

aralığında eksplisit simülasyon çözümleri almak için, birden fazla CPU ve çekirdek kullanarak yazılımın performansını ayarlar.

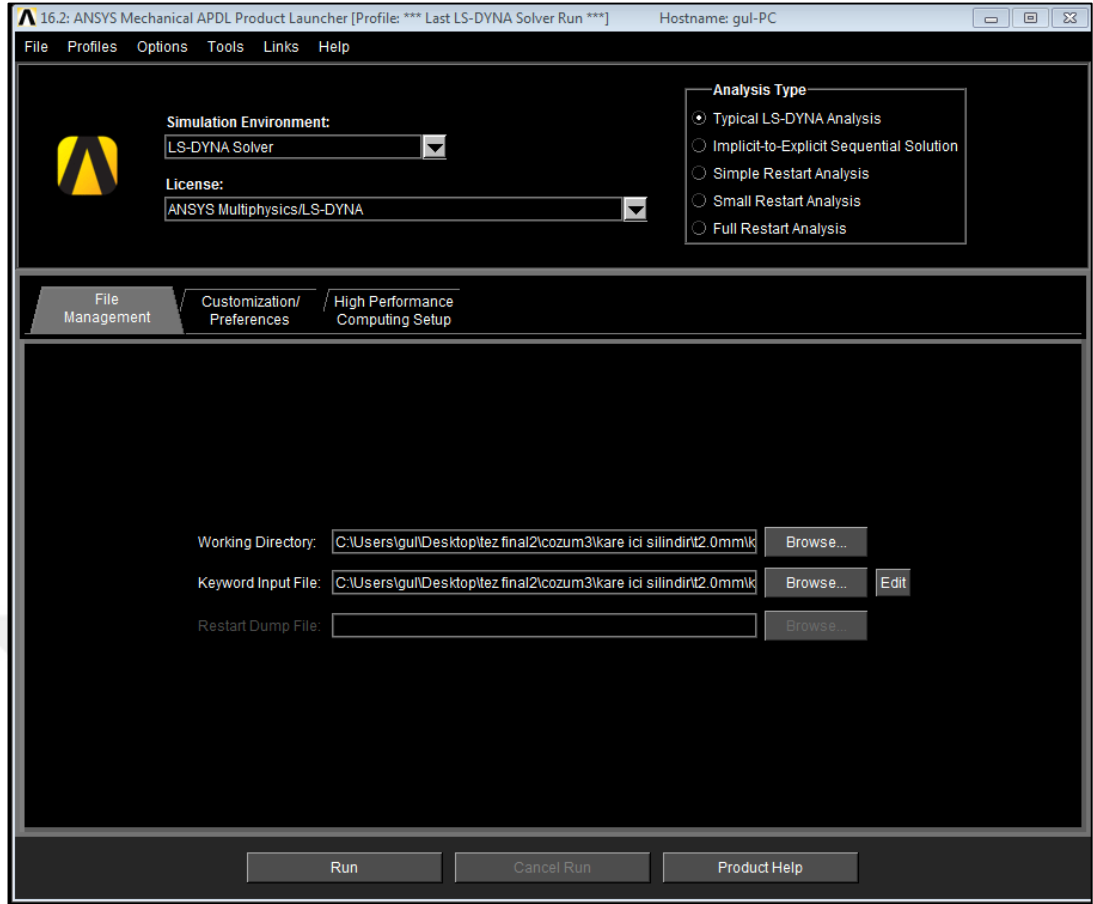
ANSYS LS-DYNA yazılımının malzeme kütüphanesi; bir eksplisit çözümde modellemek istenebilecek, basit ve hızlı modellerden karmaşık olanlarına kadar tüm malzeme modellerini içerir [27].

5.2. LS-DYNA’da Çözüm

Ansyes, Ls-Dyna programında çözümü sağlamak amacıyla bir adet *.k dosyası oluşturur. Bu dosya Mechanical APDL Product Launcher ara yüzünde açılarak çözüm başlatılır. Run ile belirttiğimiz cycle time ya da end time süresine kadar yine belirlediğimiz time step adımlarıyla çözüm sağlanır.

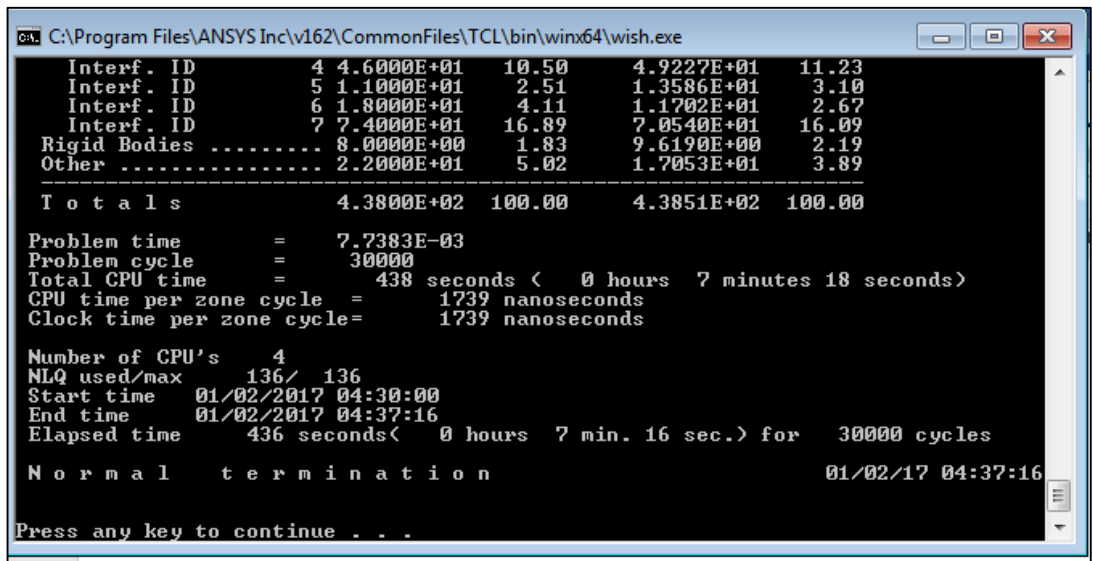


Şekil 5.1: *.K Dosyası Oluşturulması.



Şekil 5.2: Mechanical APDL Product Launcher Ara Yüzü.

Analizin tamamlanması sonrası Ls-Dyna sonuçları görebileceğimiz plot file' lar oluşturur.

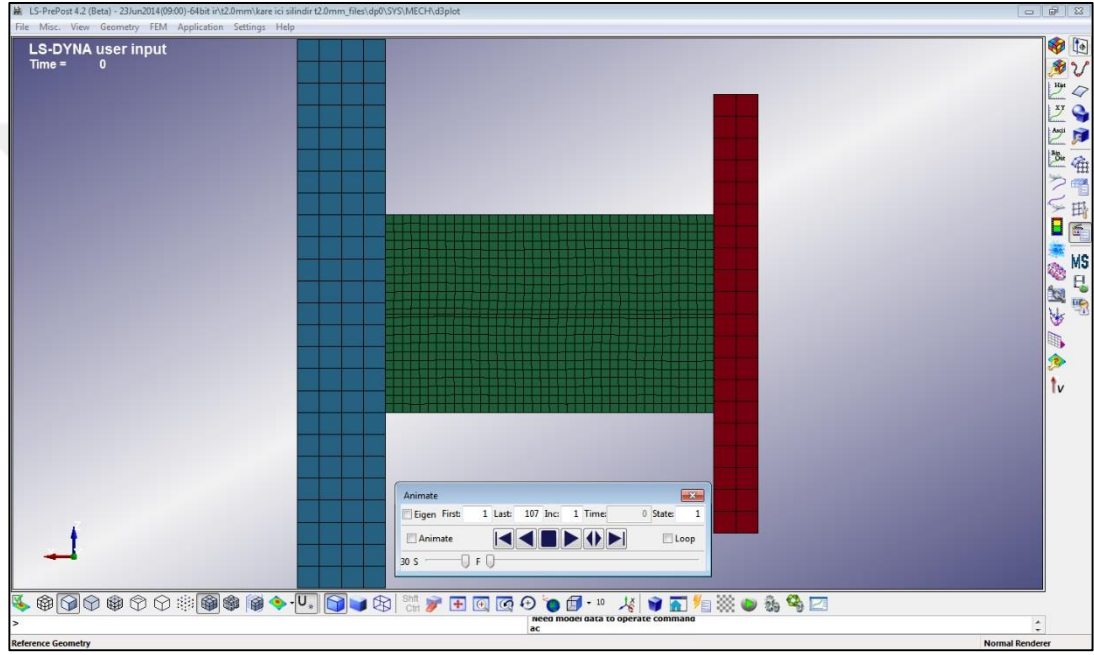


Şekil 5.3: Analiz Çözümünün Tamamlanması.

6. ANALİZ SONUÇLARININ ELDE EDİLMESİ

6.1. Sonuçların Görülmesinde LS-PREPOST

Adın da anlaşılacağı üzere program hem ön hazırlık hem de sonuçların görülmesinde oldukça başarılı bir programdır. Çözümlemesi yapılan analizlerde oluşturulan plot filelar bu programda açılarak gerekli tüm veriler elde edilmiştir.



Şekil 6.1: LS-PREPOST Ara Yüzü.

Program tüm gerekli stress, strain, displacement, toplam enerji, hourglass enerjisi vb. çıktıları gerek grafiksel ve gerekse adımsal olarak vermektedir.

6.2. Analiz Sonuçlarının Alınması

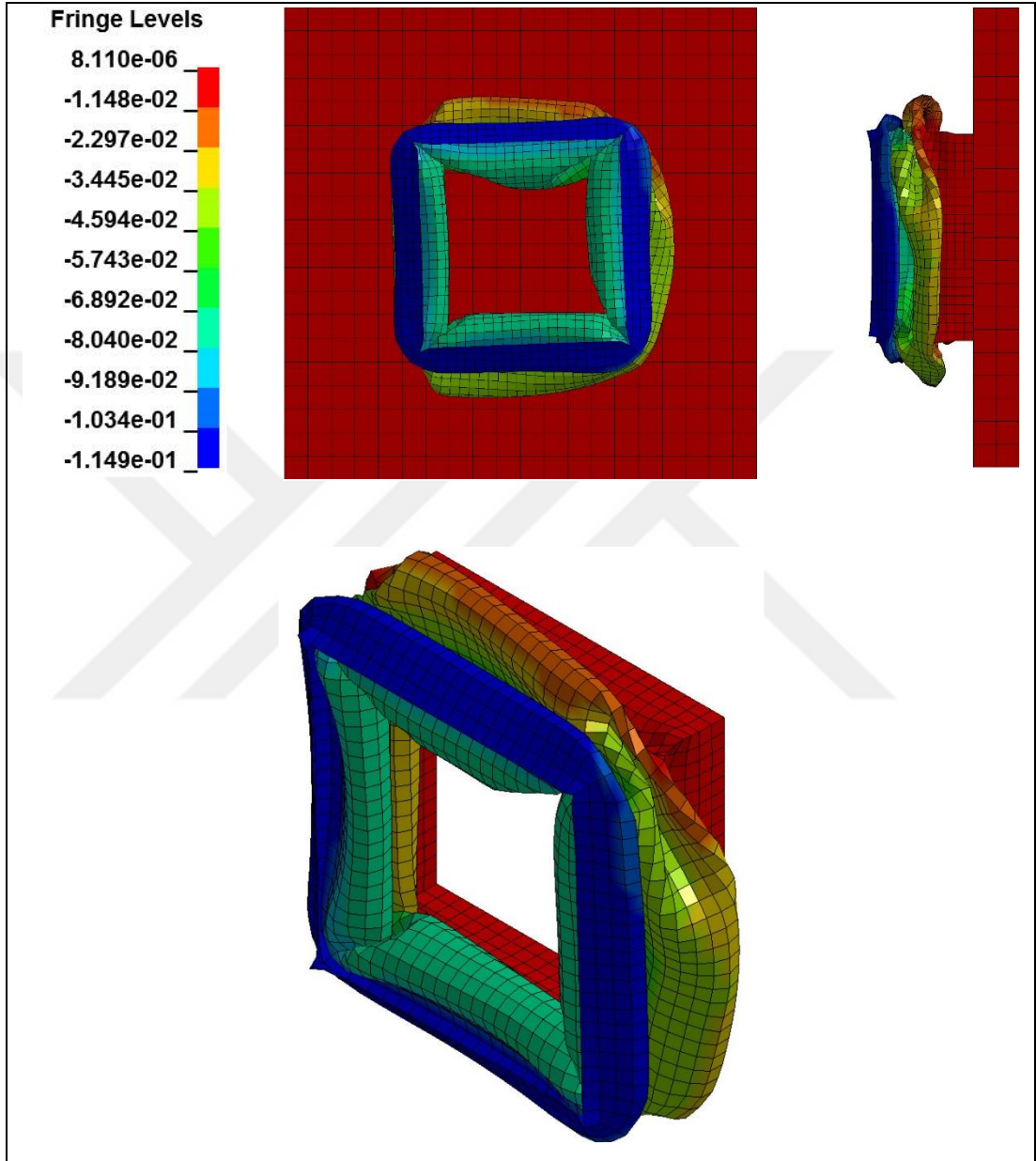
Tezin amacına uygun olarak tüm parçaların hareketli kalıbın oluşturduğu kinetik enerjiyi (5000 Joule) absorbe etmesi amaçlanmıştır. Burada hangi parçanın ne kadar ezilme sonrasında bu enerjiyi absorbe etmesi parçanın absorbe kabiliyeti açısından önemlidir.

Buna ilave olarak her bir parçanın 25 mm deformasyona uğradığında absorbe ettiği enerji kıyaslanmış ve ikinci bir değerlendirme faktörü olarak göz önüne alınmıştır. Sonuçları tek tek değerlendirirsek;



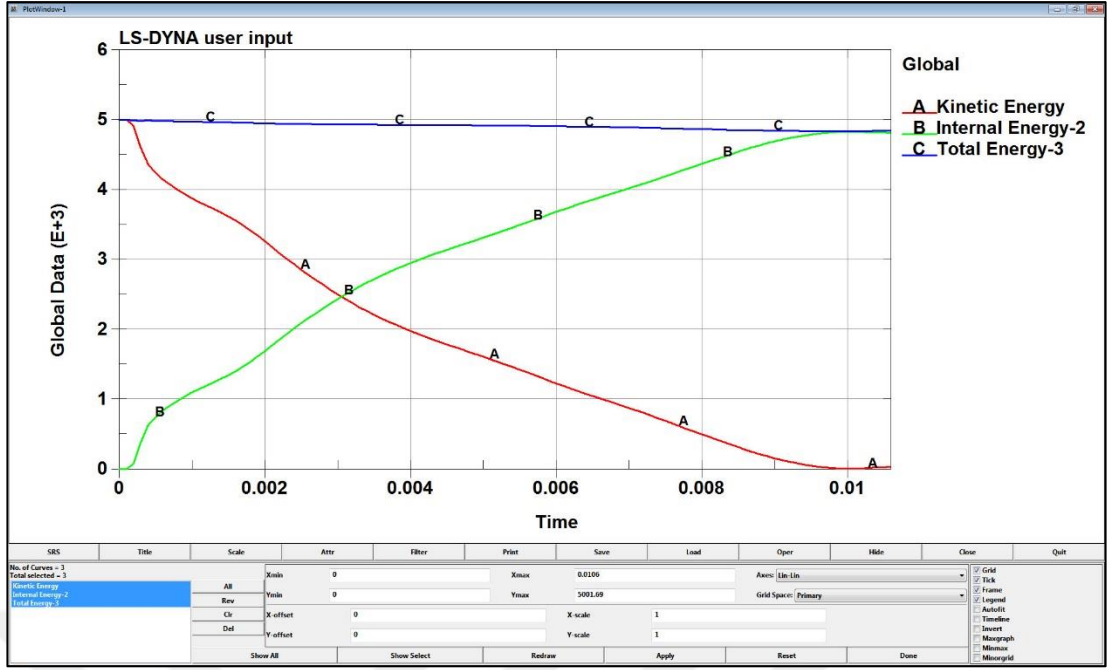
6.2.1. Kare Profil Sonuçları (K)

6.2.1.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (K1)



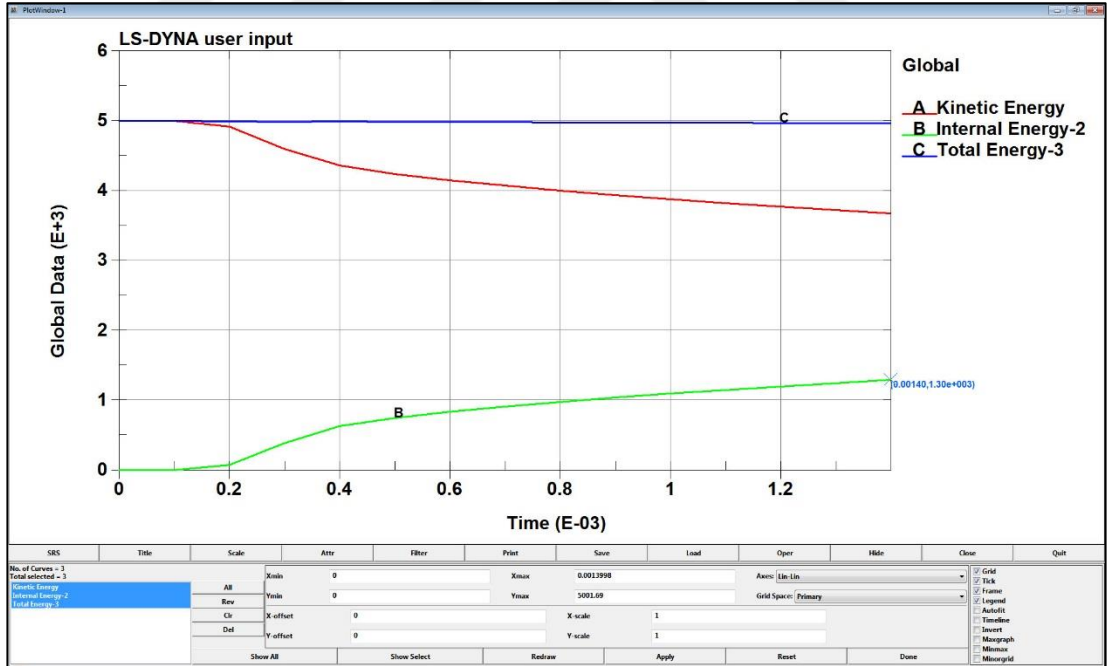
Şekil 6.2: K1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- Görüldüğü gibi 114,9 mm'lik bir deformasyon ile K1 tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



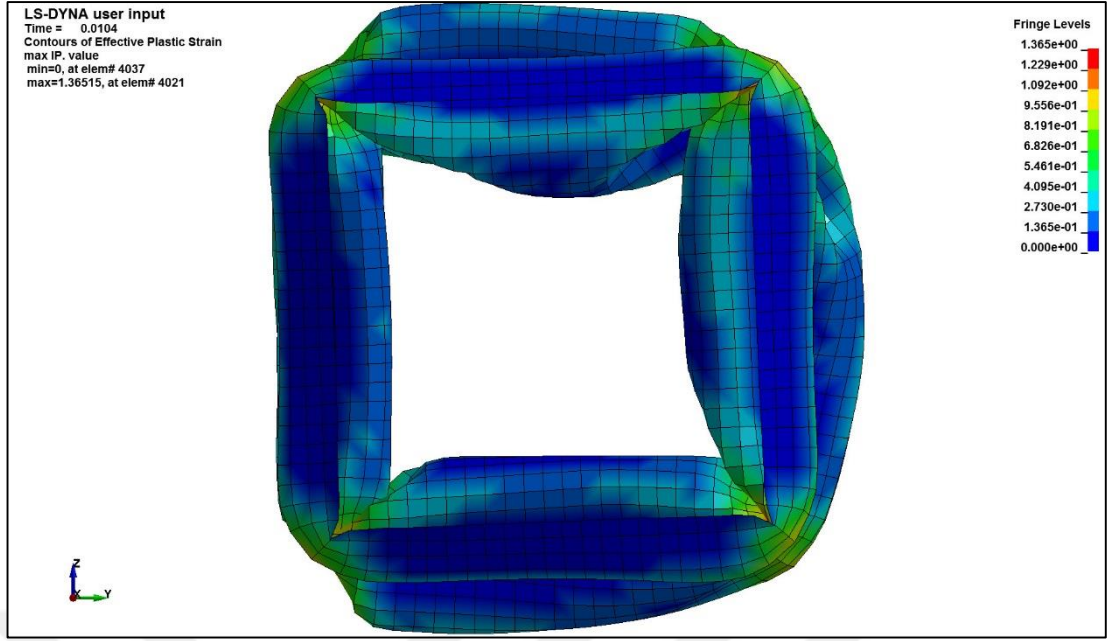
Şekil 6.3: K1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- K1 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0106 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.4: K1 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

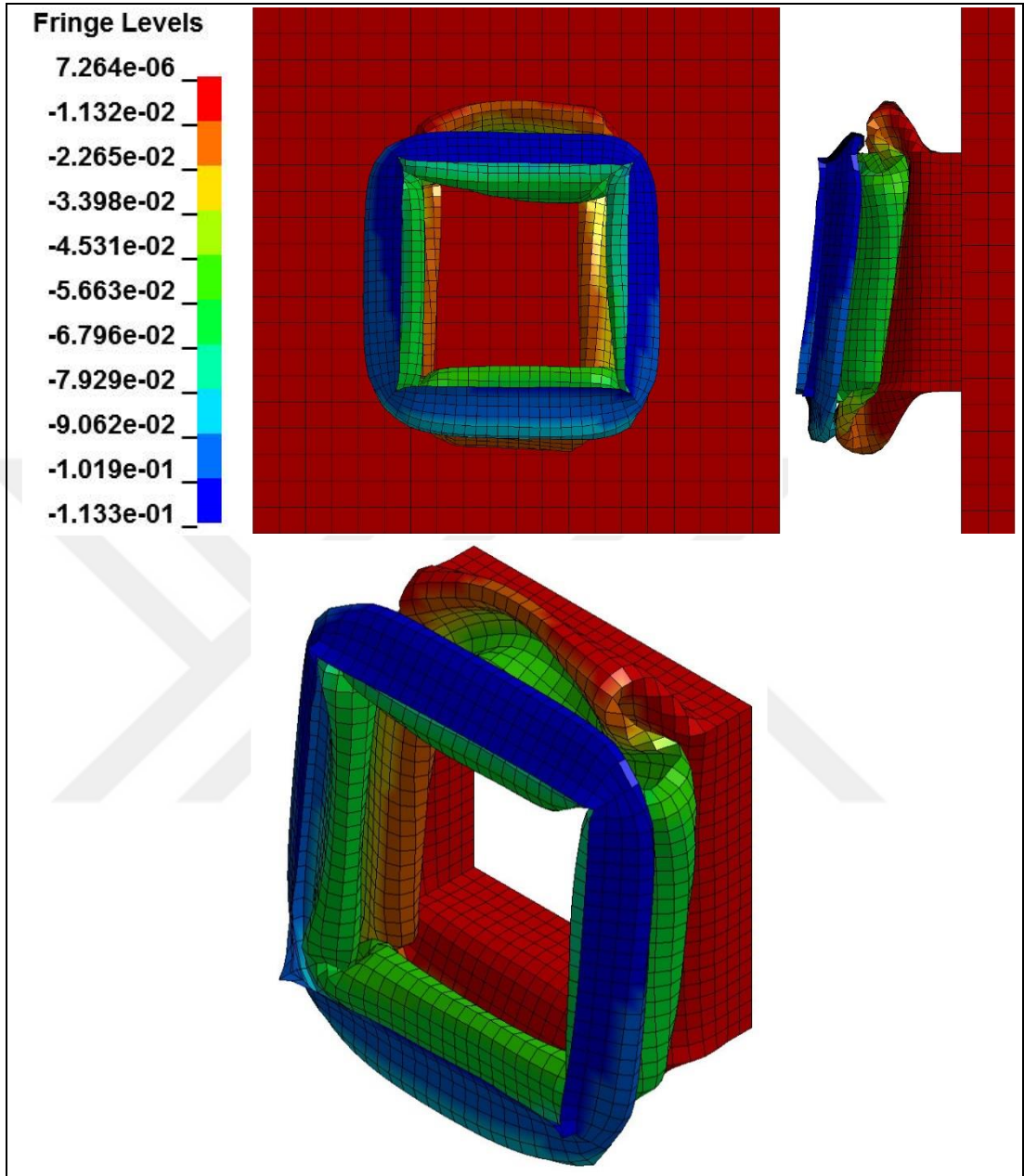
- K1 yaklaşık 0,0014 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 1300 J 'dur.



Şekil 6.5: K1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

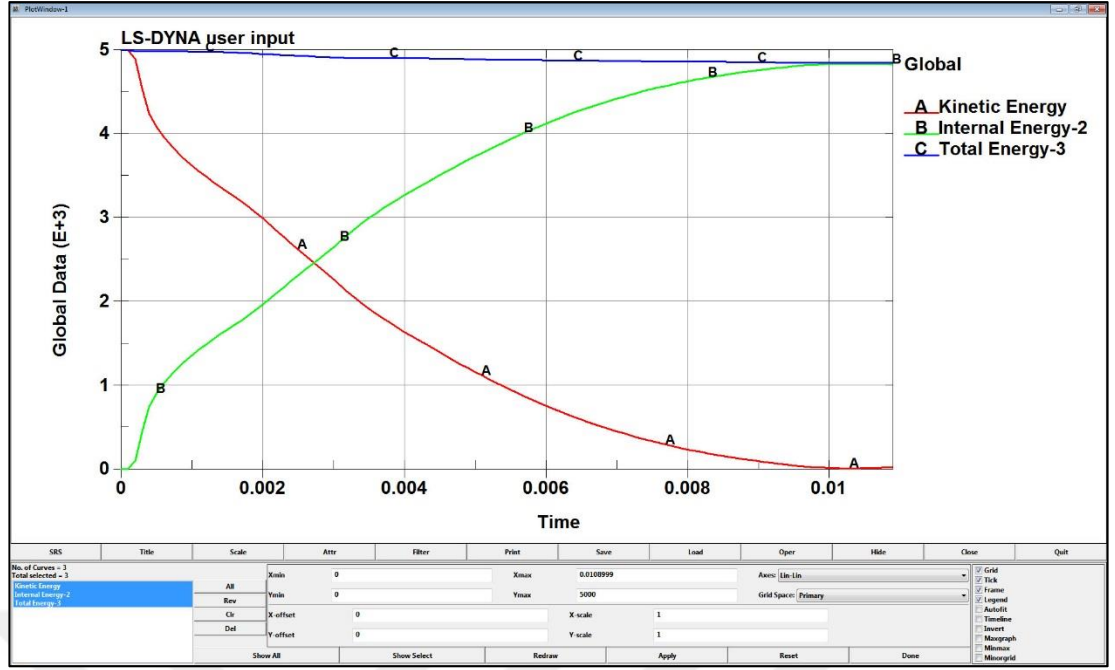
- K1 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,365 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.1.2 Et Kalınlığı 1,8 mm (K2)



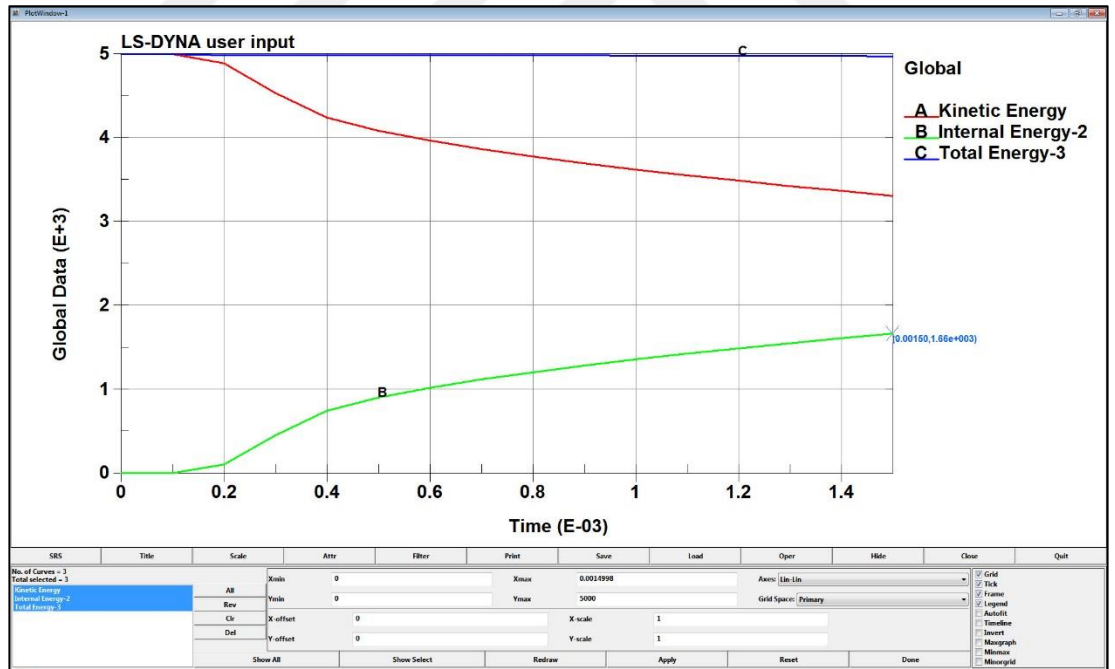
Şekil 6.6: K2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- K2 113,3 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



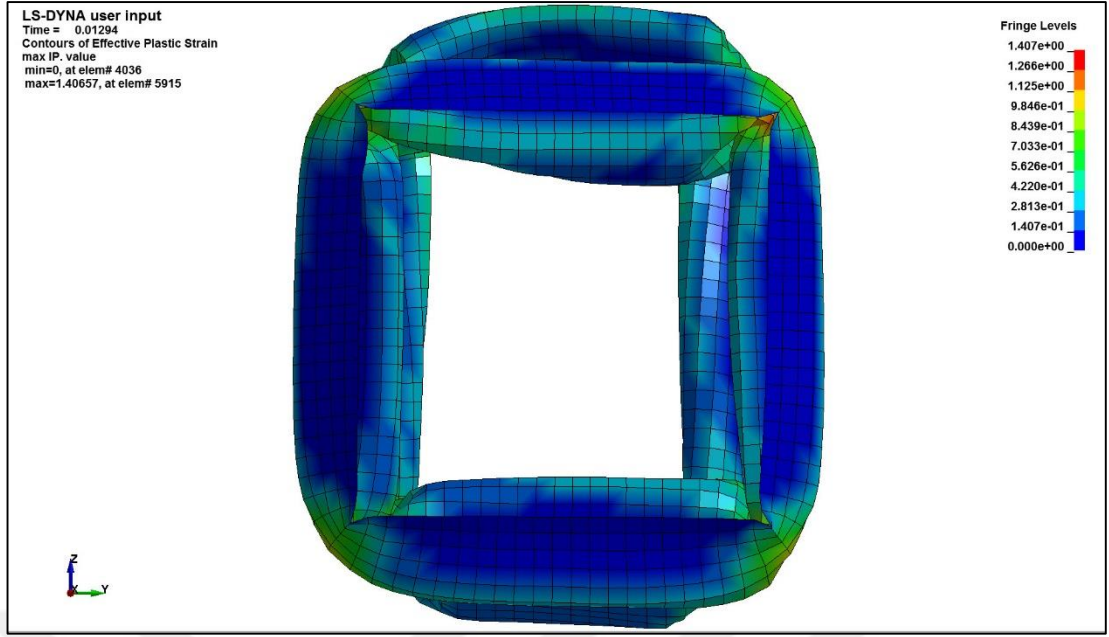
Şekil 6.7: K2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- K2 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0109 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.8: K2 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

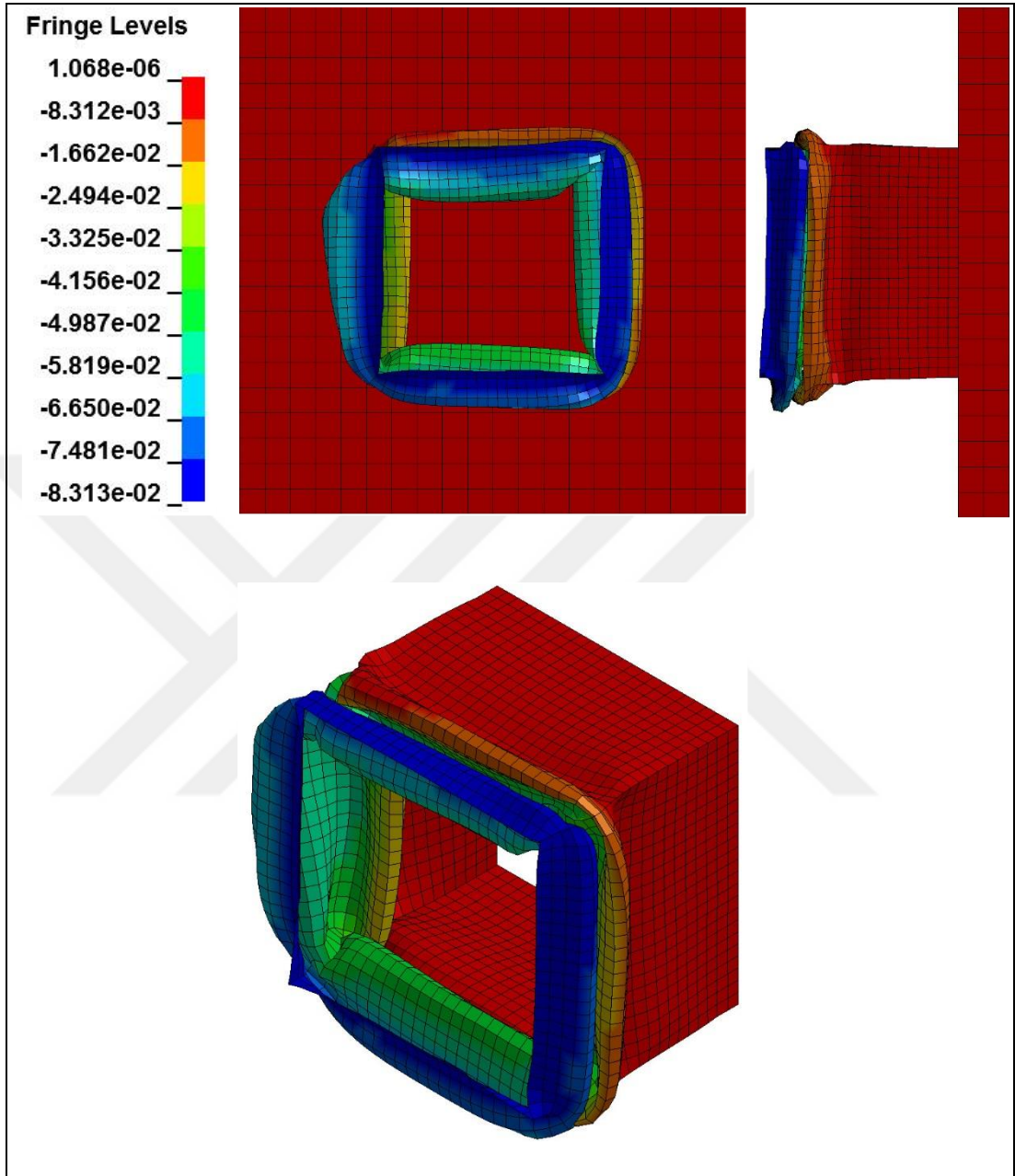
- K2 yaklaşık 0,0015 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 1660 J'dur.



Şekil 6.9: K2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

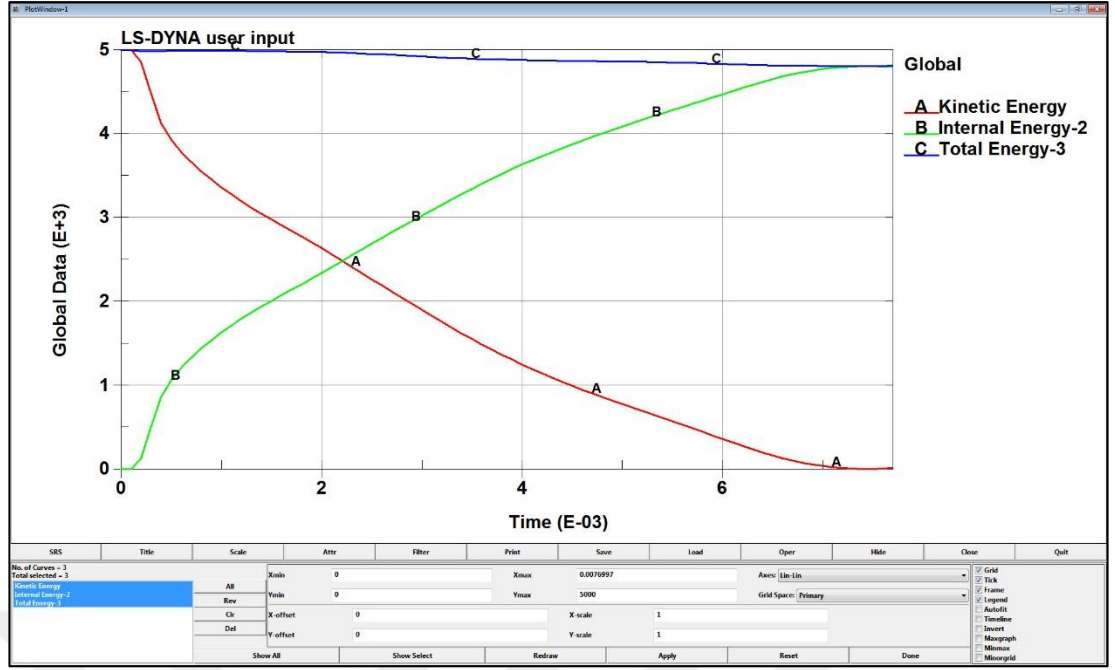
- K2 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,407 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.1.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (K3)



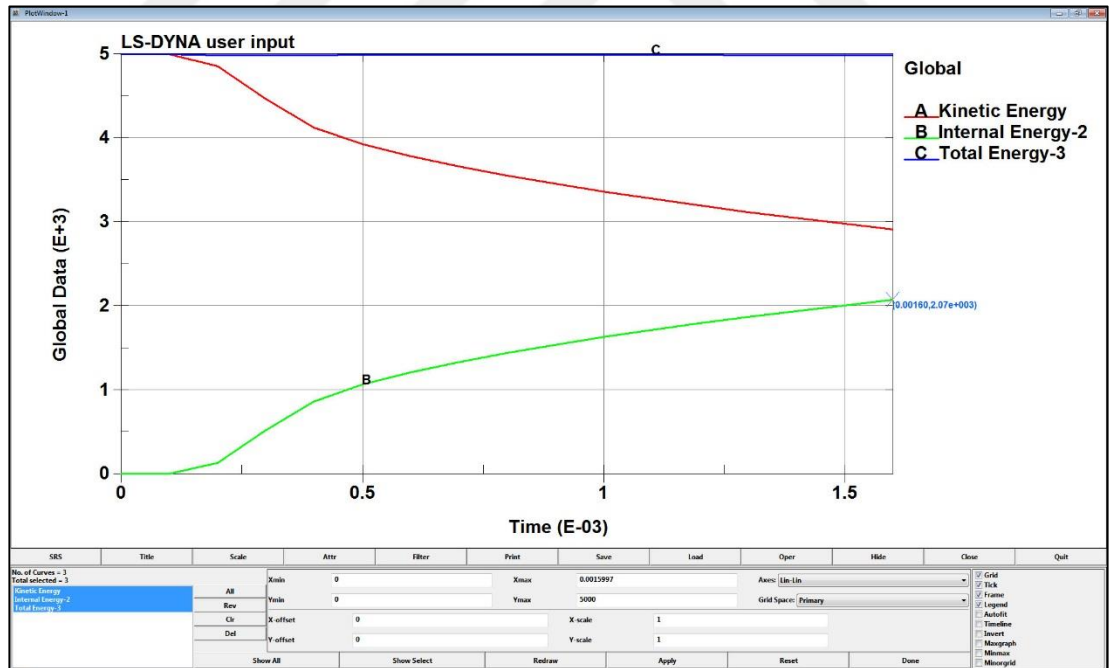
Şekil 6.10: K3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- K3 83,13 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



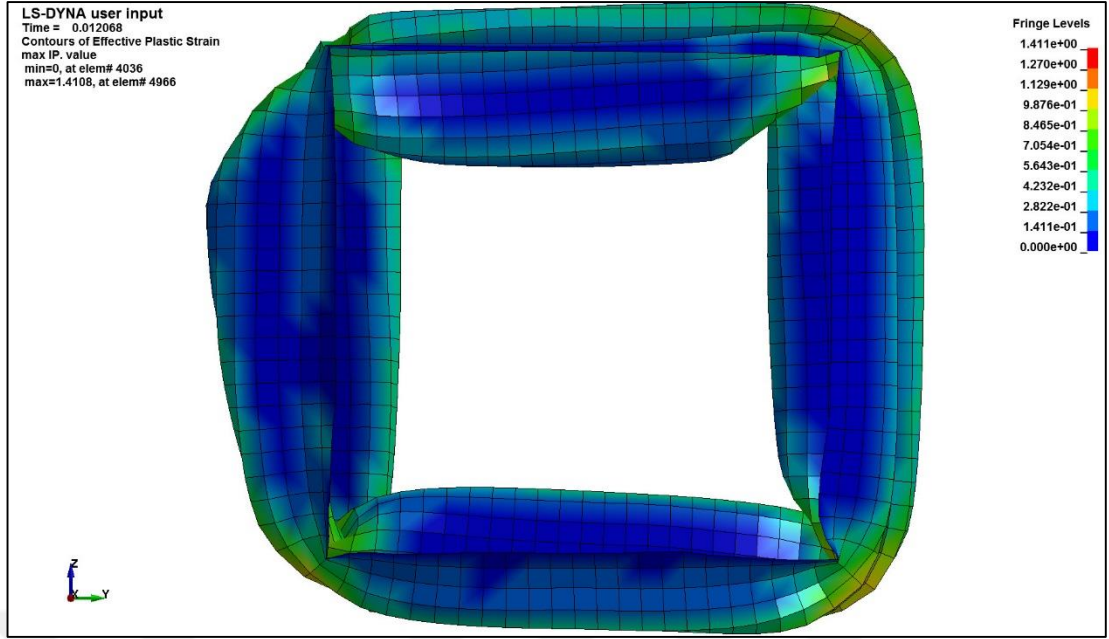
Şekil 6.11: K3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- K3 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0077 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.12: K3 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

- K3 yaklaşık 0,0016 sn.de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2070 J 'dur

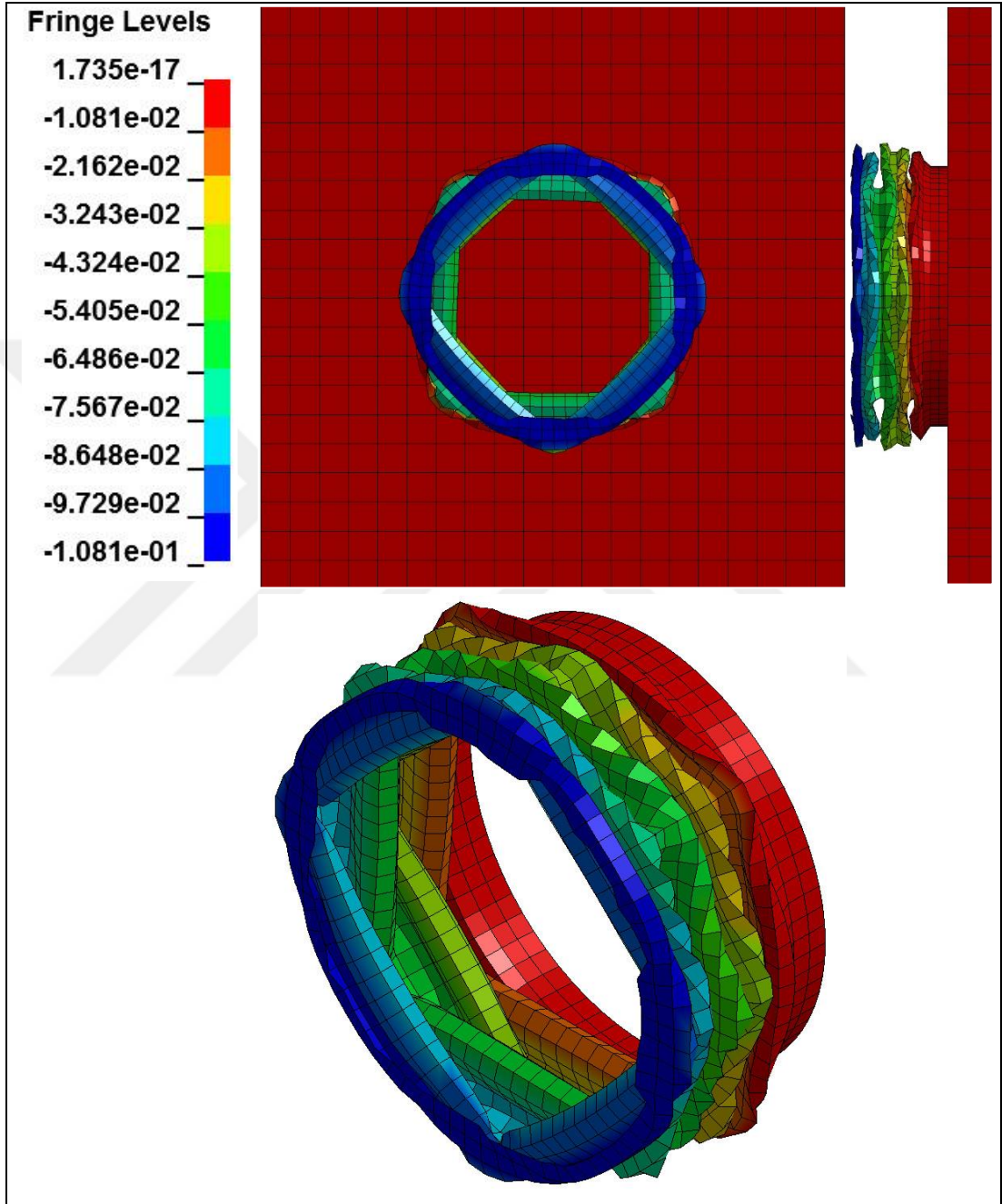


Şekil 6.13: K3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

- K3 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,411 oranında plastik gerinime uğramıştır.

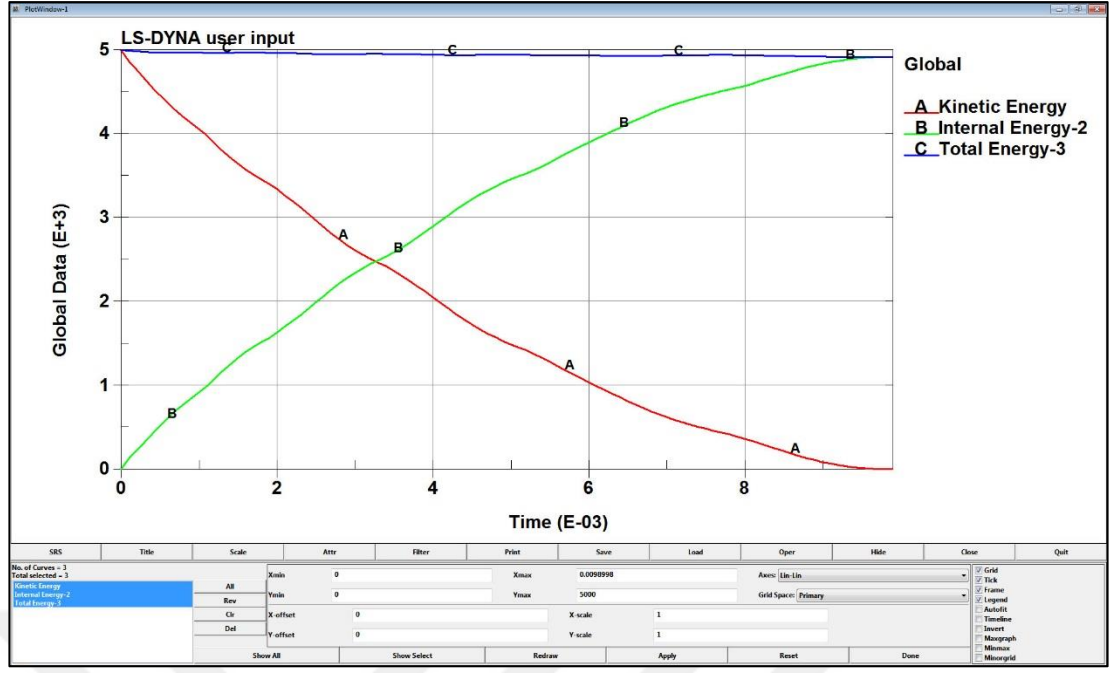
6.2.2. Silindir Profil Sonuçları (S)

6.2.2.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (S1)



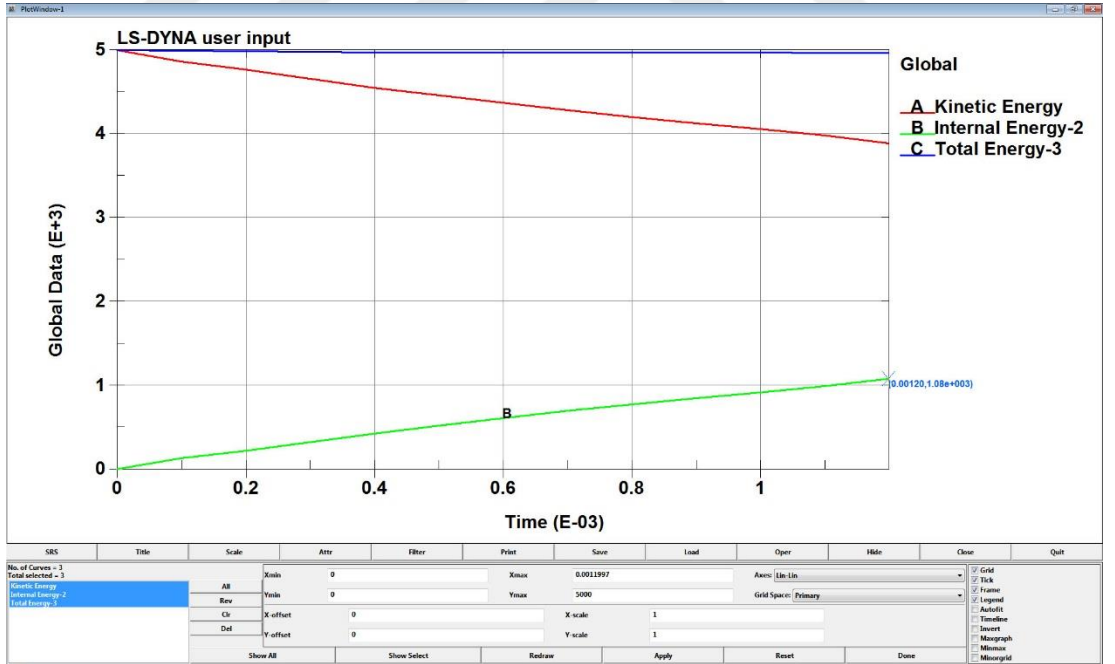
Şekil 6.14: S1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- S1 108,1 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



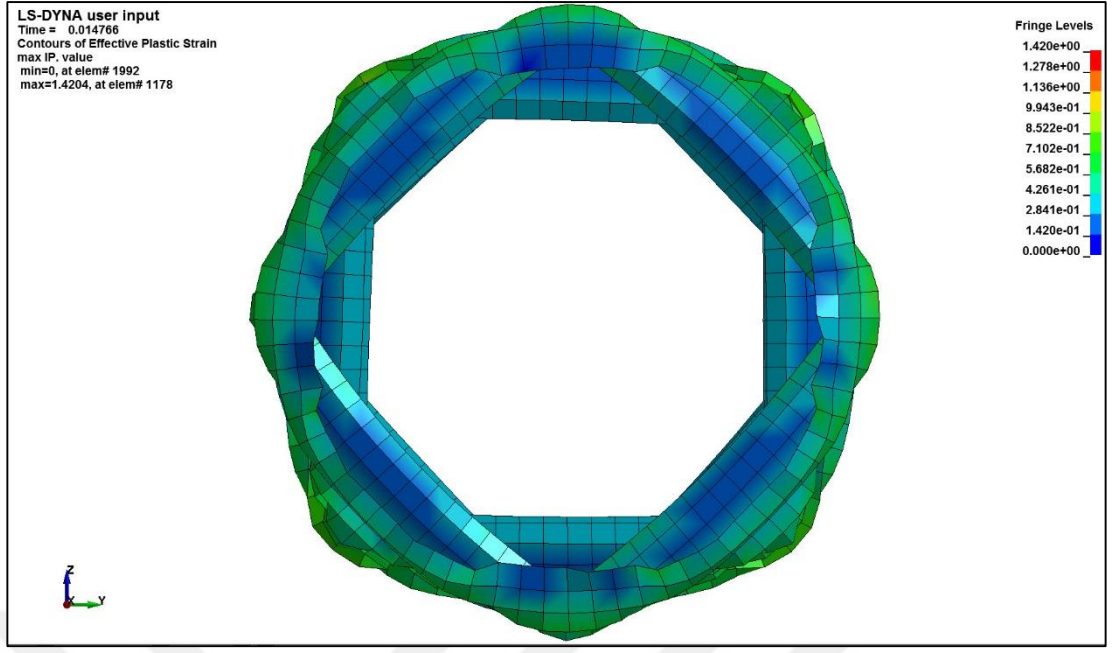
Şekil 6.15: S1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- S1 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0099 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.16: S1 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

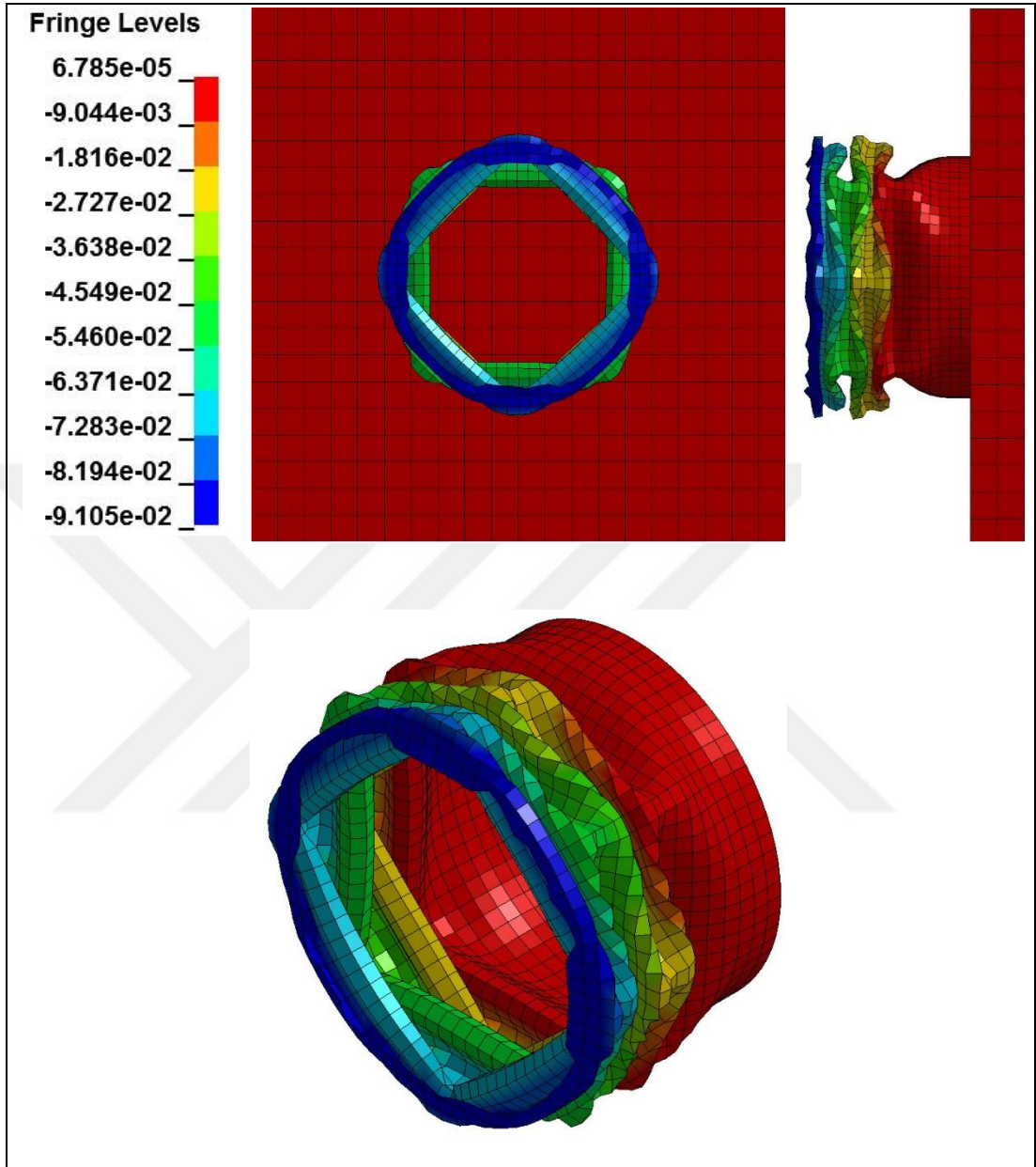
- S1 yaklaşık 0,0012 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 1080 J'dur.



Şekil 6.17: S1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

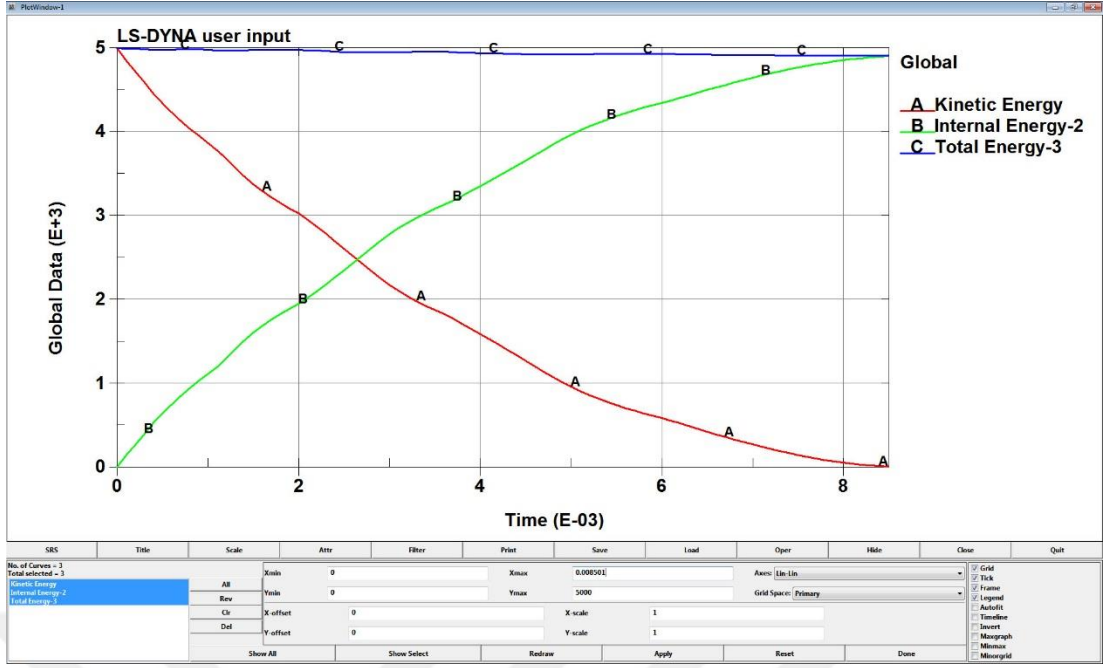
- S1 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,420 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.2.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (S2)



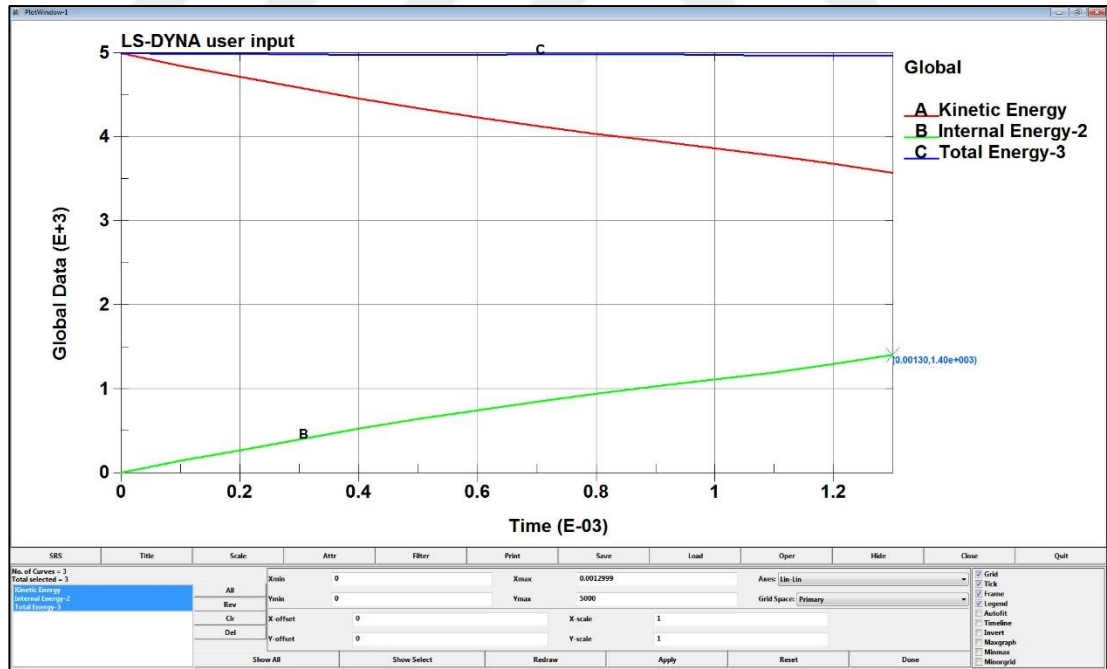
Şekil 6.18: S2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- S2 91,05 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



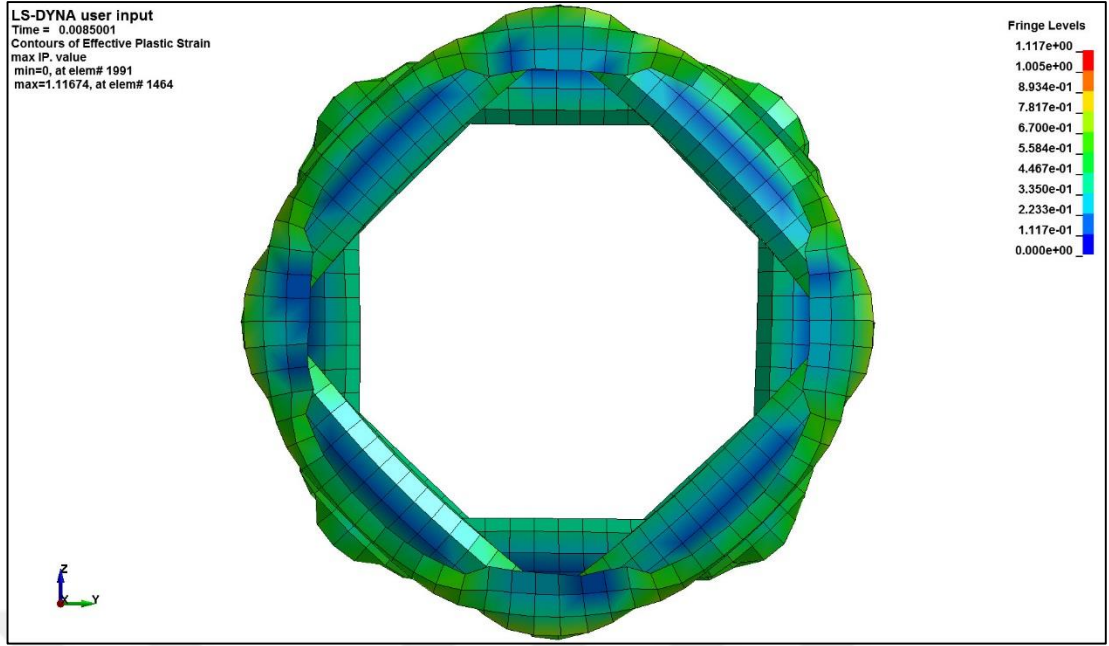
Şekil 6.19: S2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- S2 tüm enerjiyi 0,0085 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.20: S2 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

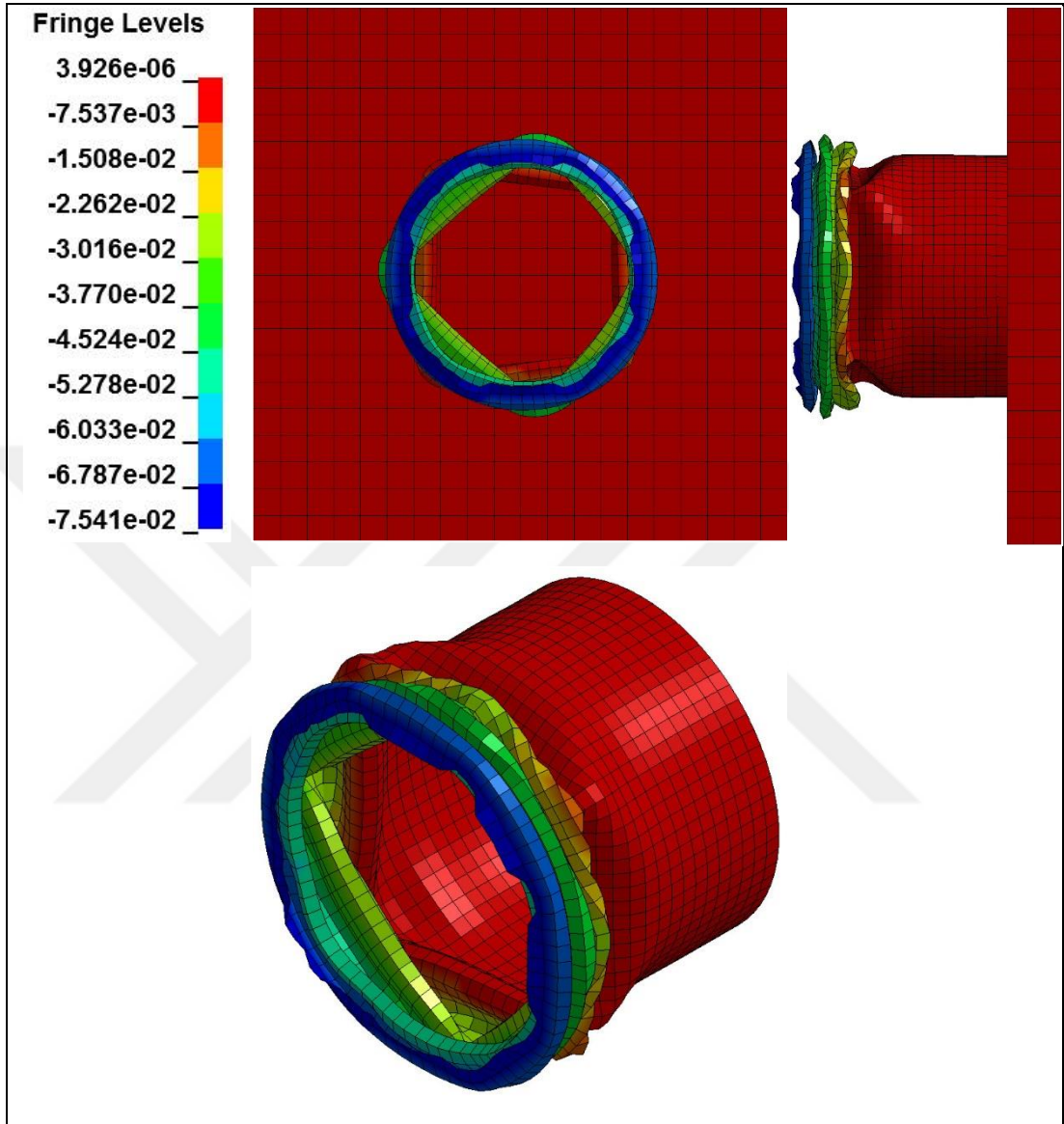
- S2 yaklaşık 0,0013 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 1400 J'dur.



Şekil 6.21: S2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

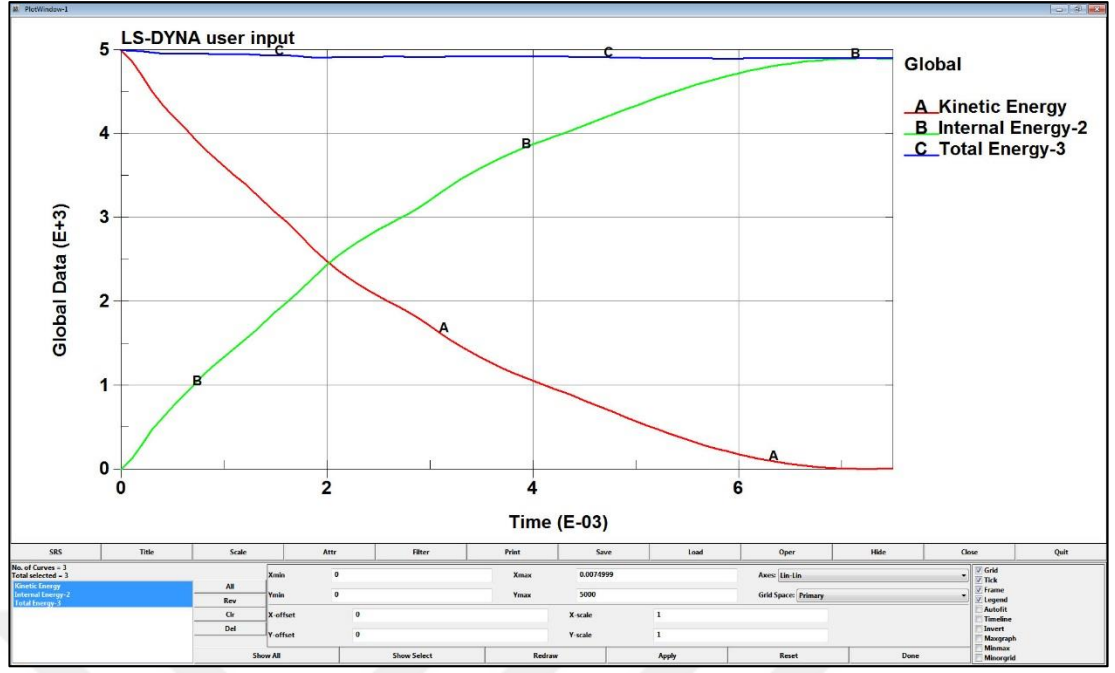
- S2 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,117 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.2.3 Et Kalınlığı 2,0 mm (S3)



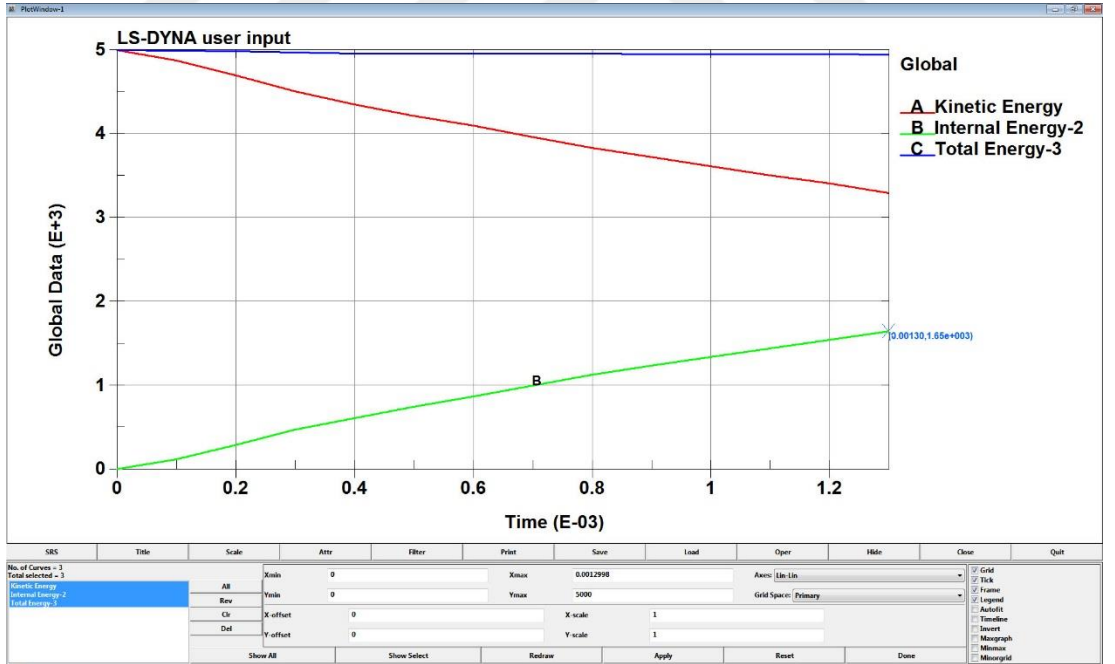
Şekil 6.22: S3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- S3 75,41 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



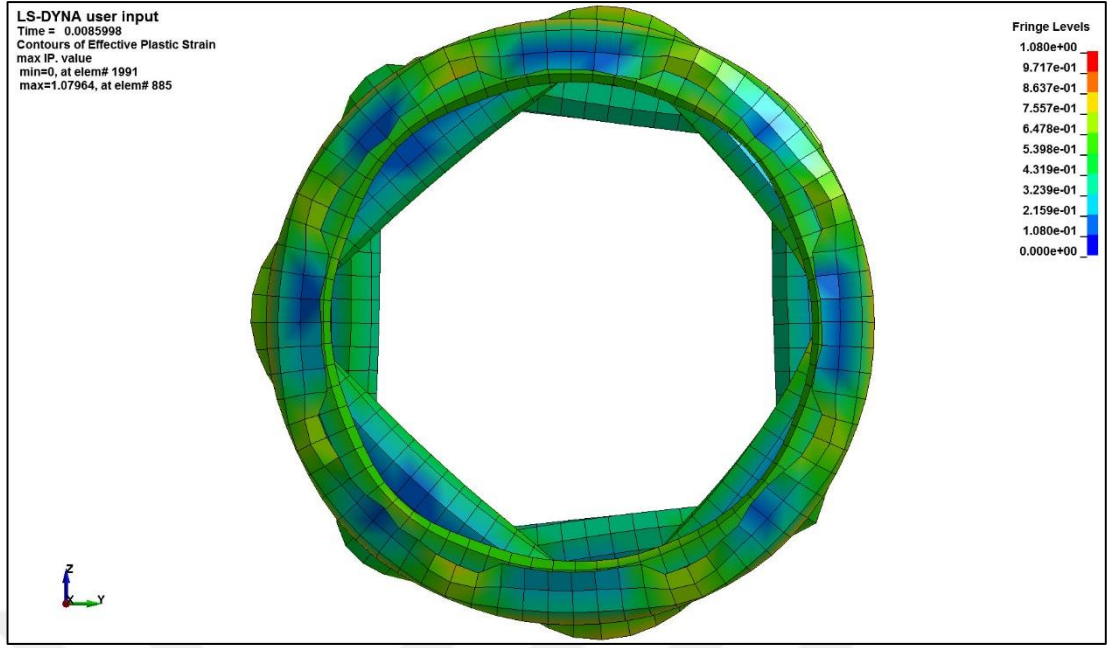
Şekil 6.23: S3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- S3 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0075 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.24: S3 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

- S3 yaklaşık 0,0013 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 1650 J'dur.

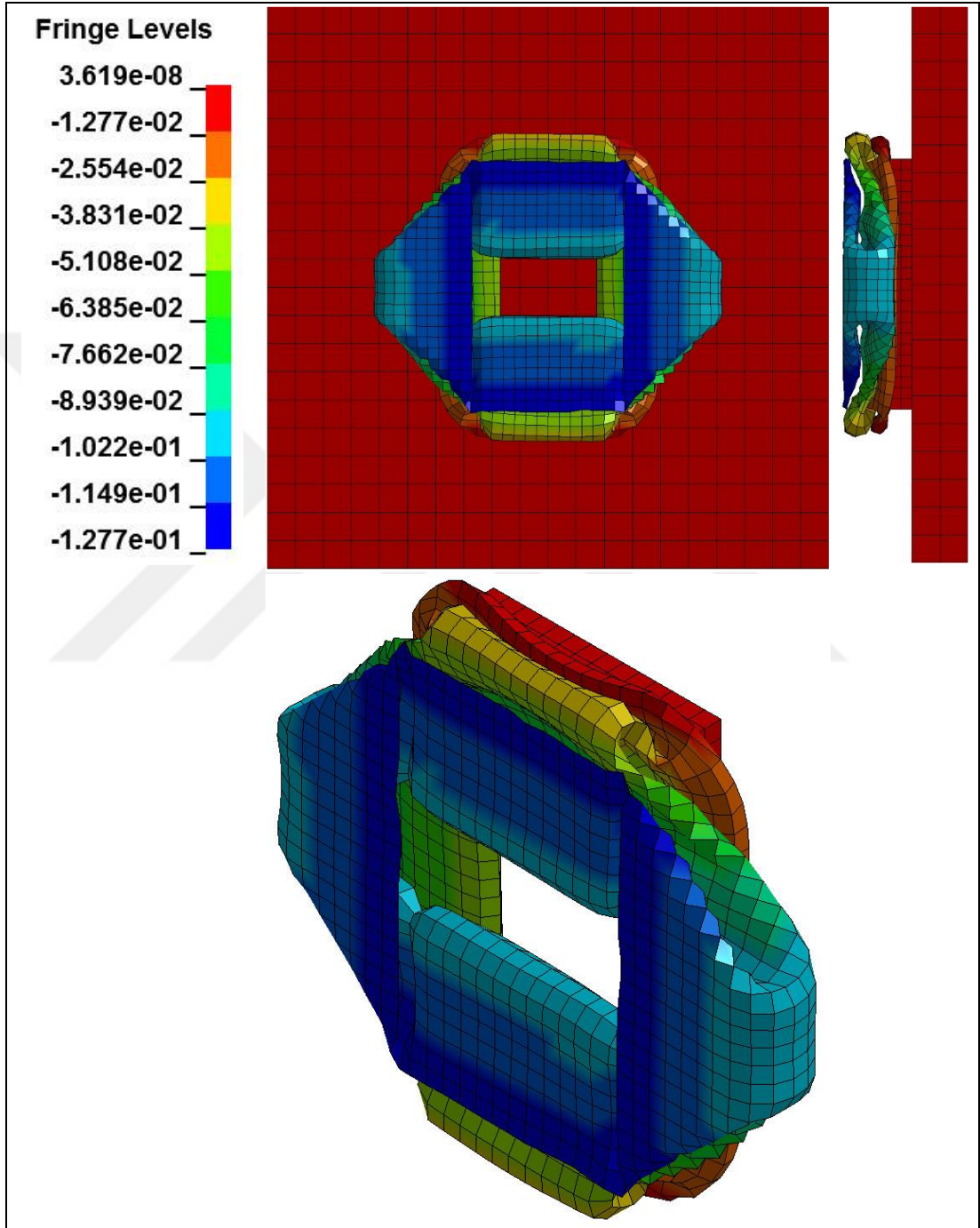


Şekil 6.25: S3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

- S3 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,080 oranında plastik gerinime uğramıştır.

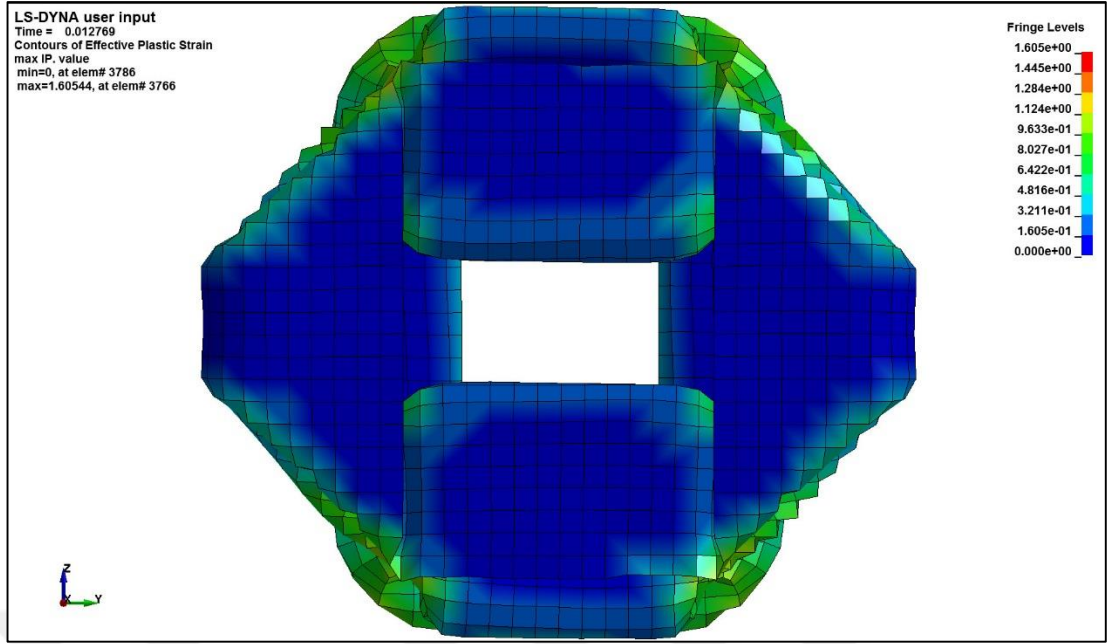
6.2.3. Altın Oran Profil Sonuçları (AO)

6.2.3.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (AO1)



Şekil 6.26: AO1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

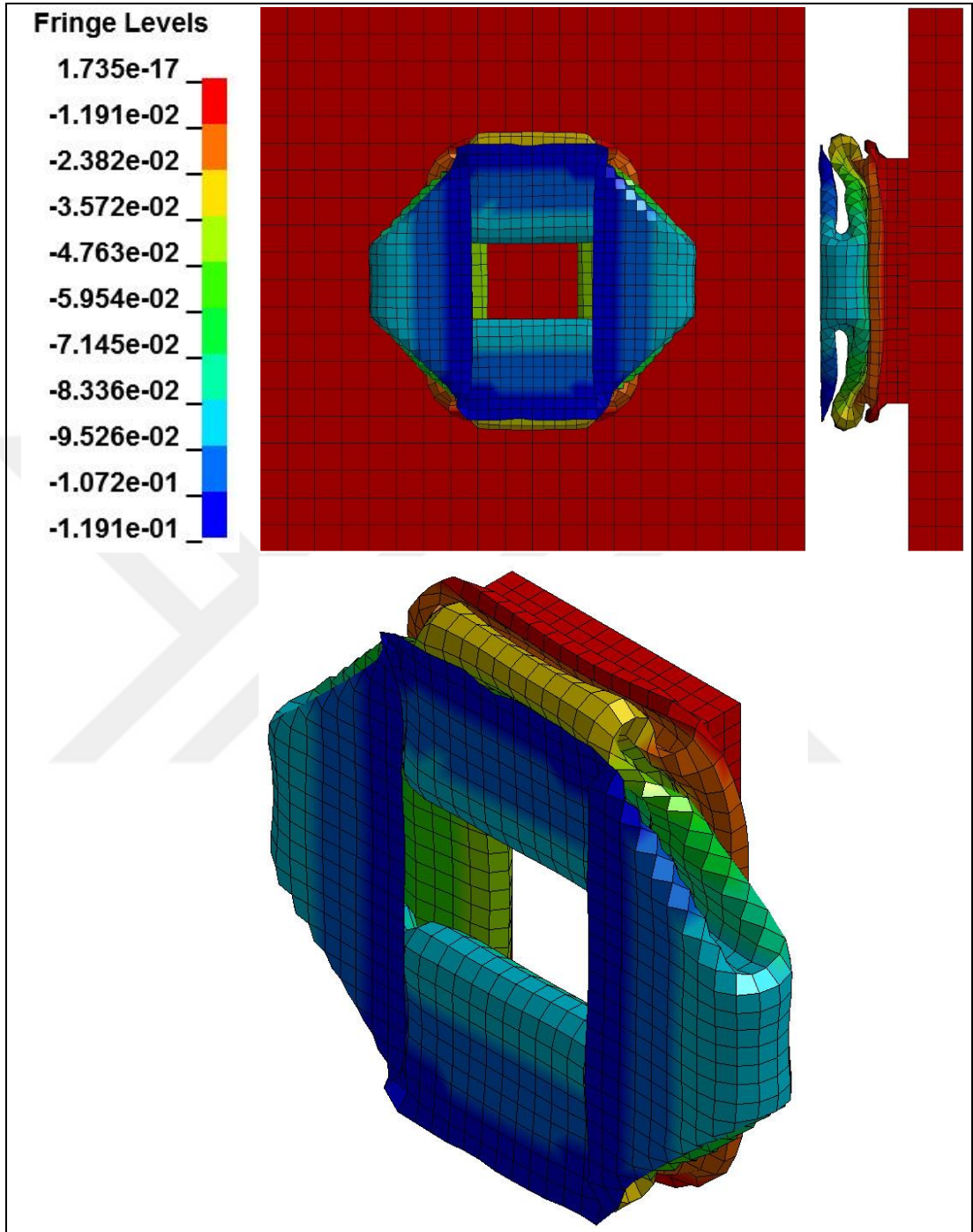
- AO1 127,7 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



Şekil 6.29: AO1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

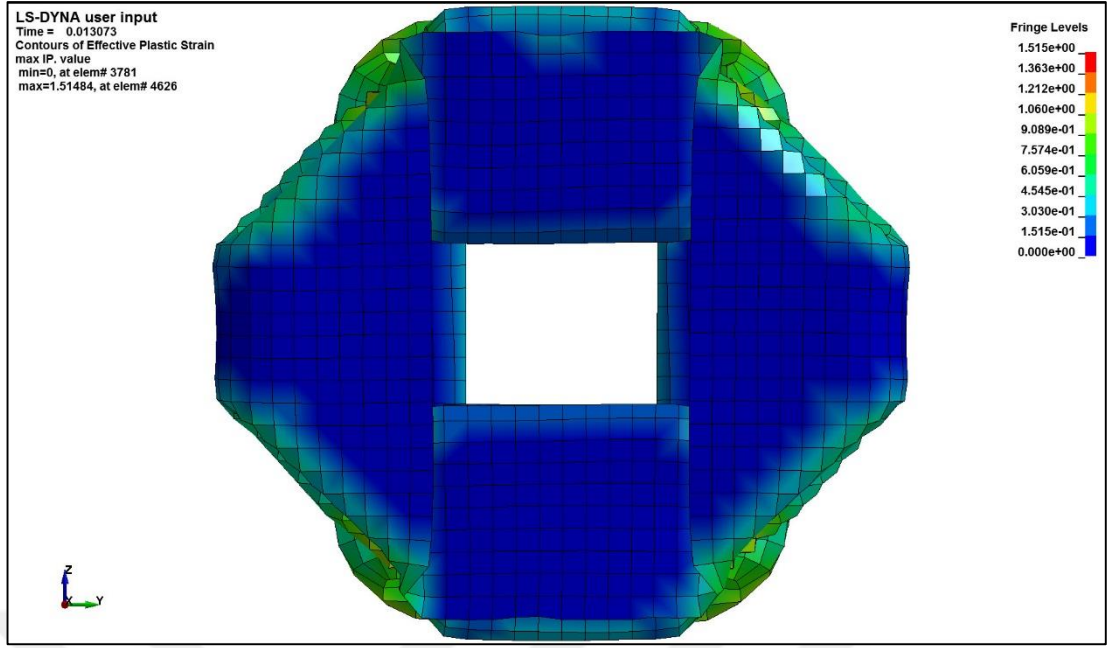
- AO1 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,605 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.3.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (AO2)



Şekil 6.30: AO2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

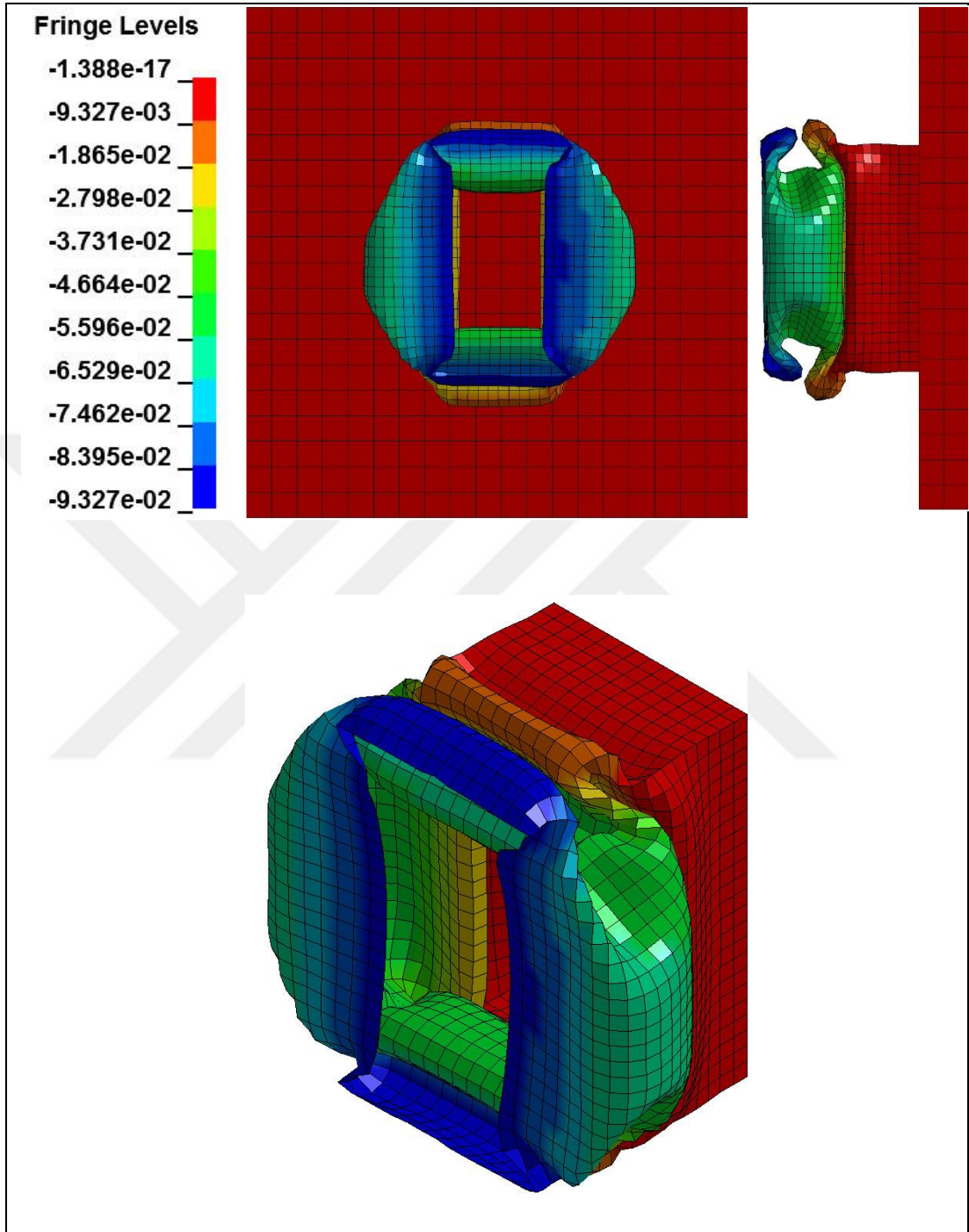
- AO2 119,1 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



Şekil 6.33: AO2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

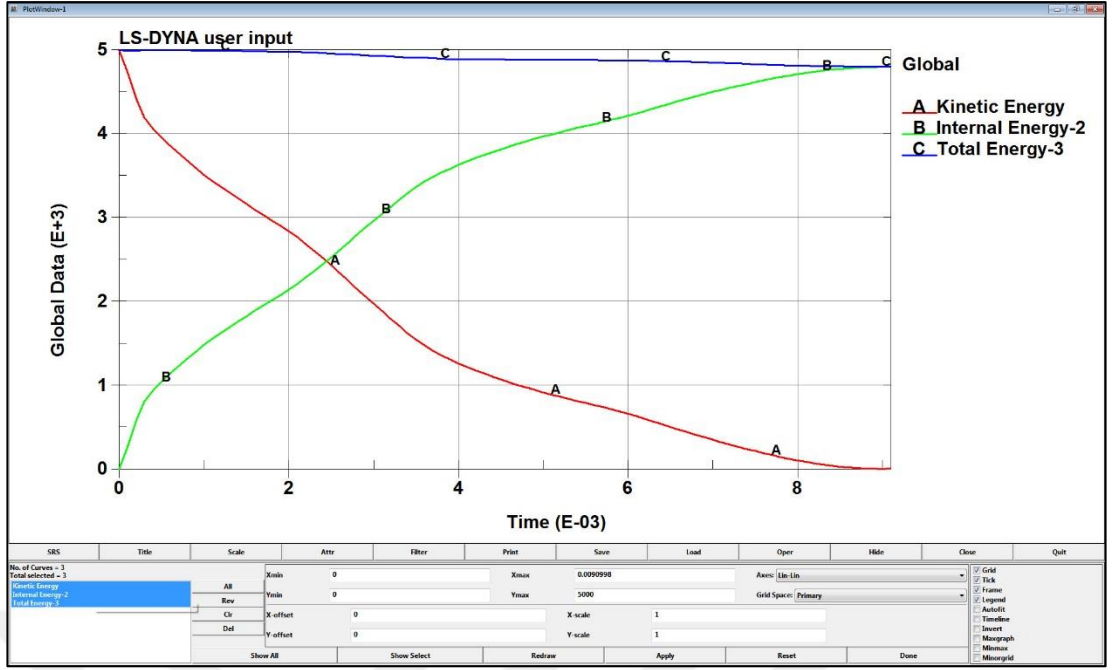
- AO2 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,515 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.3.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (AO3)



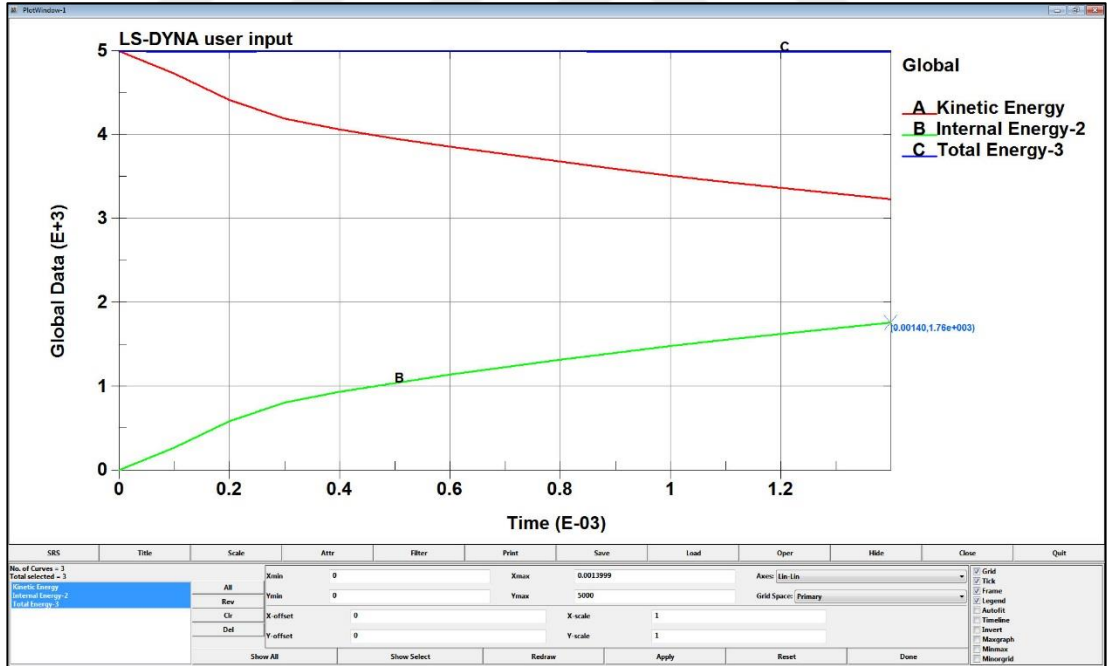
Şekil 6.34: AO3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- AO3 93,27 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



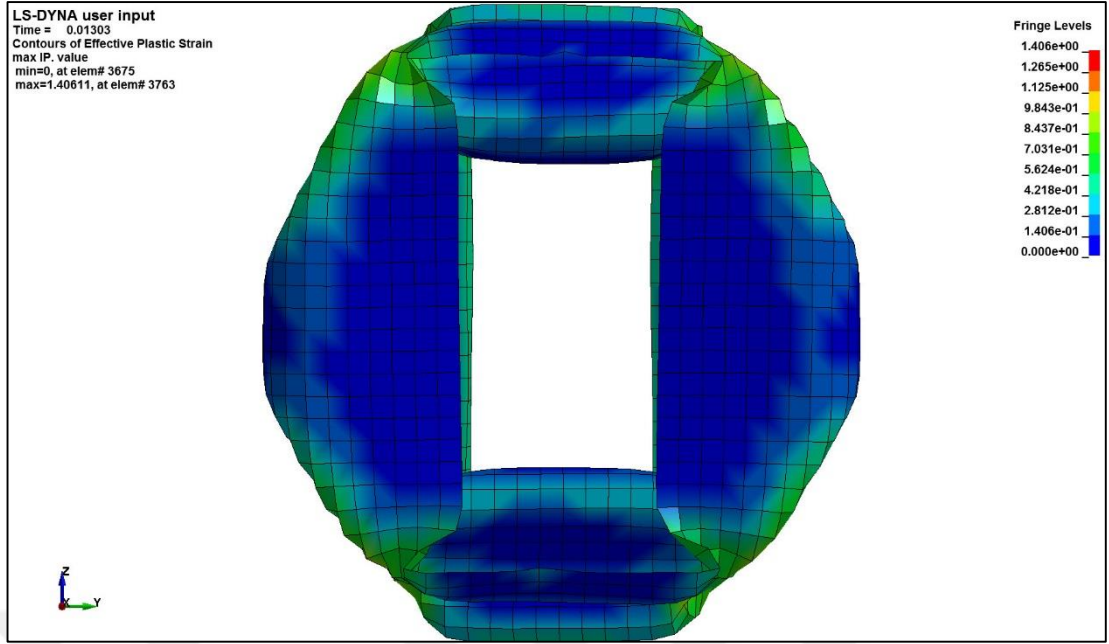
Şekil 6.35: AO3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- AO3 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0091 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.36: AO3 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

- AO3 yaklaşık 0,0014 sn.de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 1760 J'dur.

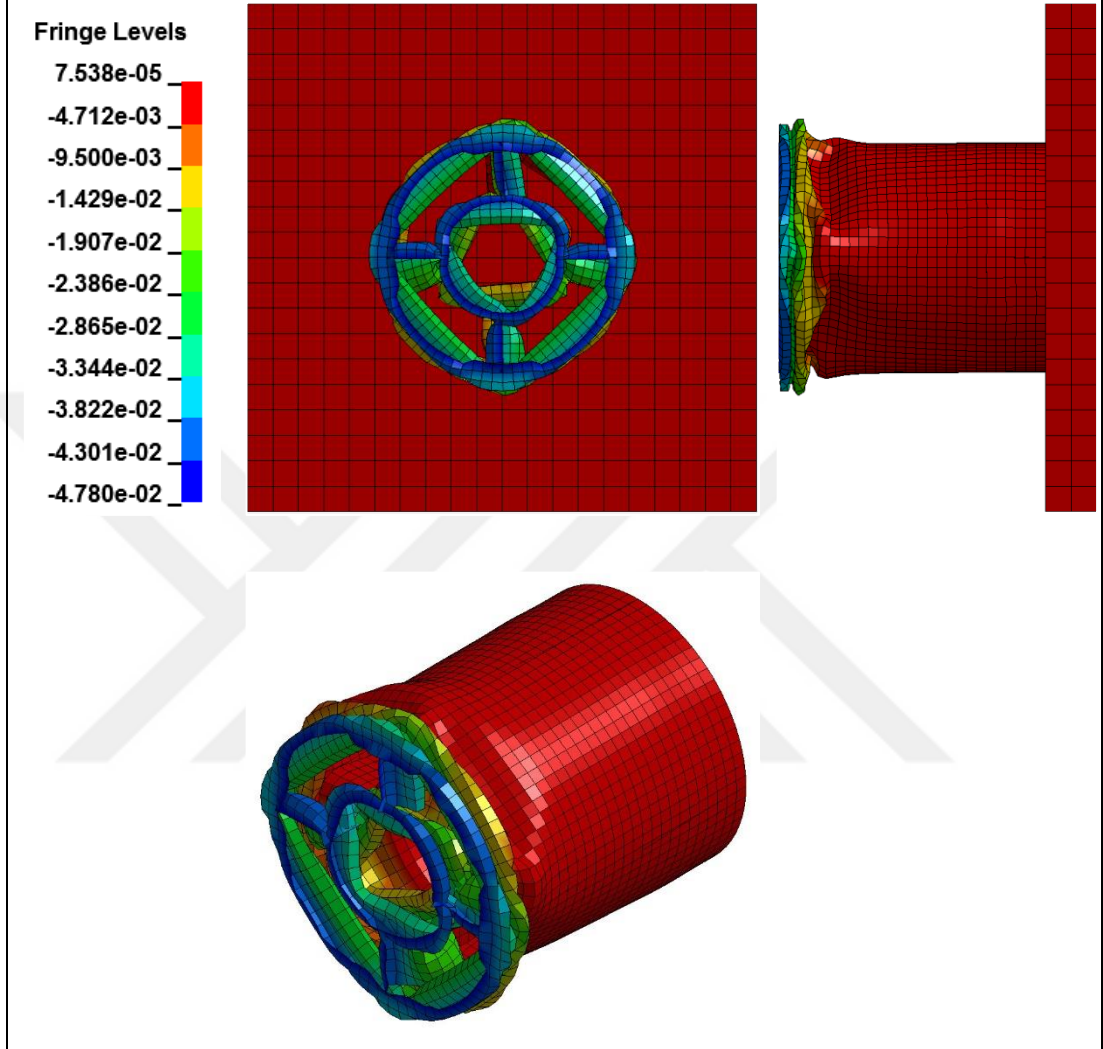


Şekil 6.37: AO3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

- AO3 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,406 oranında plastik gerinime uğramıştır.

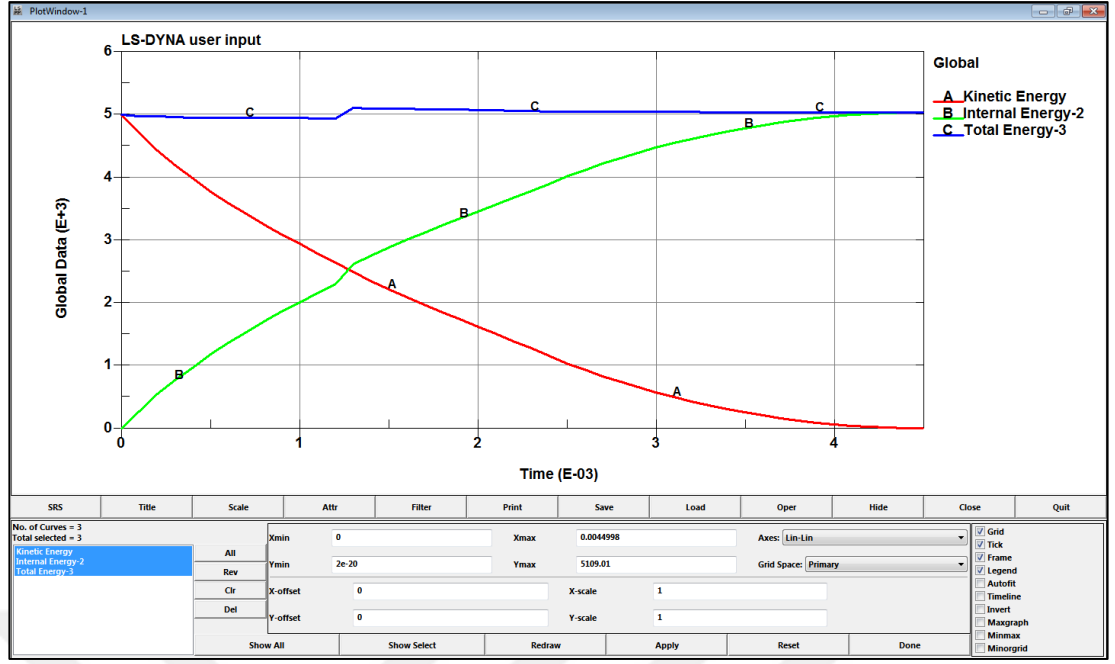
6.2.4. Silindir İçi Silindir Profil Sonuçları (SIS)

6.2.4.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (SIS1)



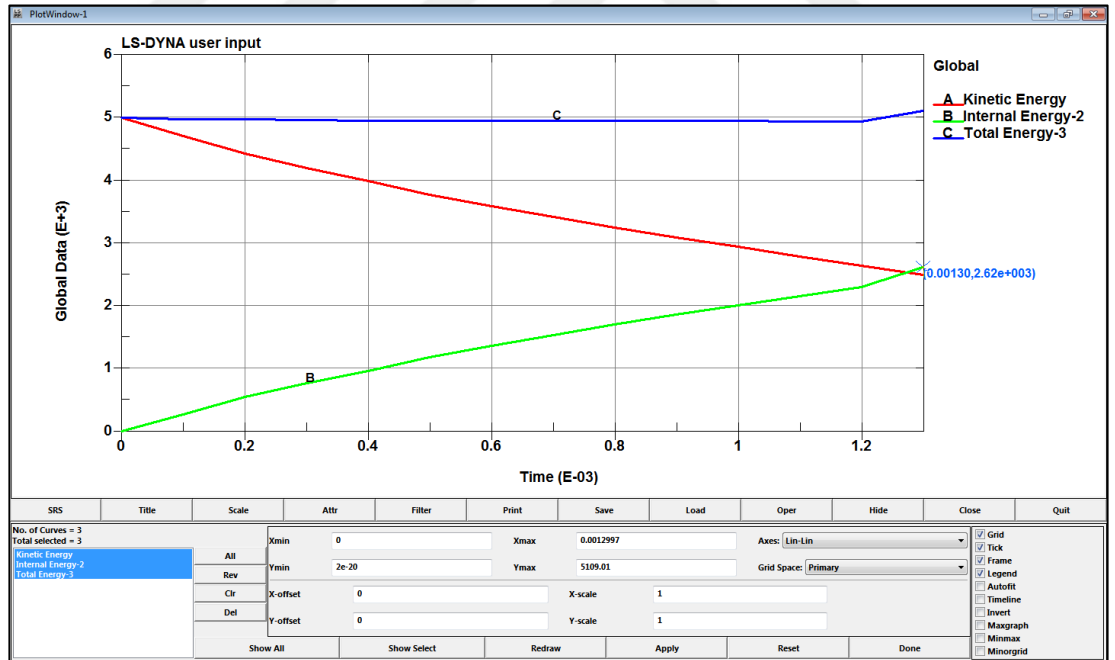
Şekil 6.38: SIS1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- SIS1 47,80 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



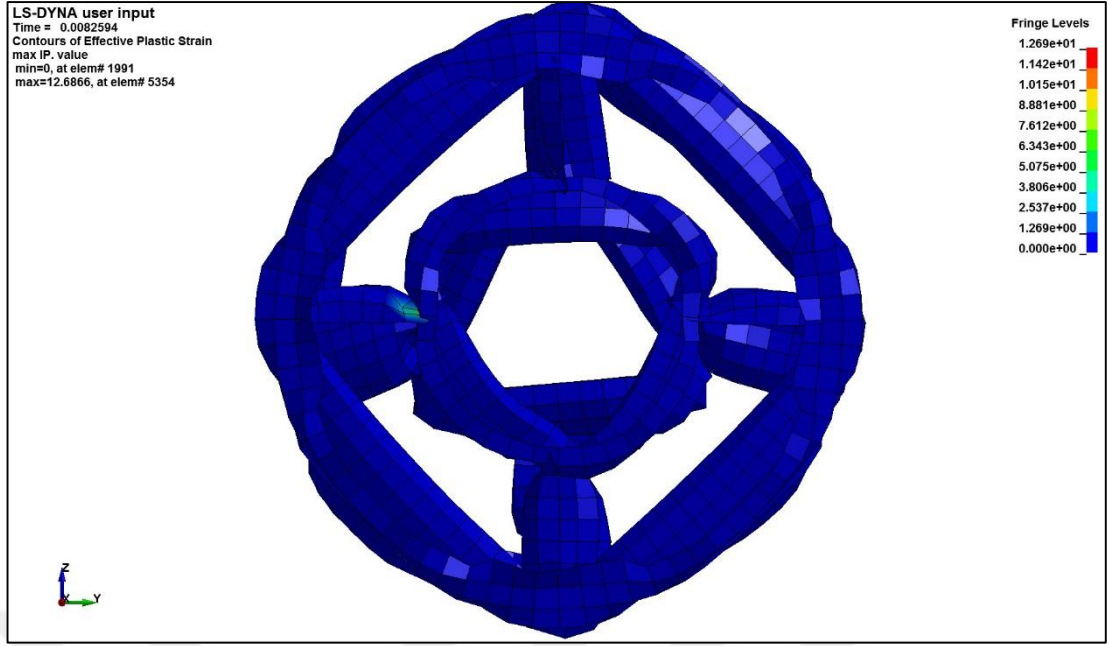
Şekil 6.39: SIS1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- SIS1 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0045 sn. 'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.40: SIS1 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

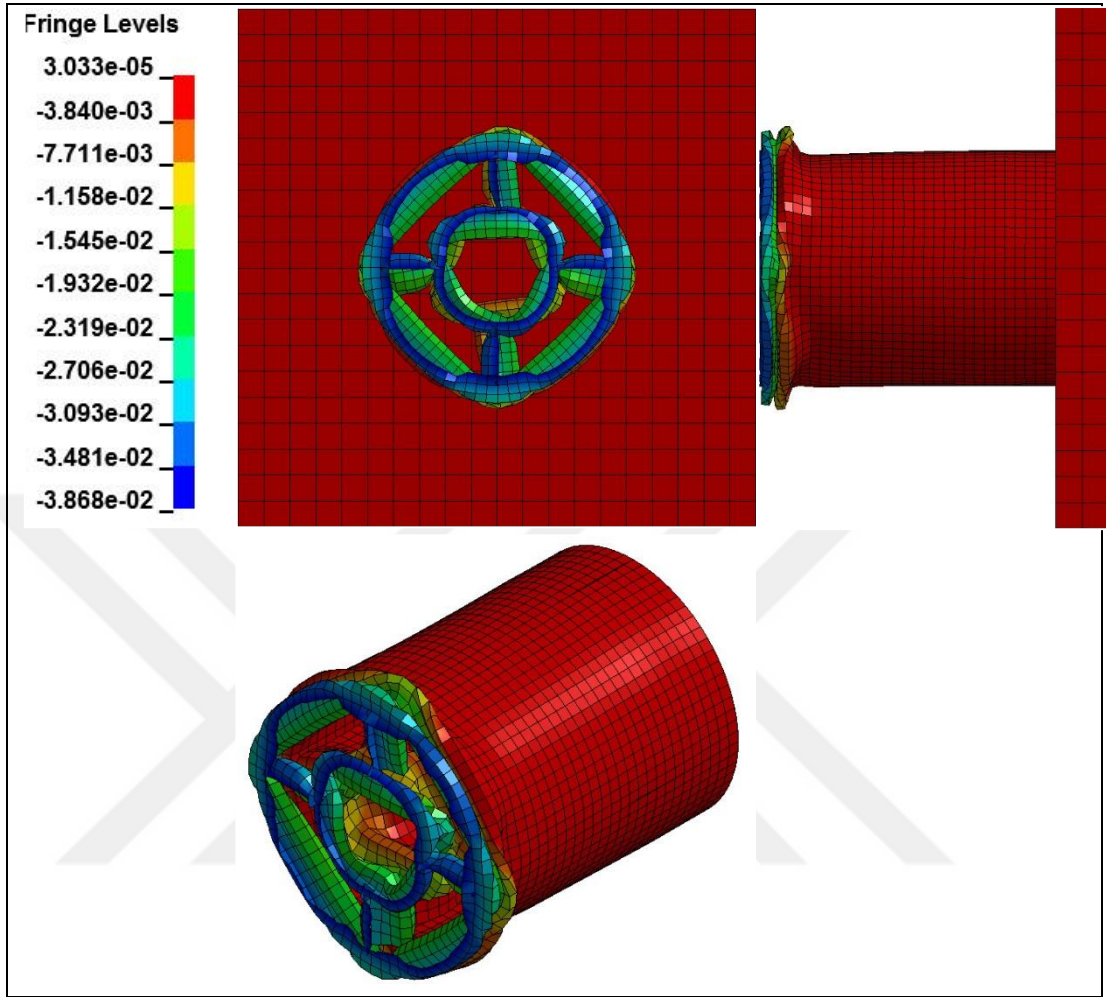
- SIS1 yaklaşık 0,0013 sn.de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2620 J' dur.



Şekil 6.41: SIS1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

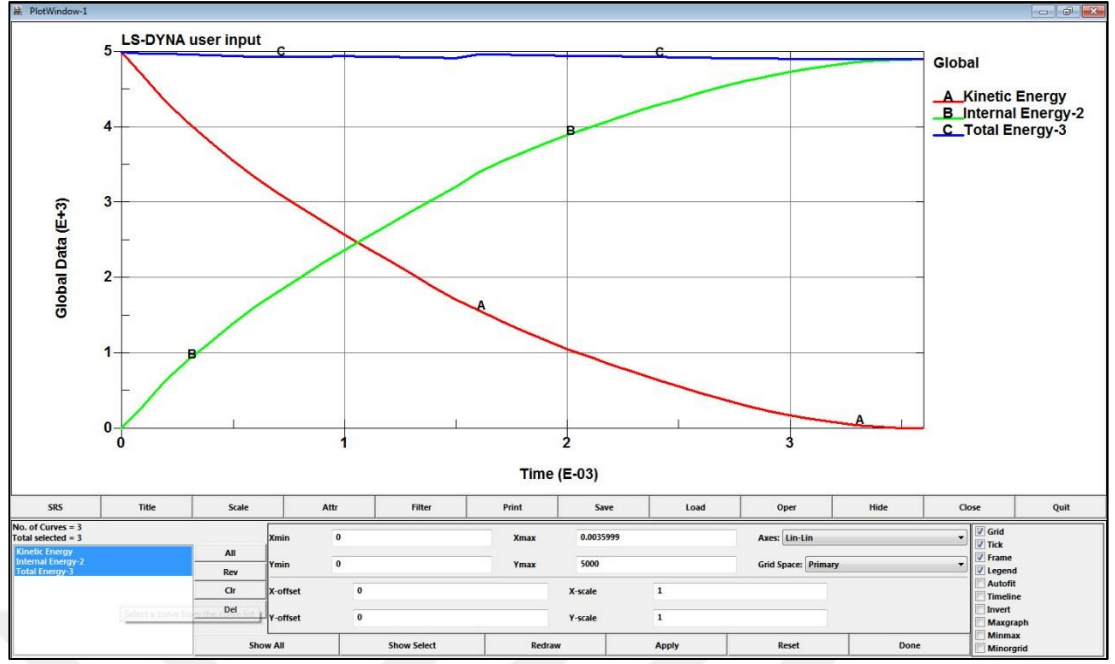
- SIS1 Parçası yaklaşık olarak maksimum 12,69 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.4.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (SIS2)



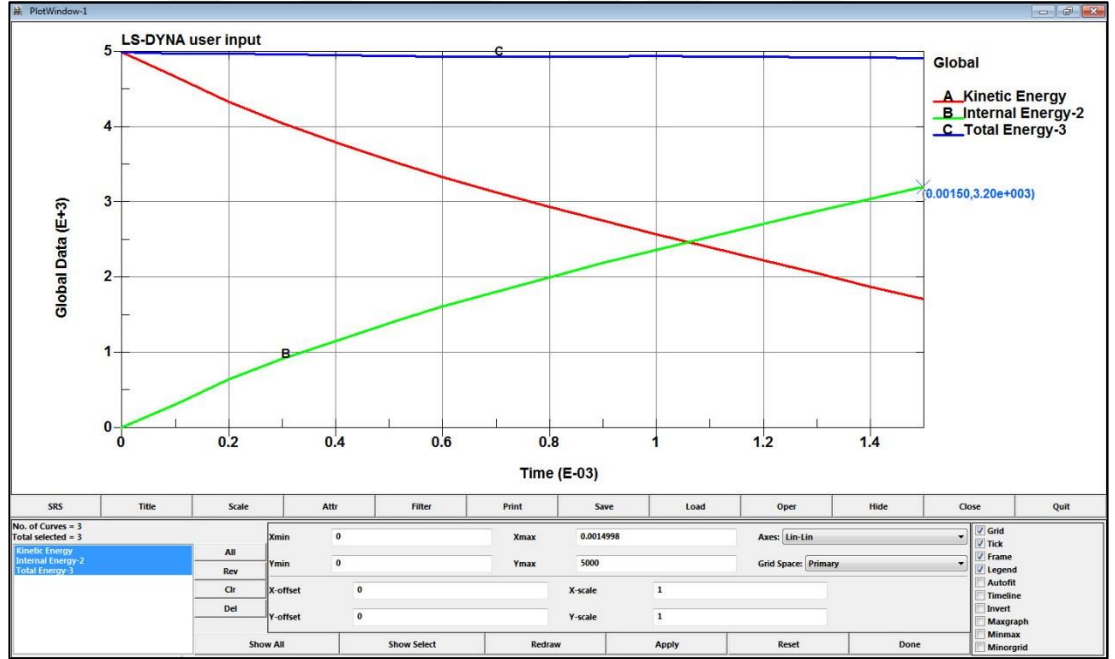
Şekil 6.42: SIS2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- SIS2 38,68 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



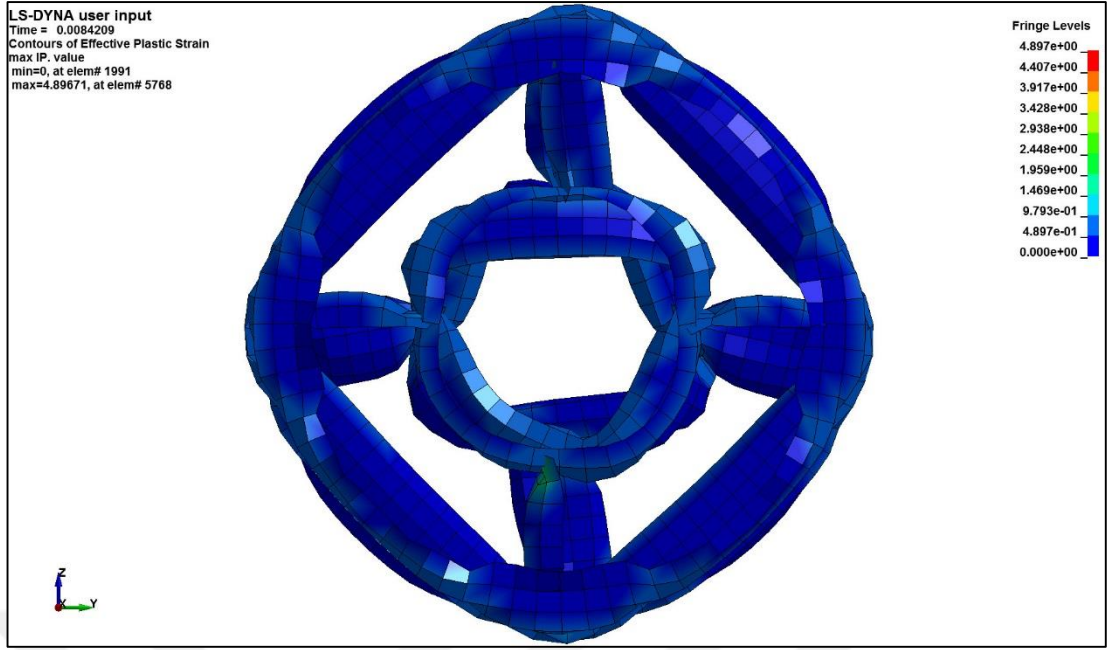
Şekil 6.43: SIS2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- SIS2 tüm enerjiyi 0,0036 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.44: SIS2 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

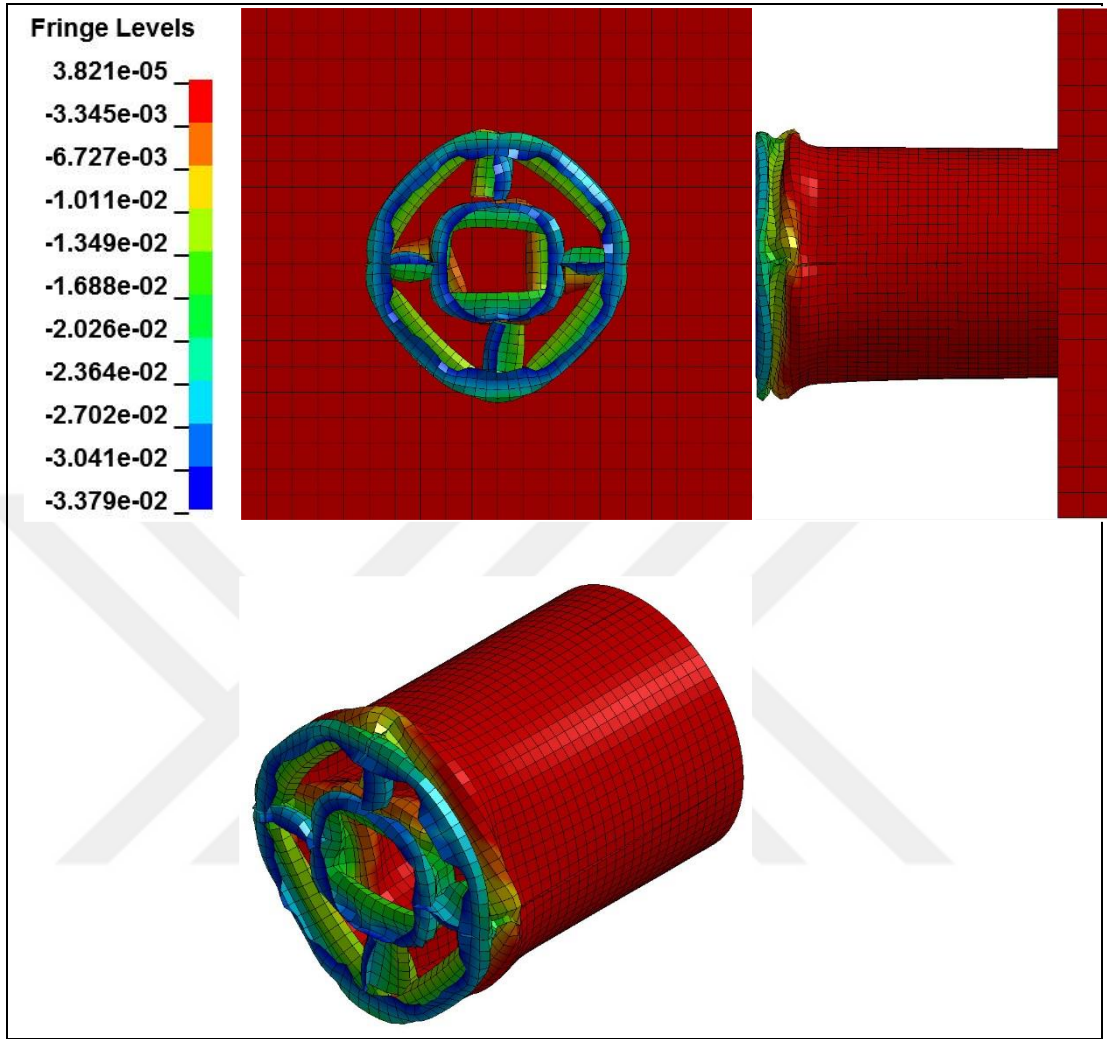
- SIS2 yaklaşık 0,0015 sn.de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 3200 J' dur.



Şekil 6.45: SIS2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

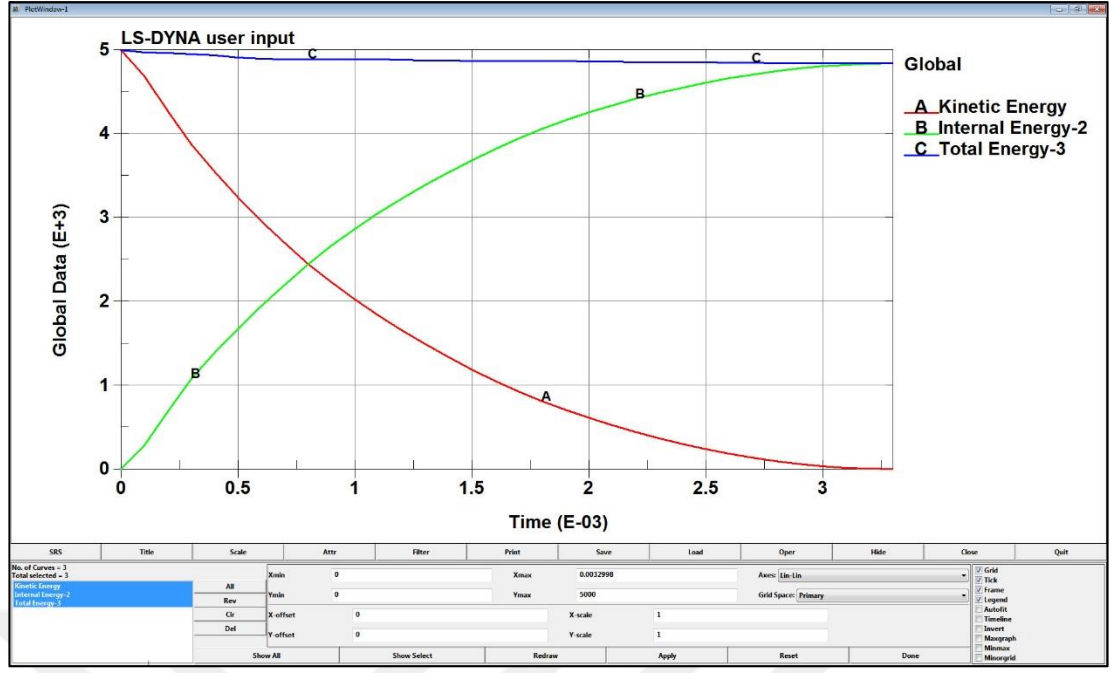
- SIS2 Parçası yaklaşık olarak maksimum 4,9 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.4.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (SIS3)



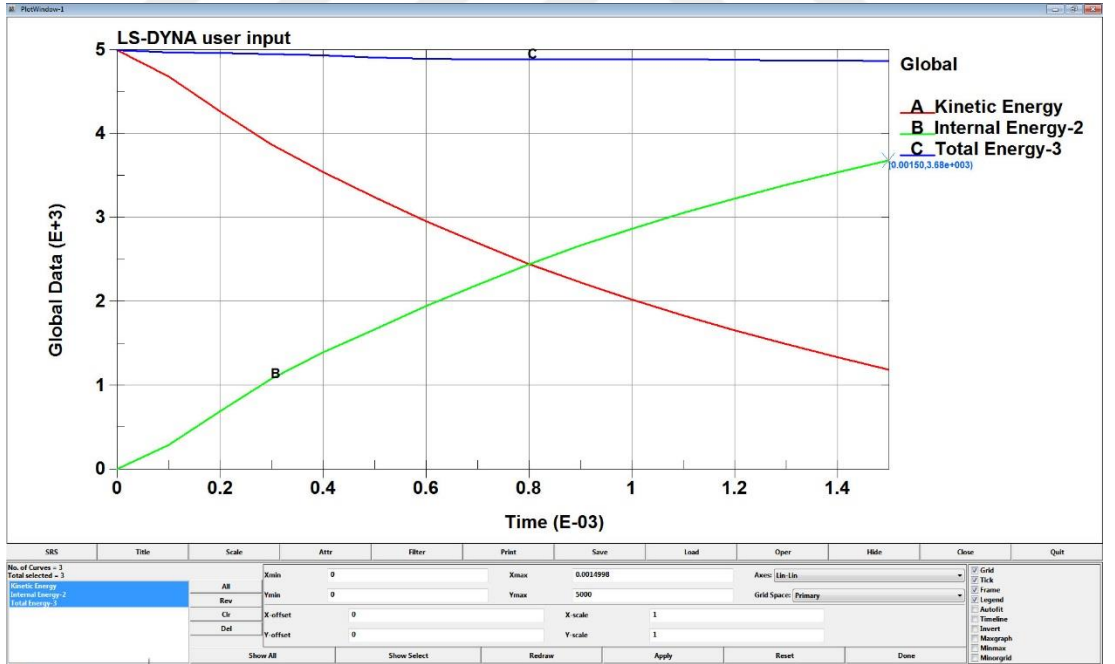
Şekil 6.46: SIS3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- SIS3 33,79 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



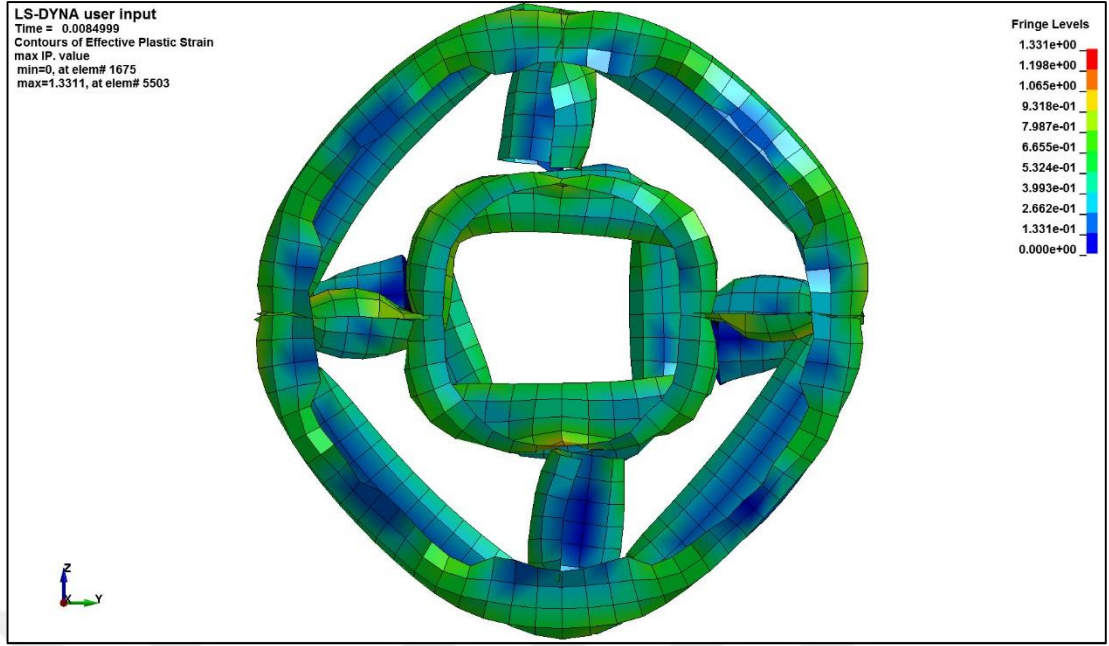
Şekil 6.47: SIS3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- SIS3 tüm enerjiyi 0,0033 sn. 'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.48: SIS3 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

- SIS3 yaklaşık yaklaşık 0,0015sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 3680 J' dur.

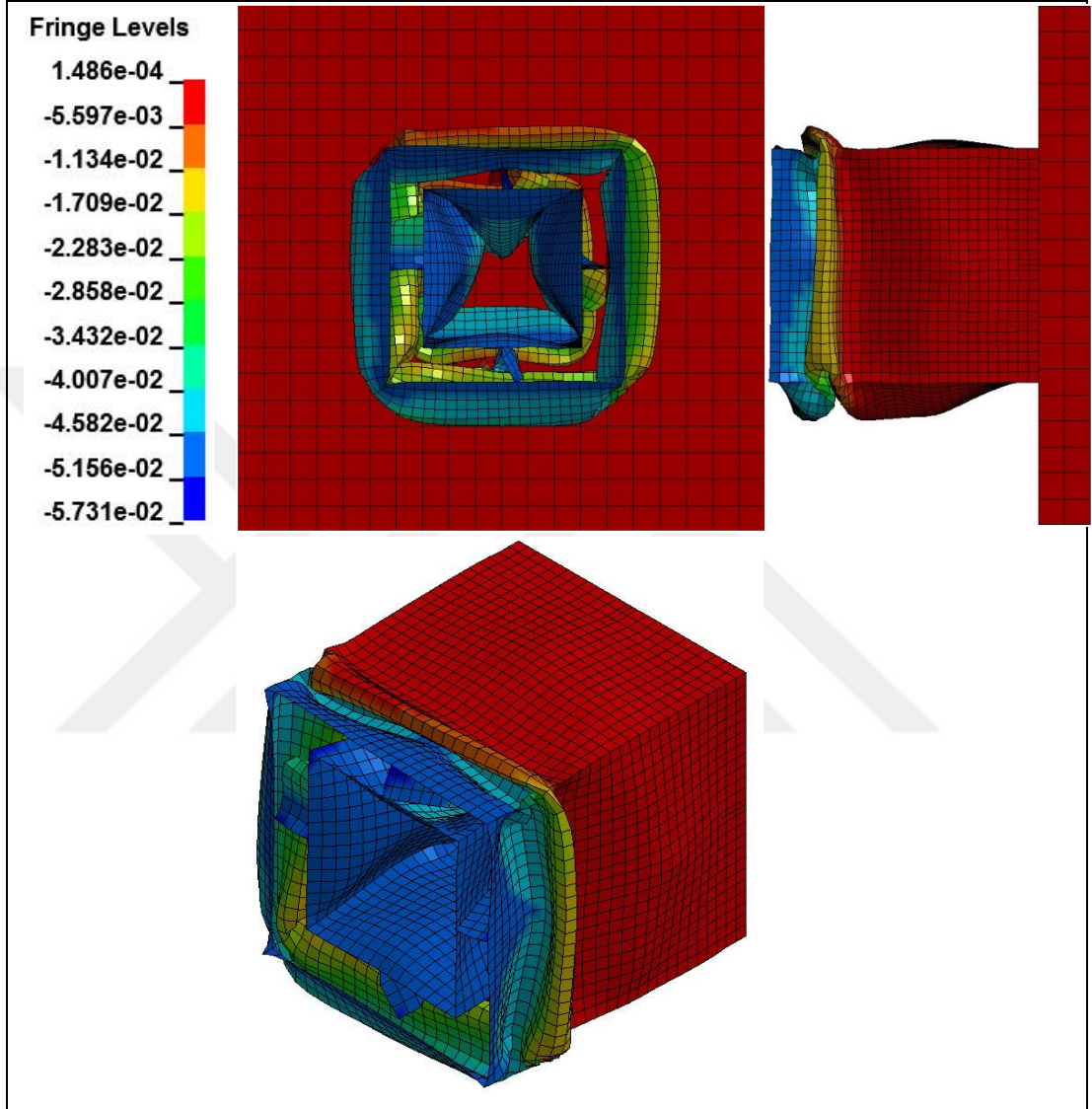


Şekil 6.49: SIS3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

- SIS3 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,33 oranında plastik gerinime uğramıştır.

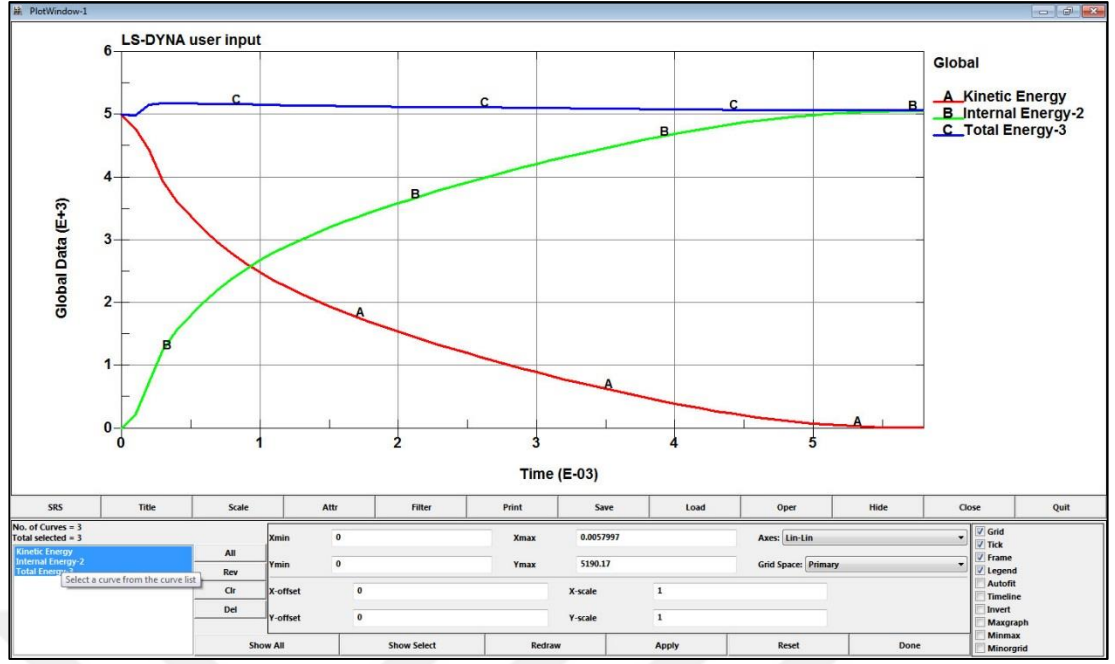
6.2.5. Kare İçi Kare Profil Sonuçları (KIK)

6.2.5.1 Et Kalınlığı 1,6 mm (KIK1)



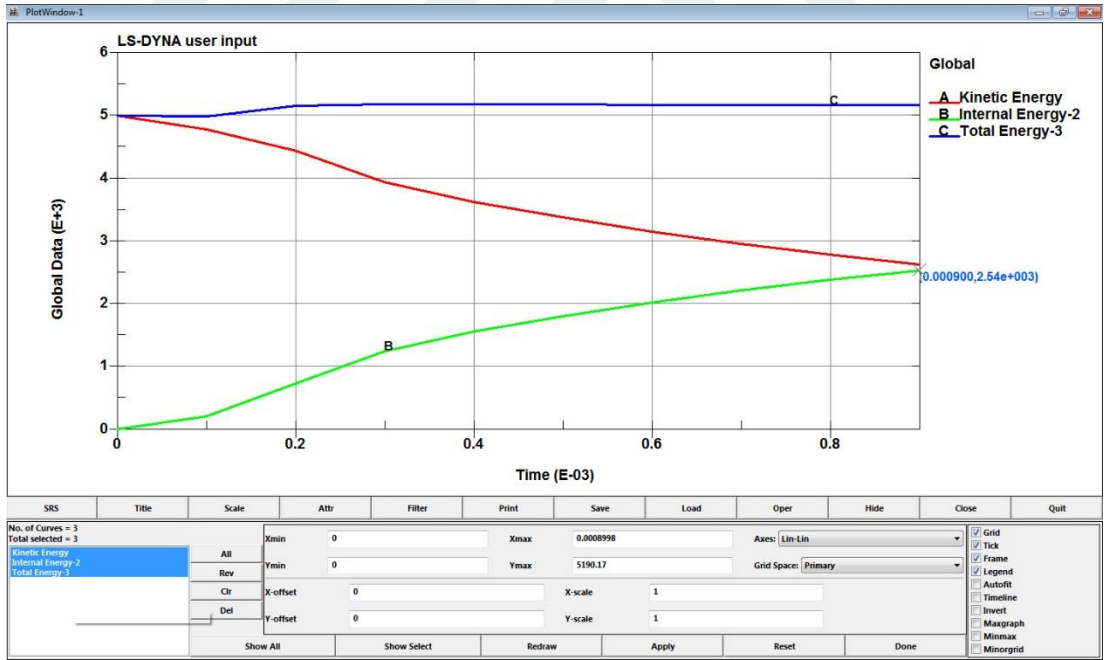
Şekil 6.50: KIK1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- KIK1 57,31 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



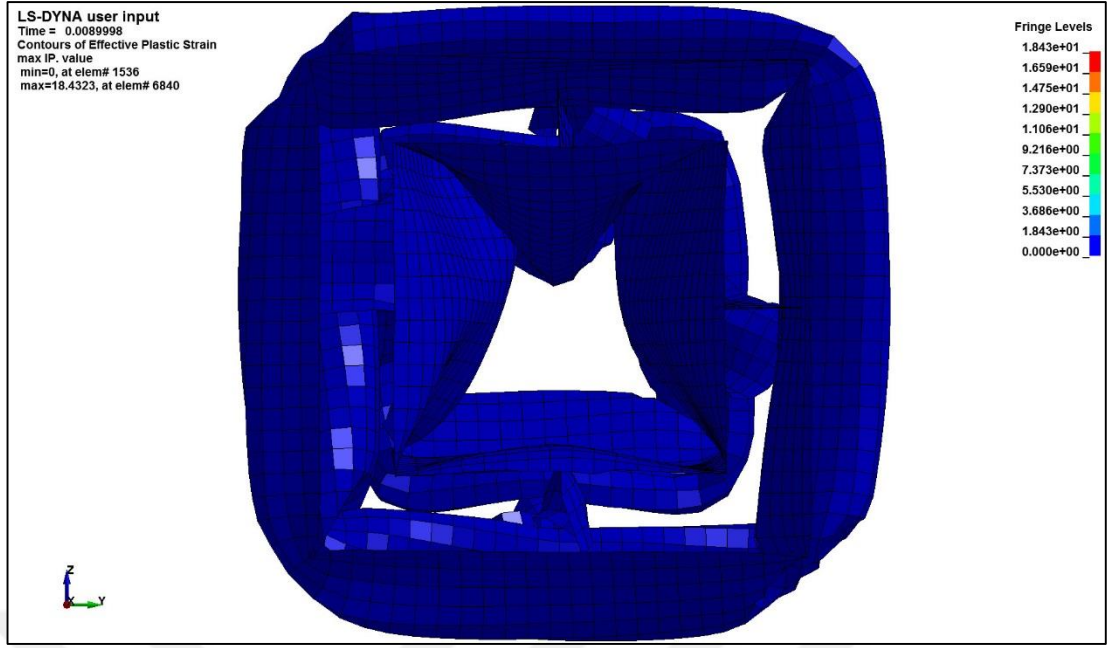
Şekil 6.51: KIK1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- KIK1 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0058 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.52: KIK1 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

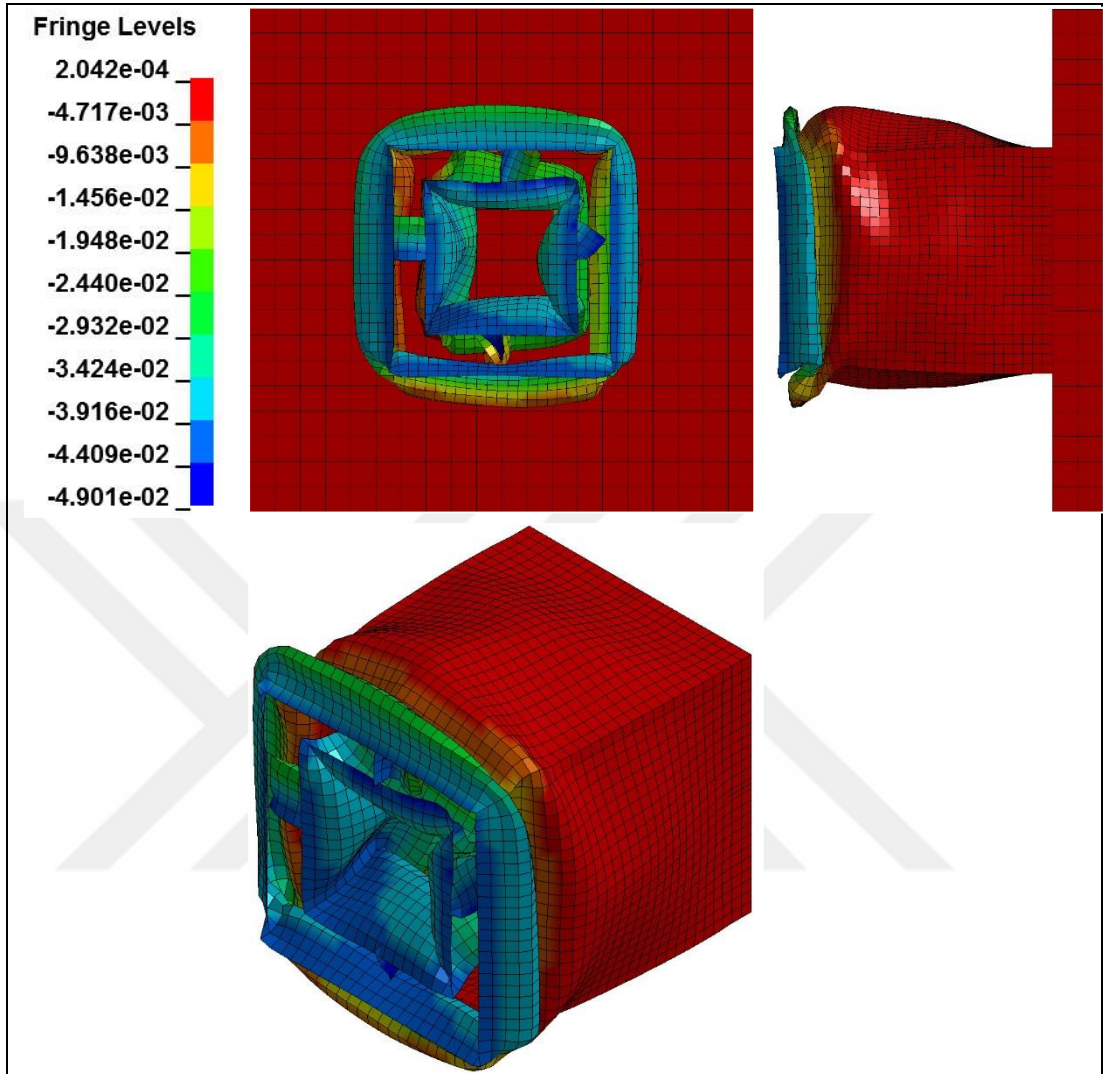
- KIK1 yaklaşık yaklaşık 0,0009 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2540 J' dur.



Şekil 6.53: KIK1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

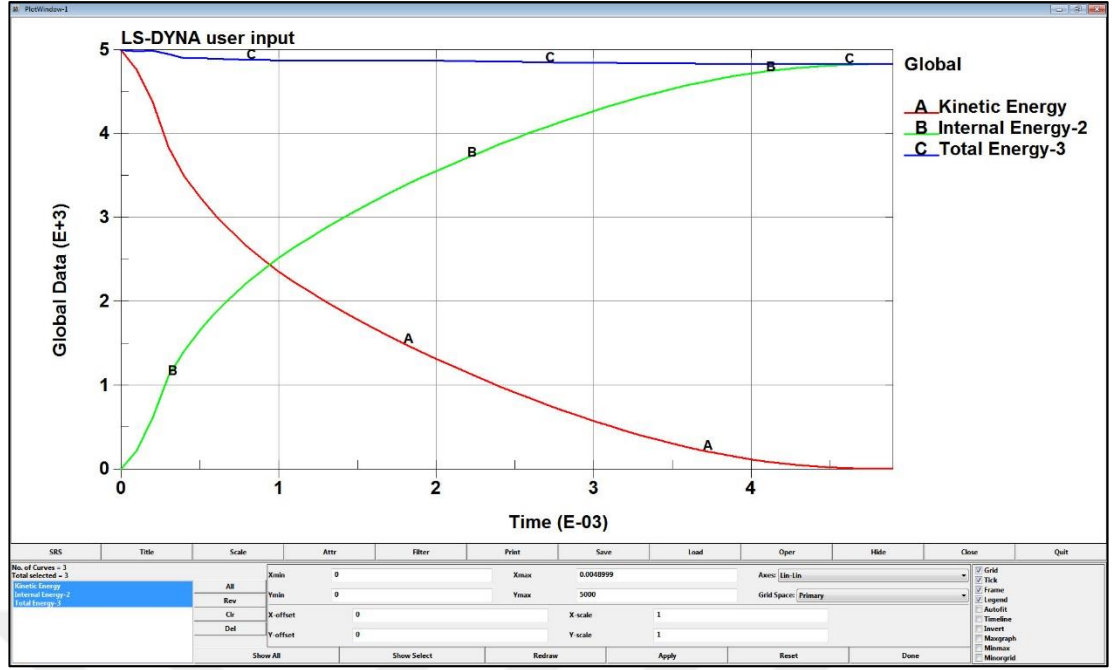
- KIK1 Parçası yaklaşık olarak maksimum 18,43 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.5.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (KIK2)



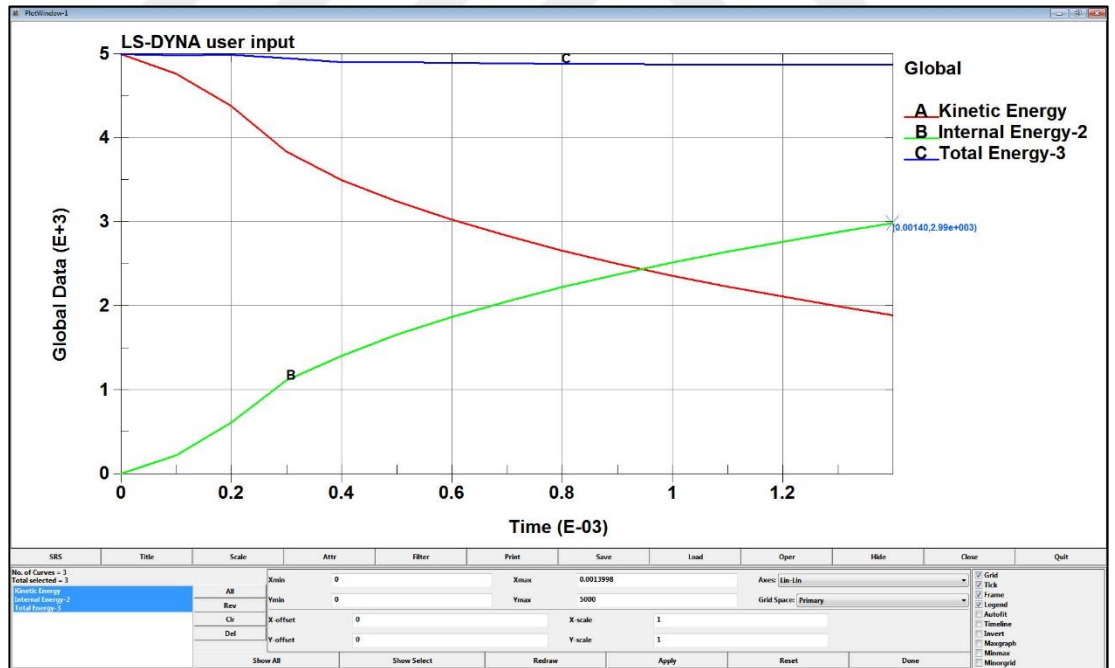
Şekil 6.54: KIK2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- KIK2 49,01 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



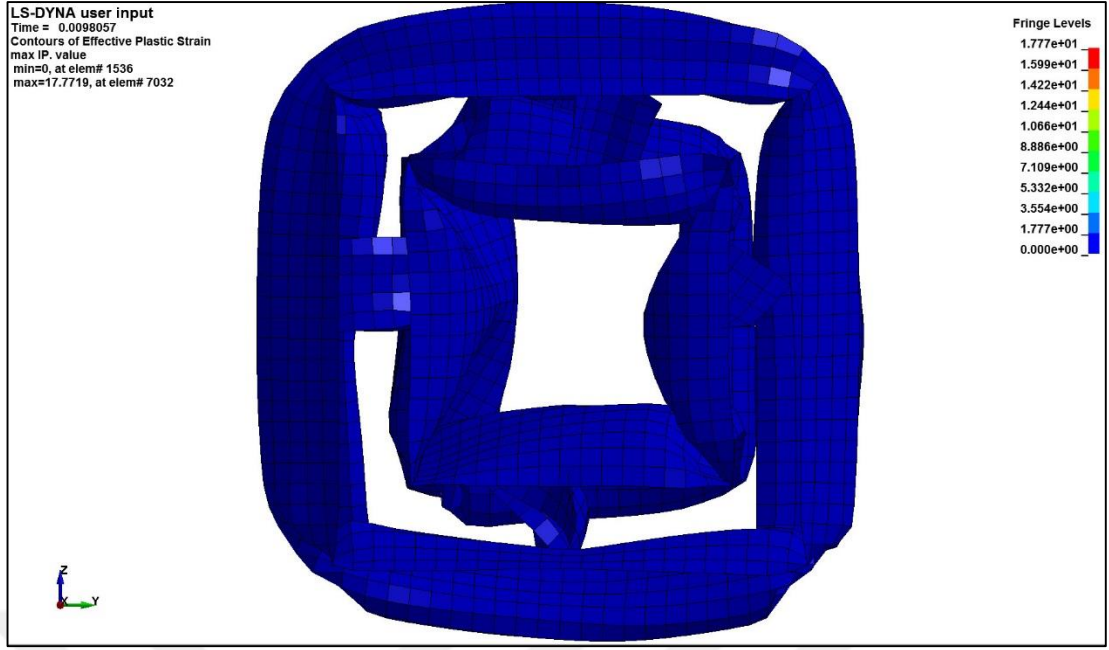
Şekil 6.55: KIK2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlemesi.

- KIK2 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0049 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.56: KIK2 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

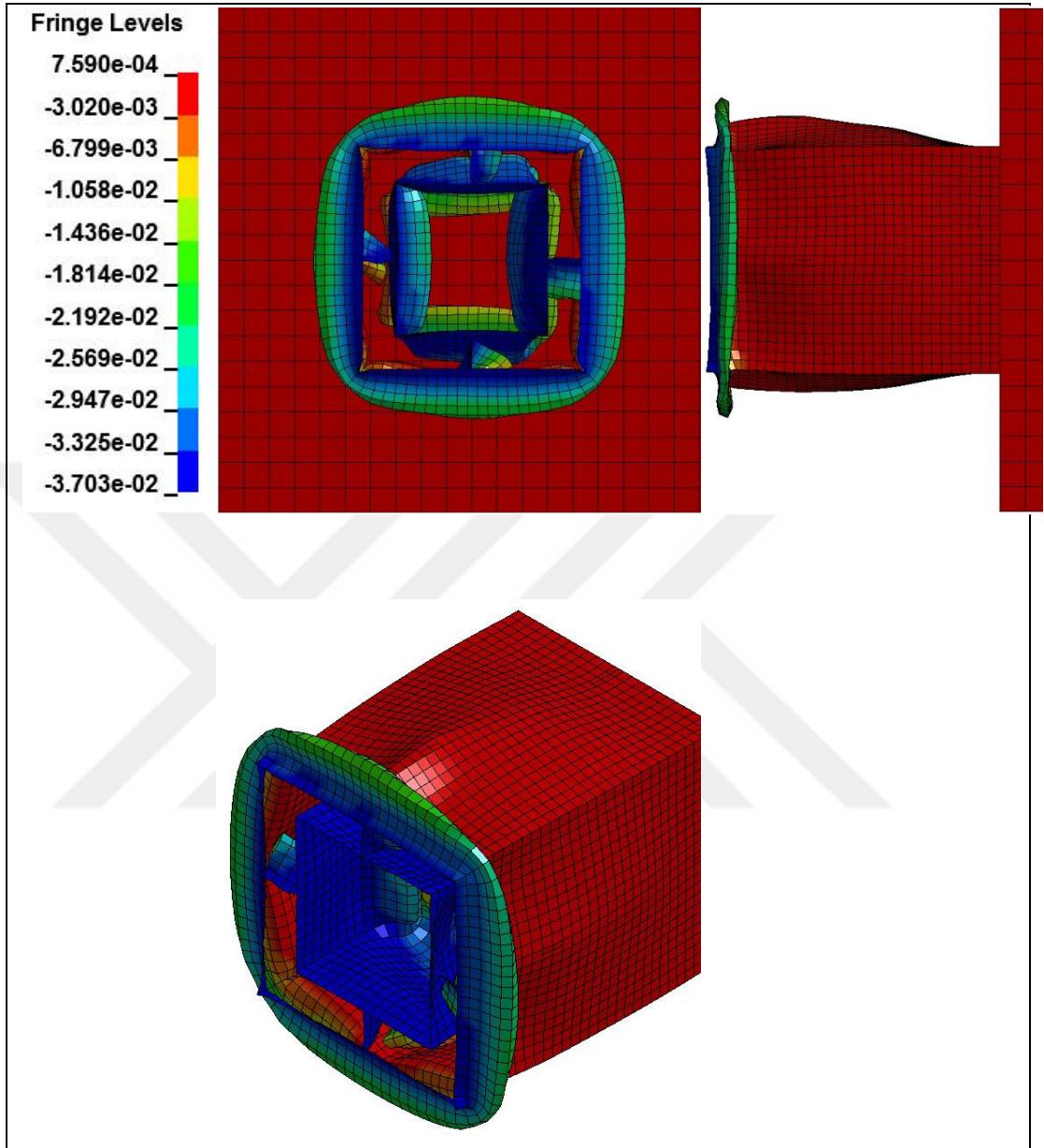
- KIK2 yaklaşık yaklaşık 0,0014 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2990 J' dur.



Şekil 6.57: KIK2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

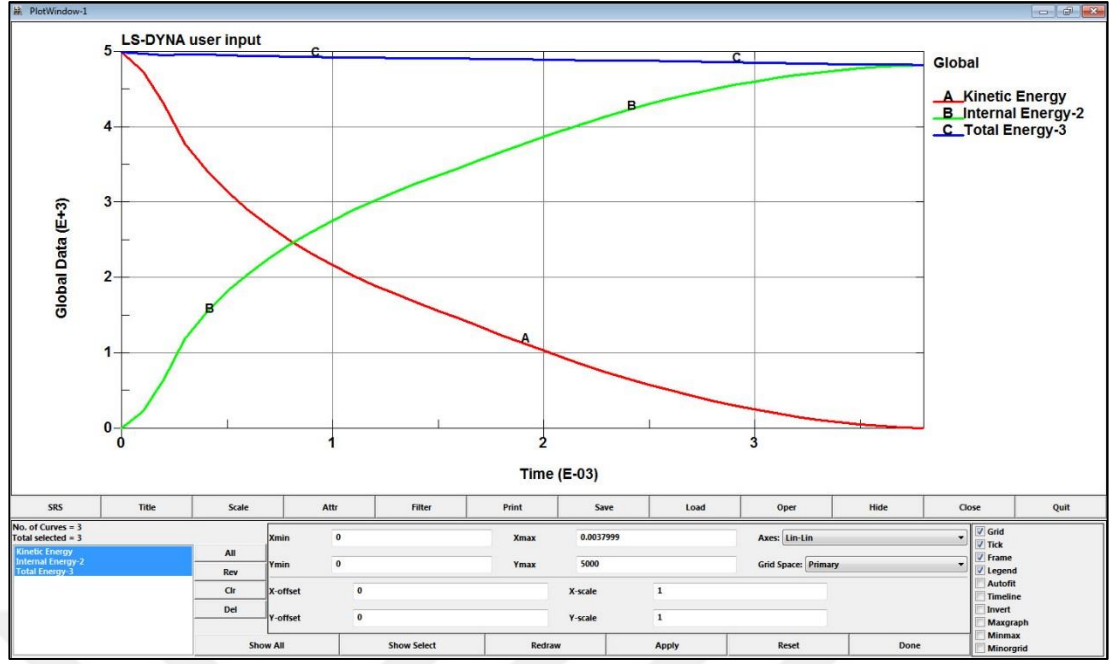
- KIK2 Parçası yaklaşık olarak maksimum 17,77 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.5.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (KIK3)



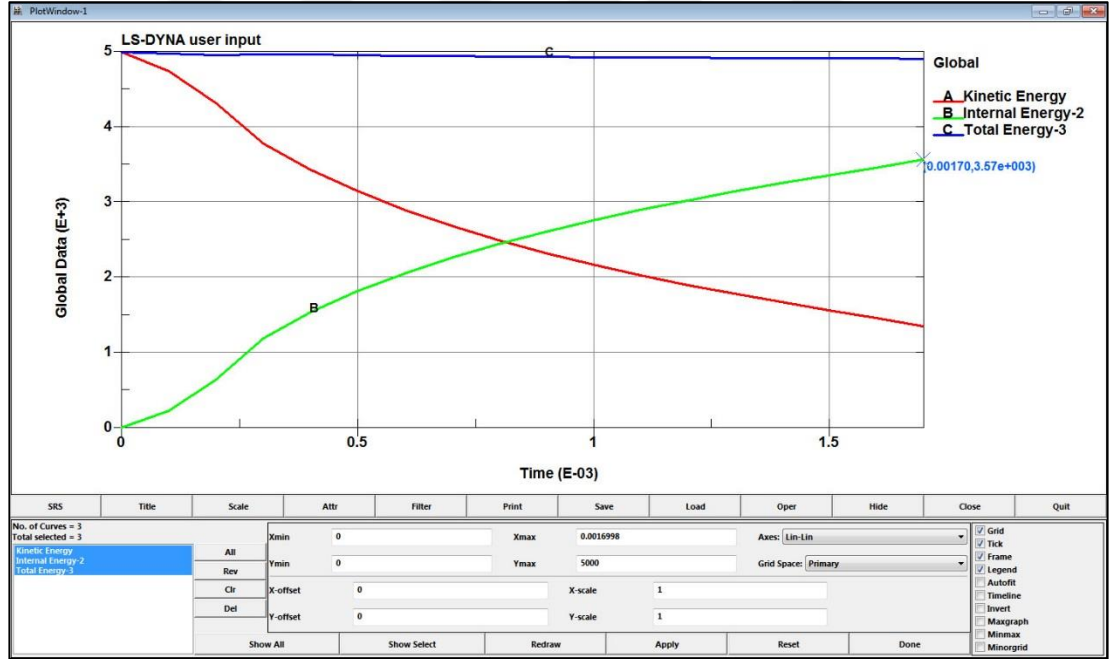
Şekil 6.58: KIK3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- KIK3 37,03 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



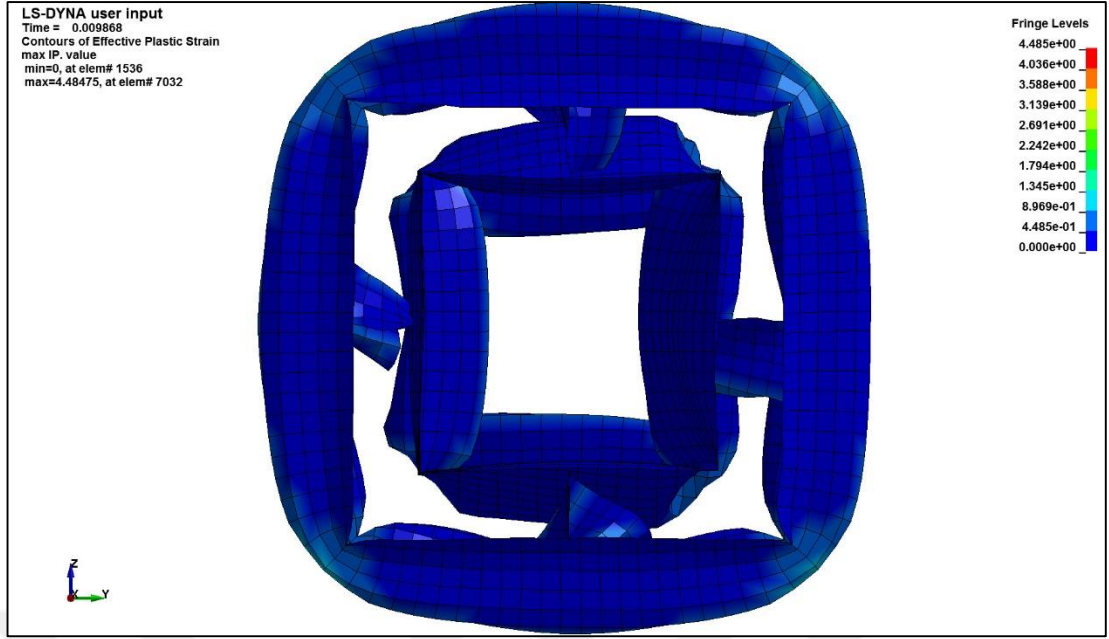
Şekil 6.59: KIK3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlemesi.

- KIK3 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0038 sn. 'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.60: KIK3 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

- KIK3 yaklaşık yaklaşık 0,0017 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 3570 J' dur.

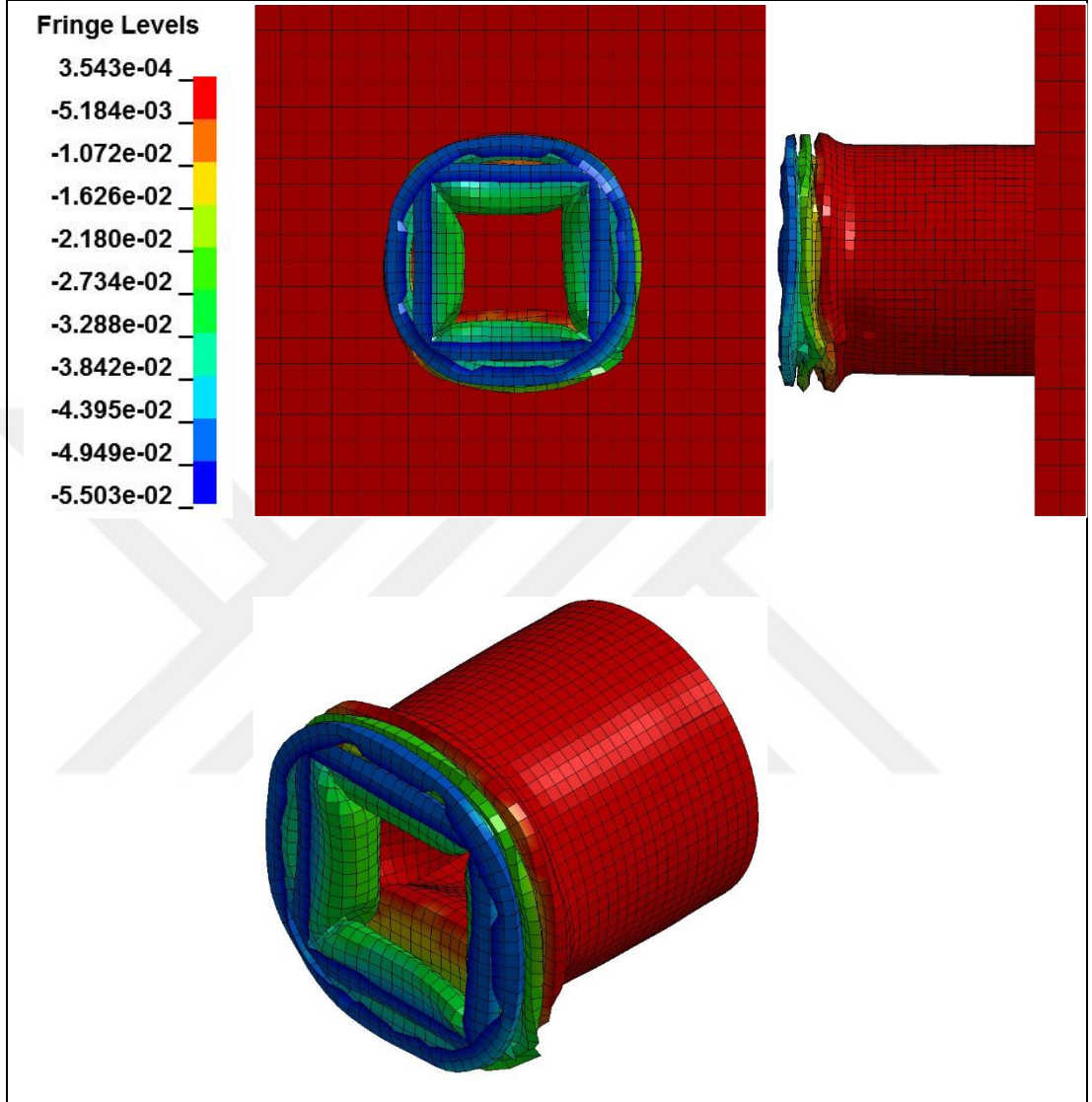


Şekil 6.61: KIK3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

- KIK3 Parçası yaklaşık olarak maksimum 4,49 oranında plastik gerinime uğramıştır.

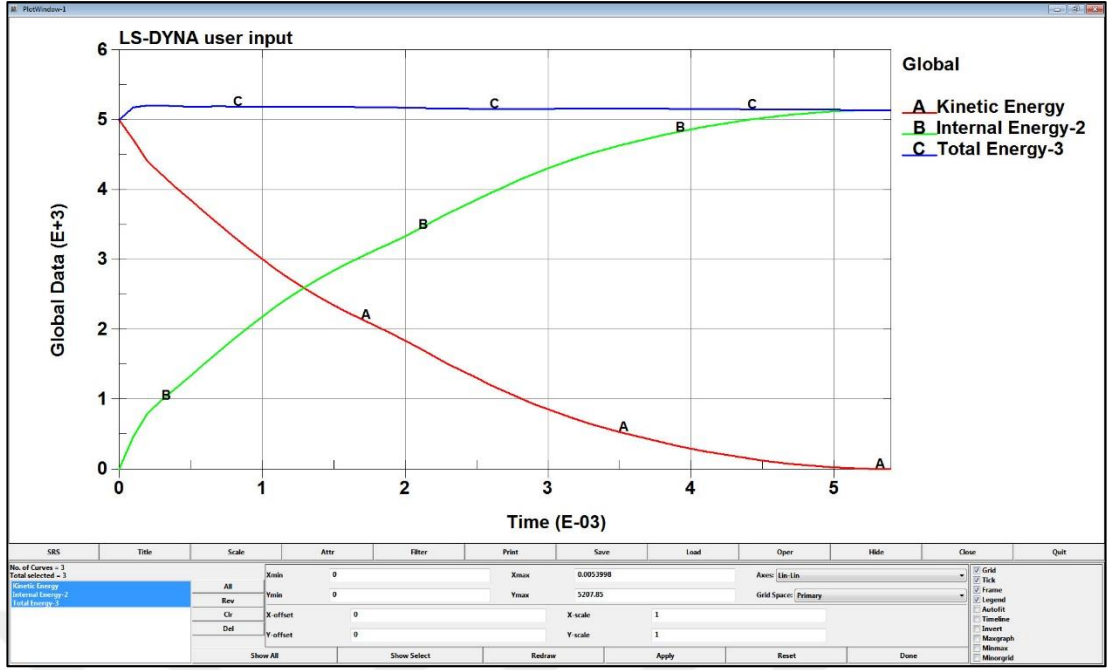
6.2.6. Silindir İçi Kare Profil Sonuçları (SIK)

6.2.6.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (SIK1)



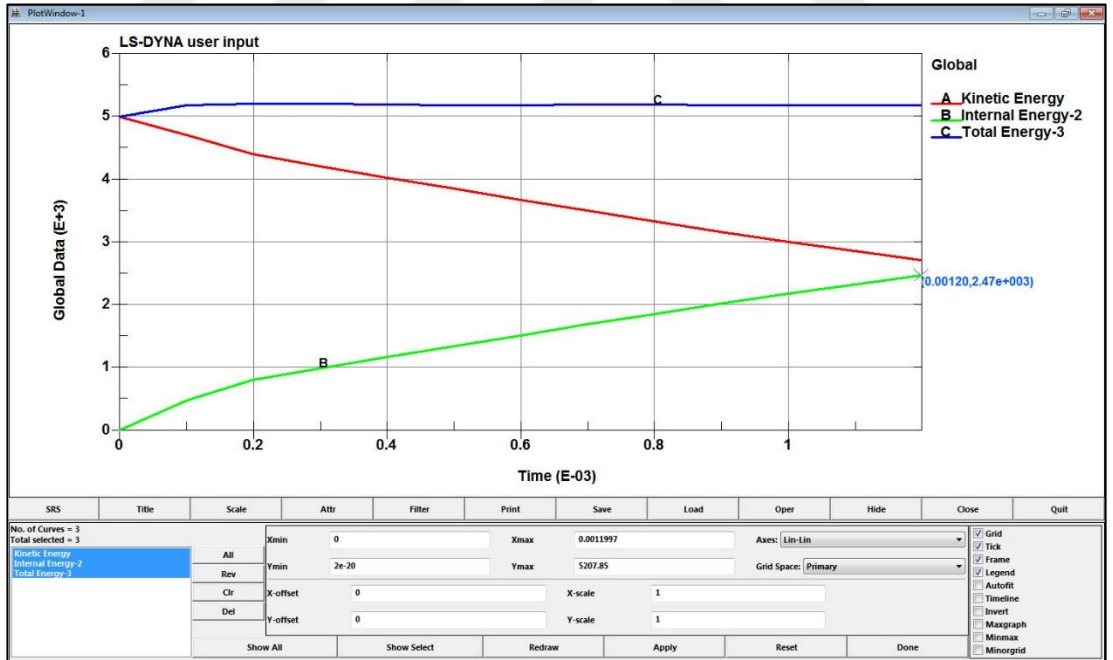
Şekil 6.62: SIK1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- SIK1 55,03 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



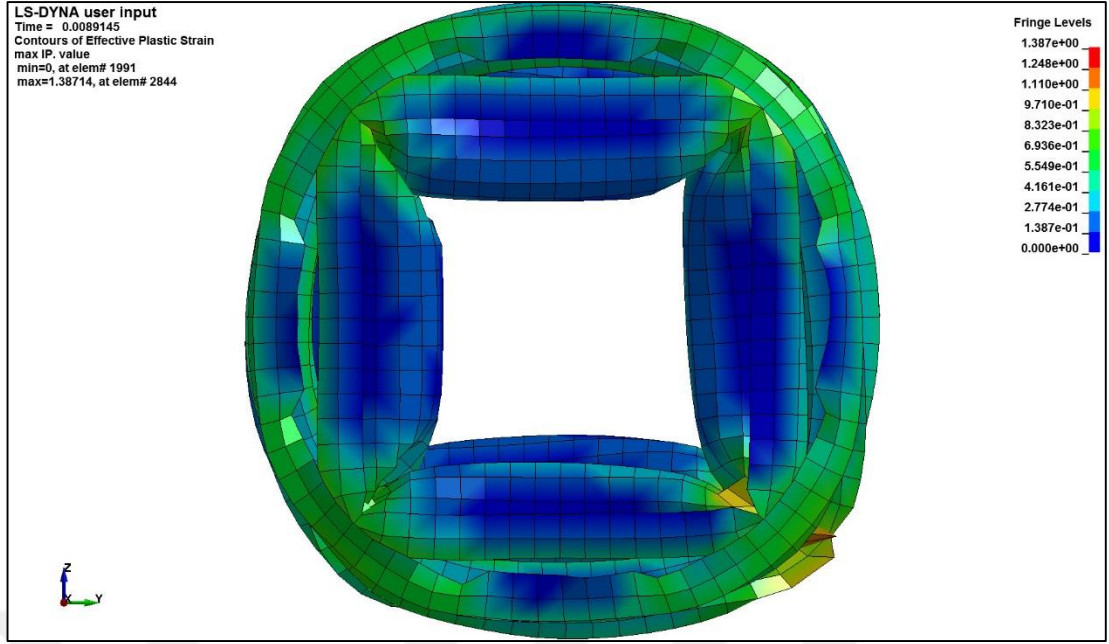
Şekil 6.63: SIK1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- SIK1 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0054 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.64: SIK1 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

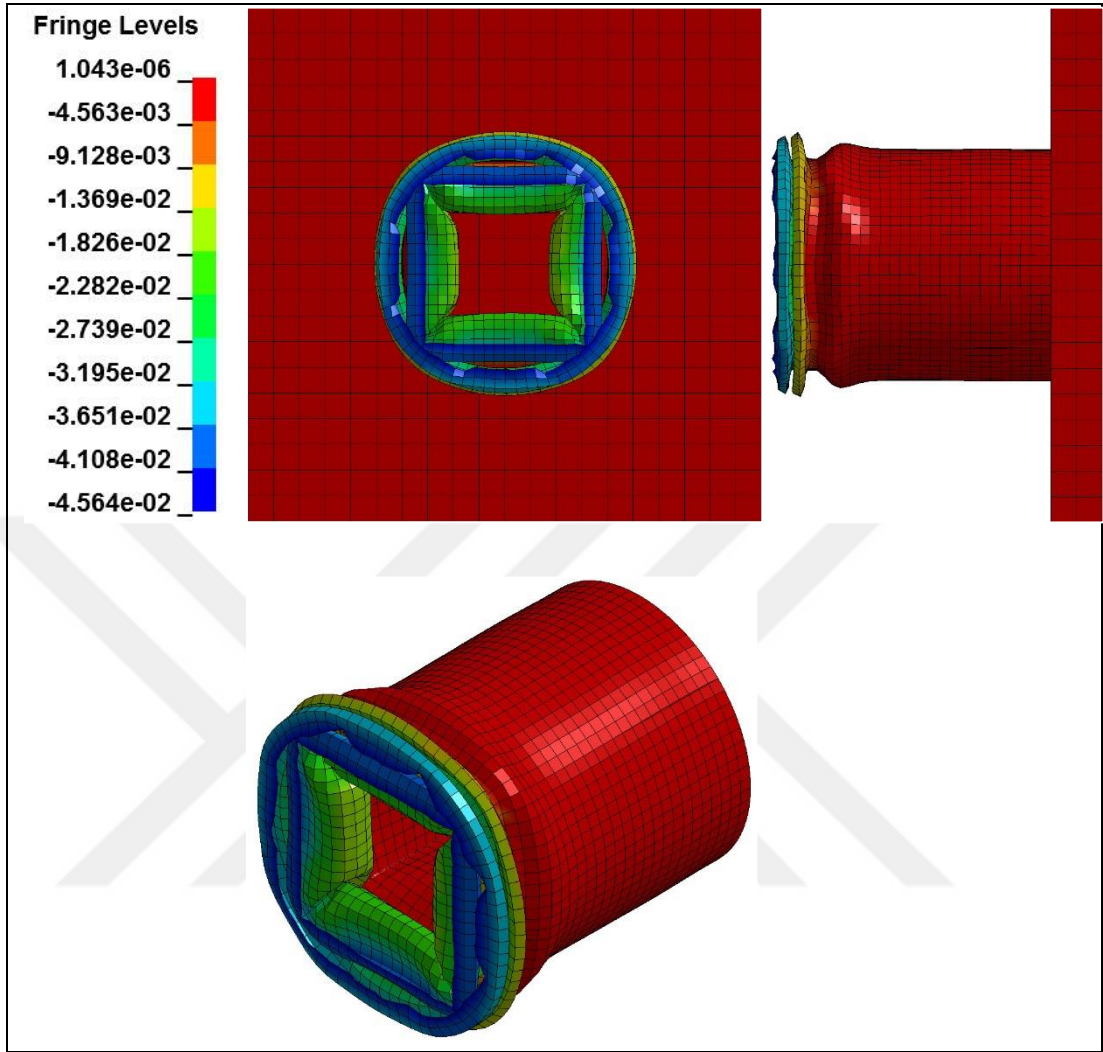
- SIK1 yaklaşık yaklaşık 0,0012 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2470 J' dur.



Şekil 6.65: SIK1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

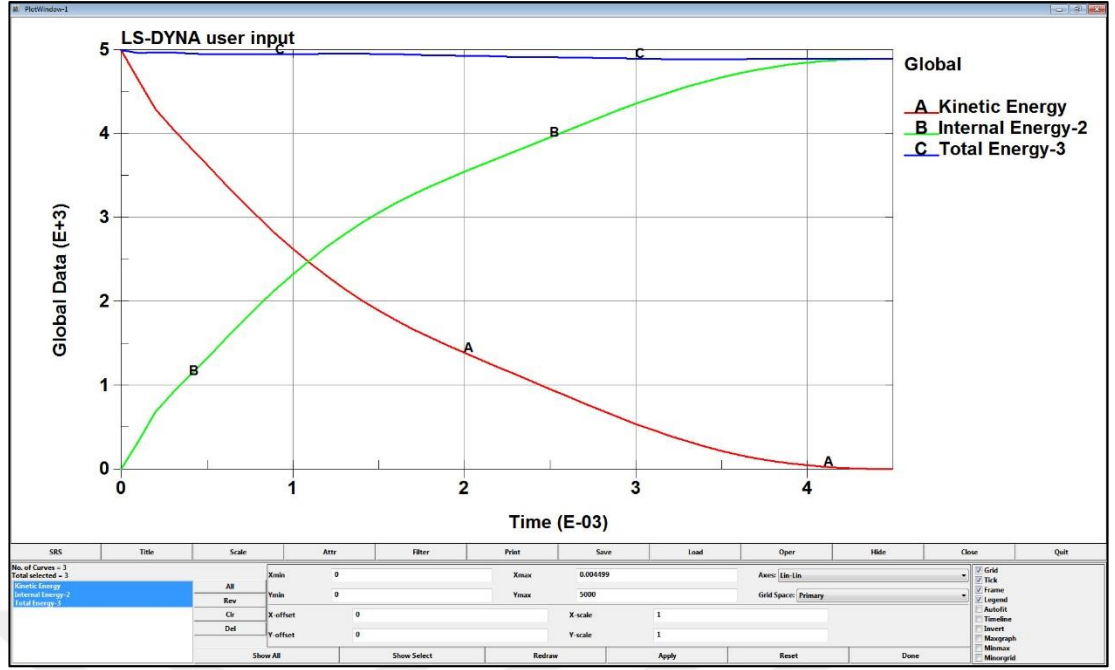
- SIK1 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,387 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.6.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (SIK2)



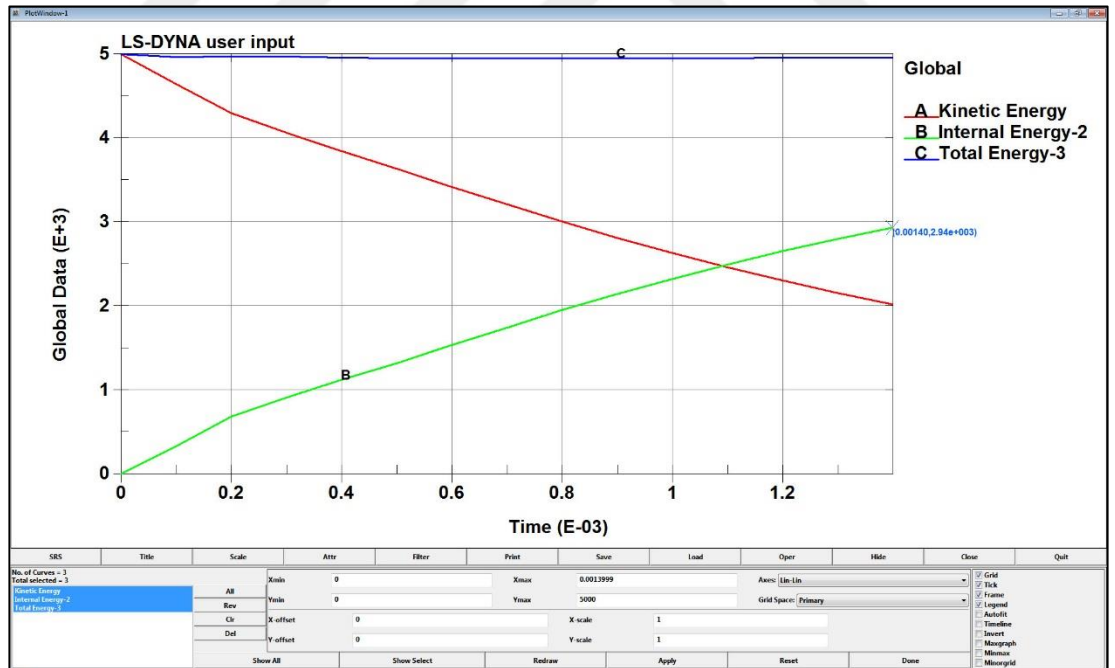
Şekil 6.66: SIK2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- SIK2 45,64 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



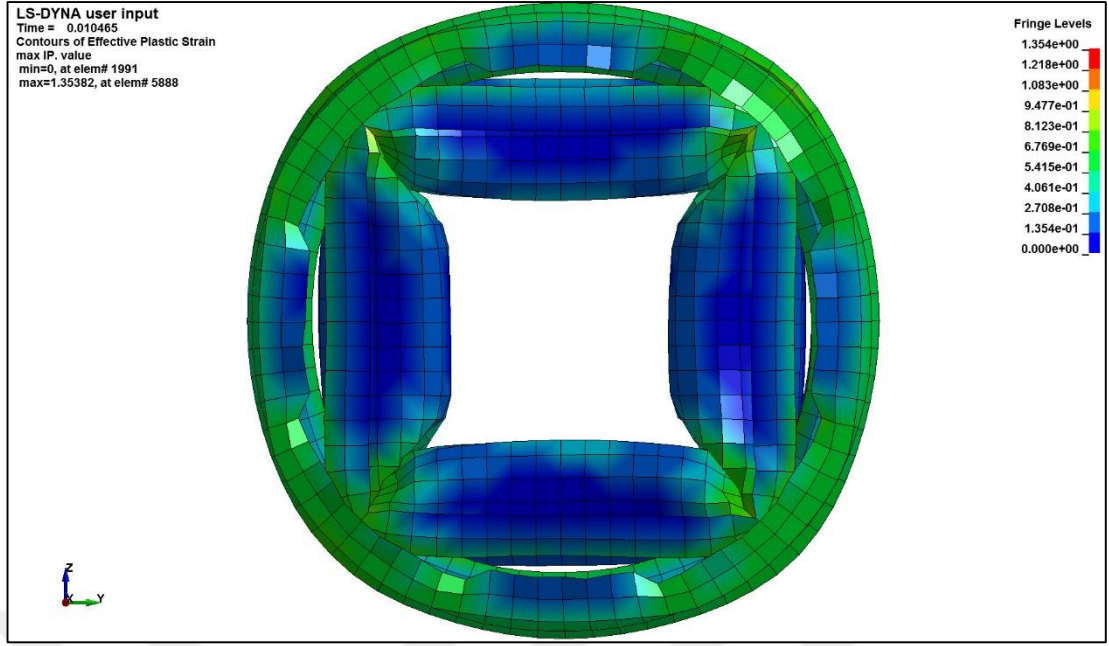
Şekil 6.67: SIK2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- SIK2 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0045 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.68: SIK2 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

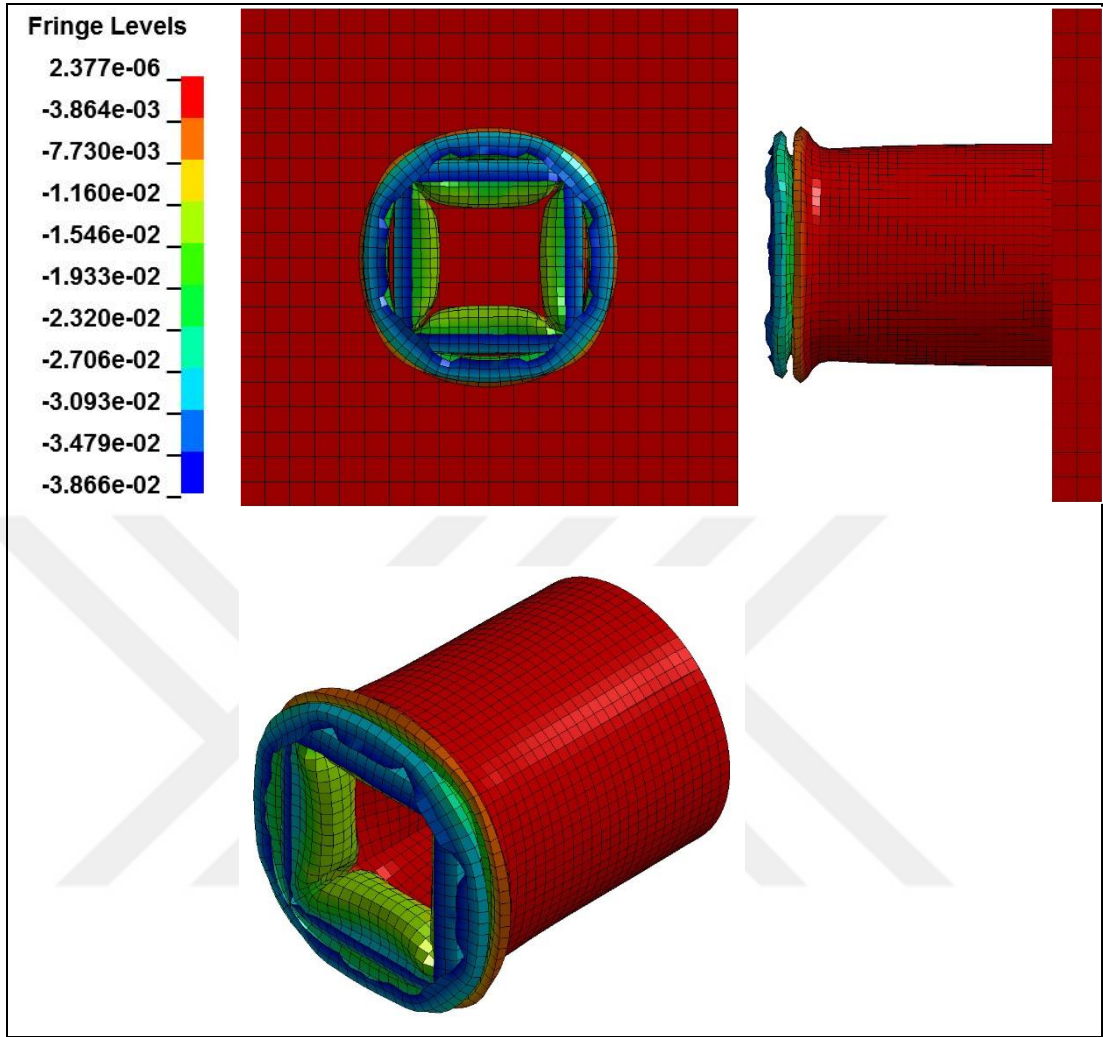
- SIK2 yaklaşık yaklaşık 0,0014 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2940 J' dur.



Şekil 6.69: SIK2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

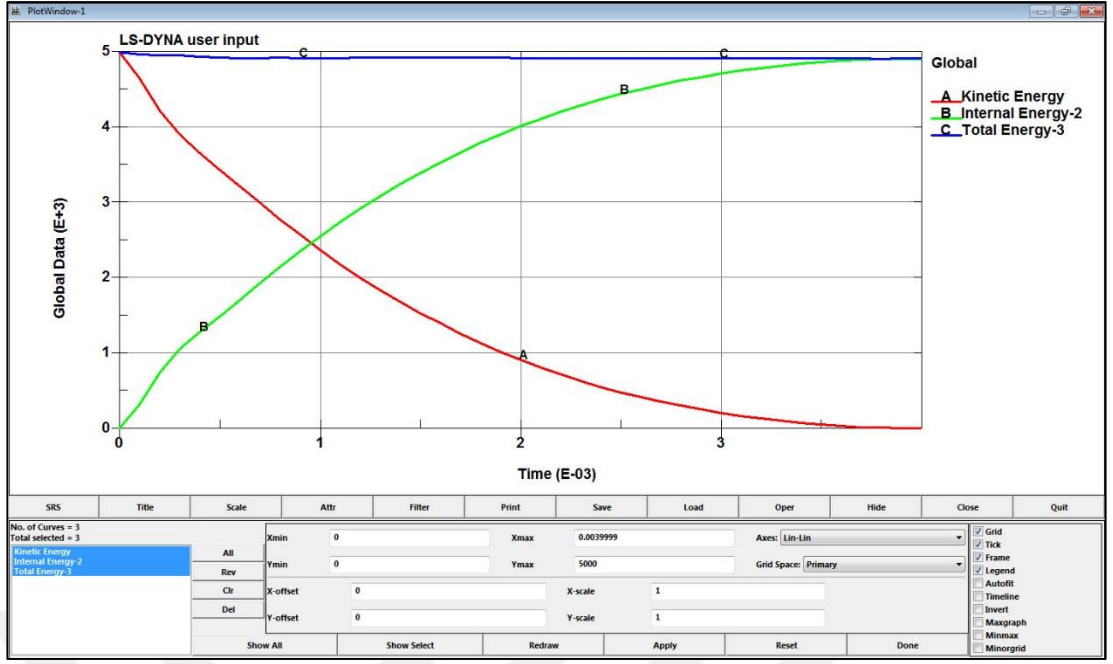
- SIK2 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,354 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.6.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (SIK3)



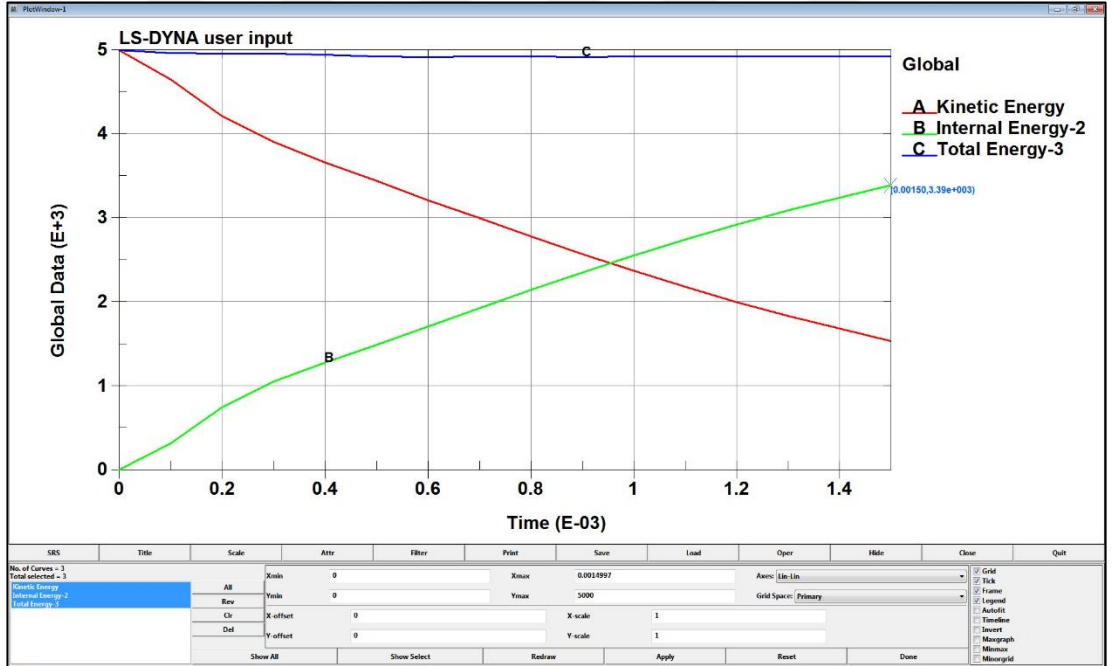
Şekil 6.70: SIK3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- SIK3 38,66 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



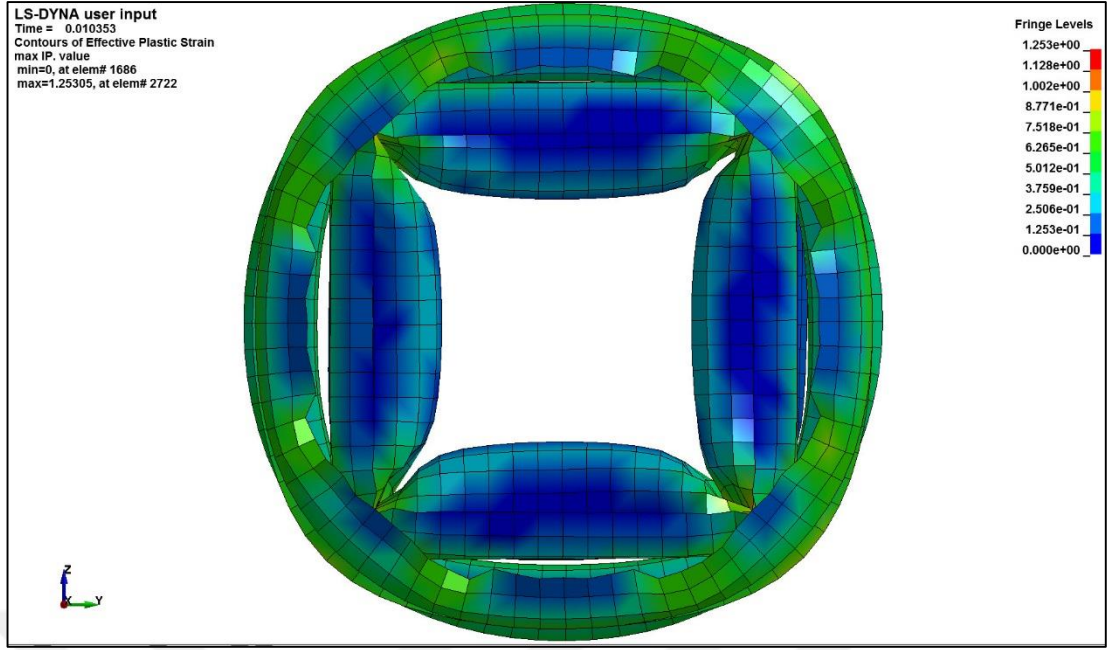
Şekil 6.71: SIK3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlemesi.

- SIK3 tüm enerjiyi yaklaşık 0,004 sn. 'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.72: SIK3 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

- SIK3 yaklaşık yaklaşık 0,0015 sn.de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 3390 J' dur.

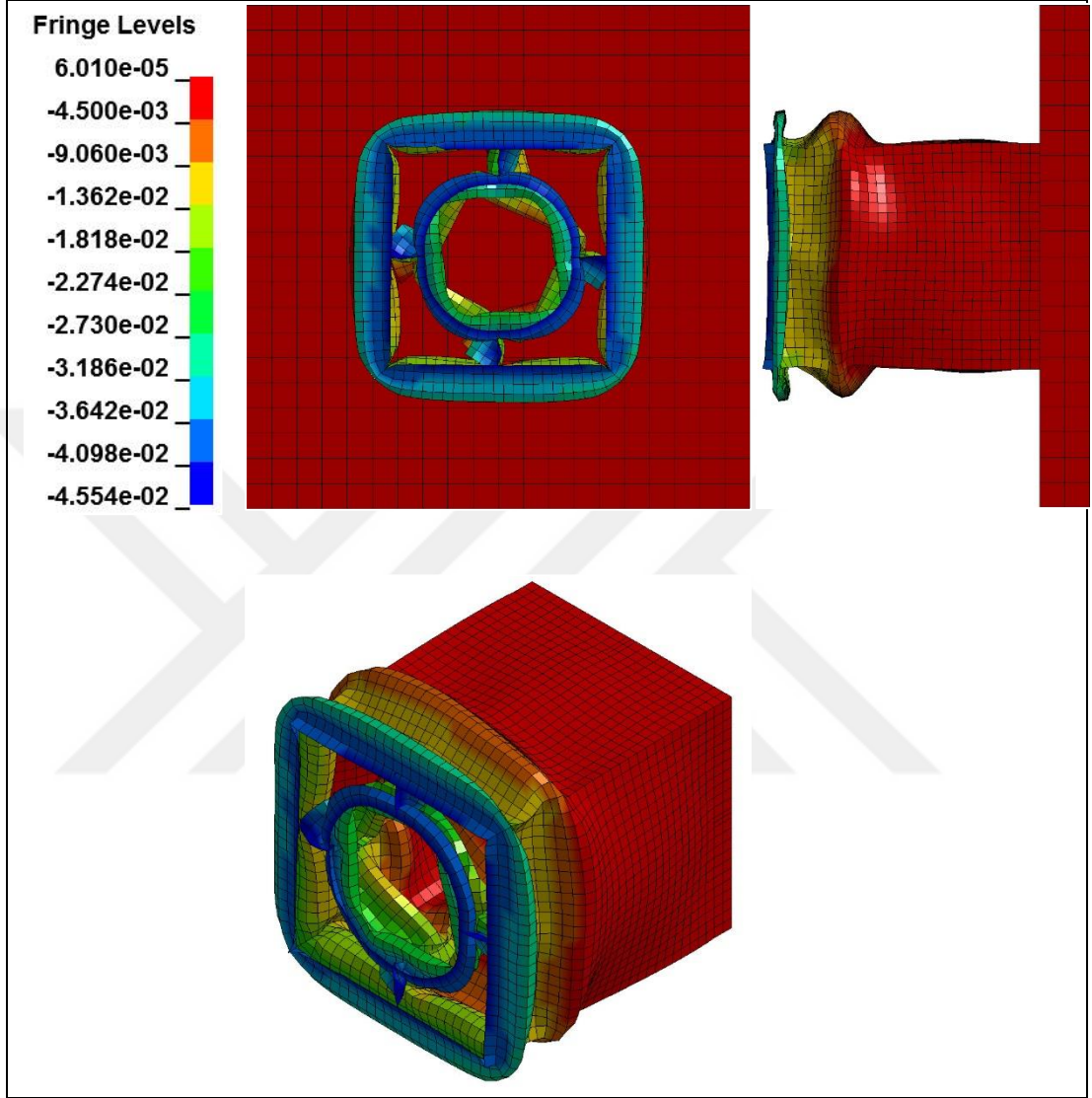


Şekil 6.73: SIK3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

- SIK3 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,253 oranında plastik gerinime uğramıştır.

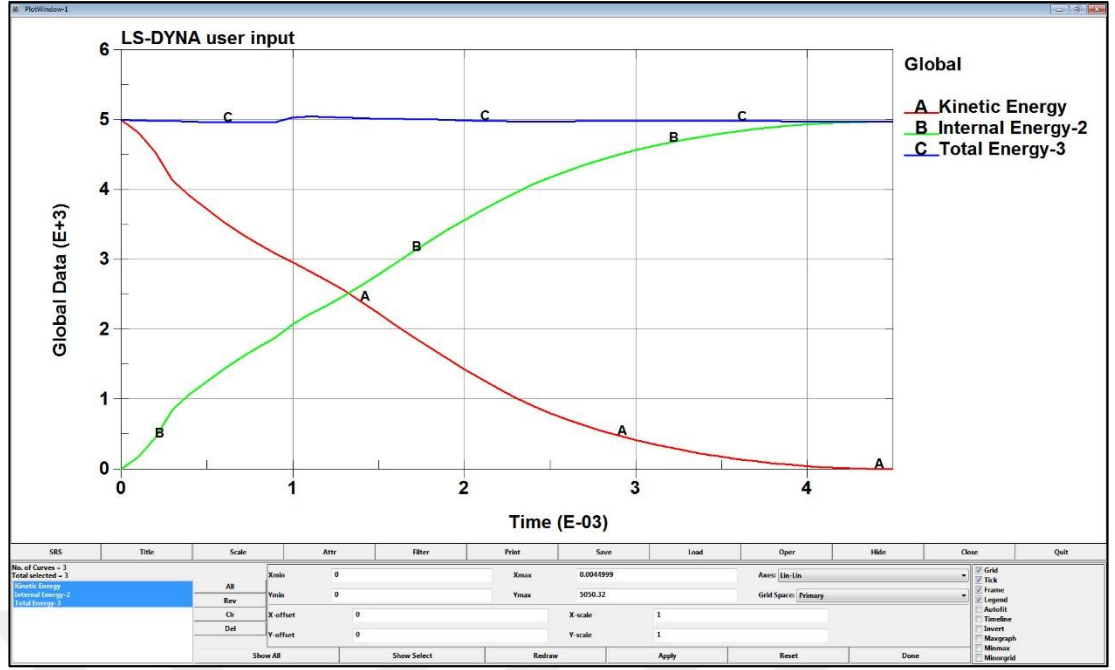
6.2.7. Kare İçi Silindir Profil Sonuçları (KIS)

6.2.7.1. Et Kalınlığı 1,6 mm (KIS1)



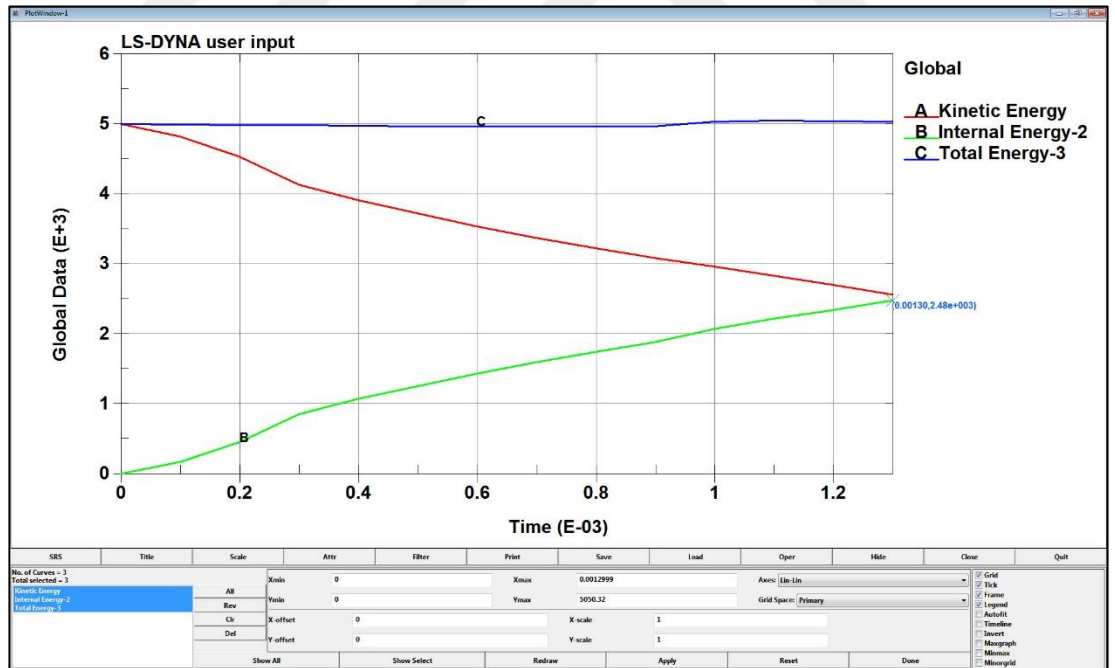
Şekil 6.74: KIS1 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- KIS1 45,54 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



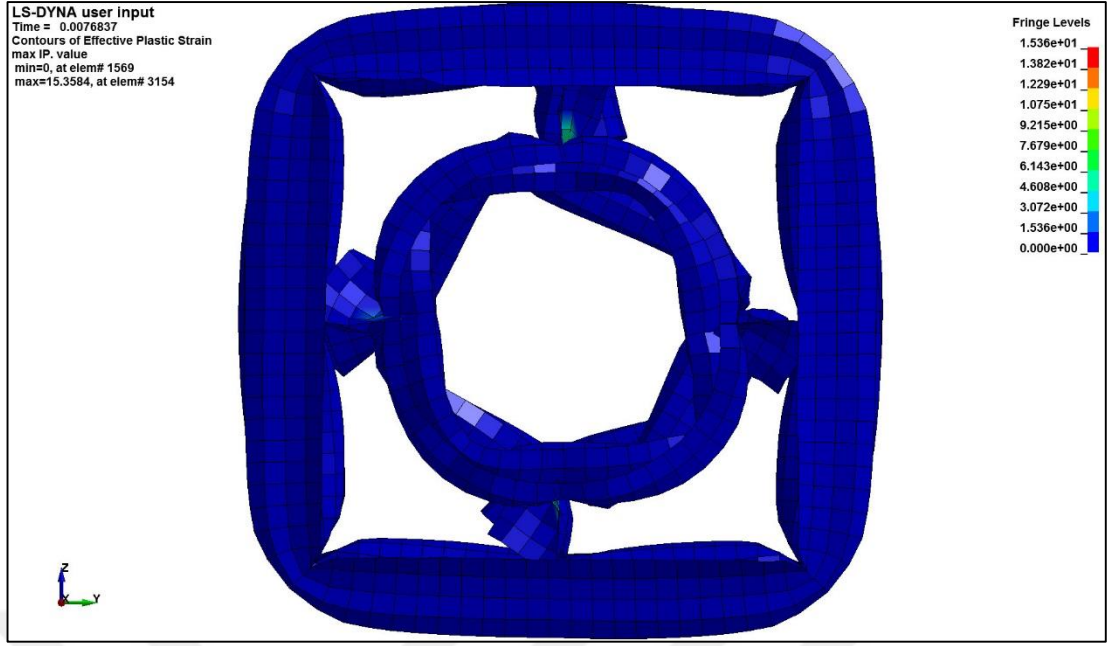
Şekil 6.75: KIS1 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- KIS1 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0045 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.76: KIS1 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

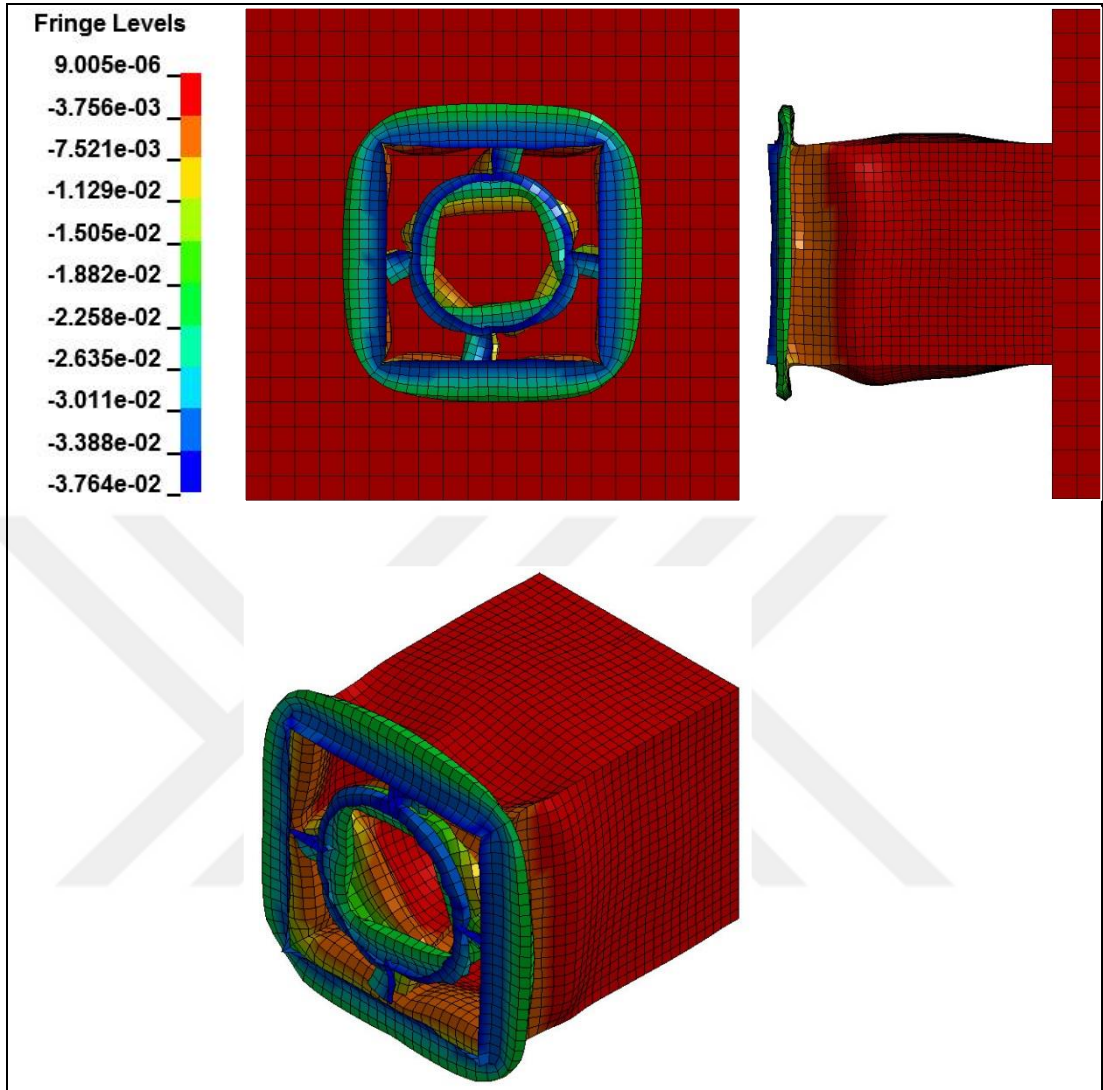
- KIS1 yaklaşık yaklaşık 0,0013 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2480 J' dur.



Şekil 6.77: KIS1 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

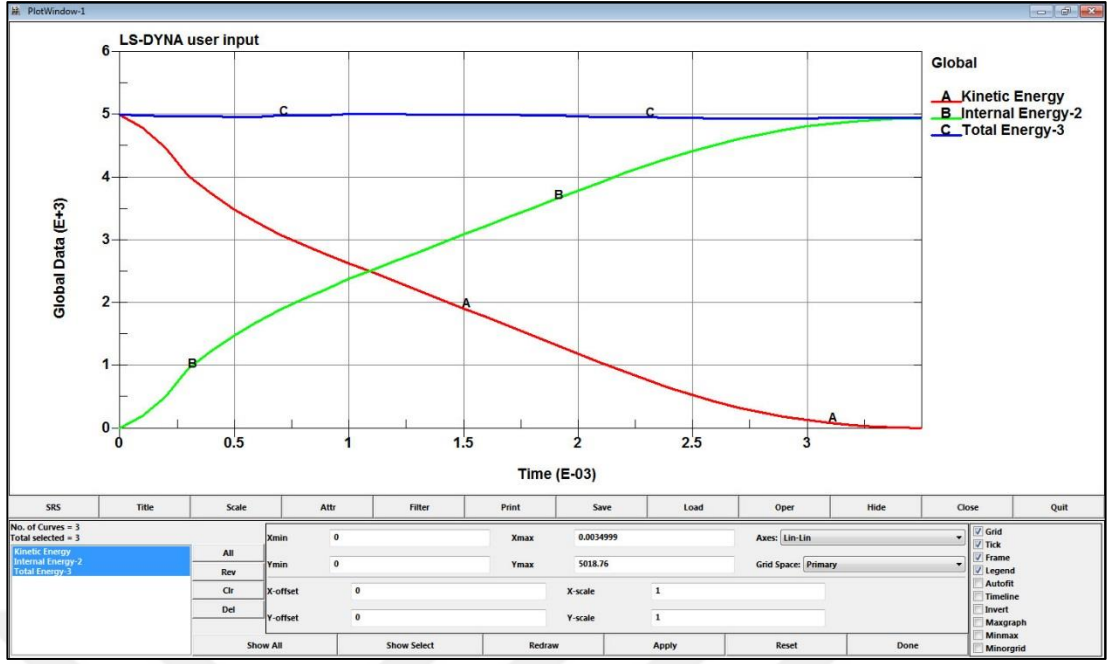
- KIS1 Parçası yaklaşık olarak maksimum 15,36 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.7.2. Et Kalınlığı 1,8 mm (KIS2)



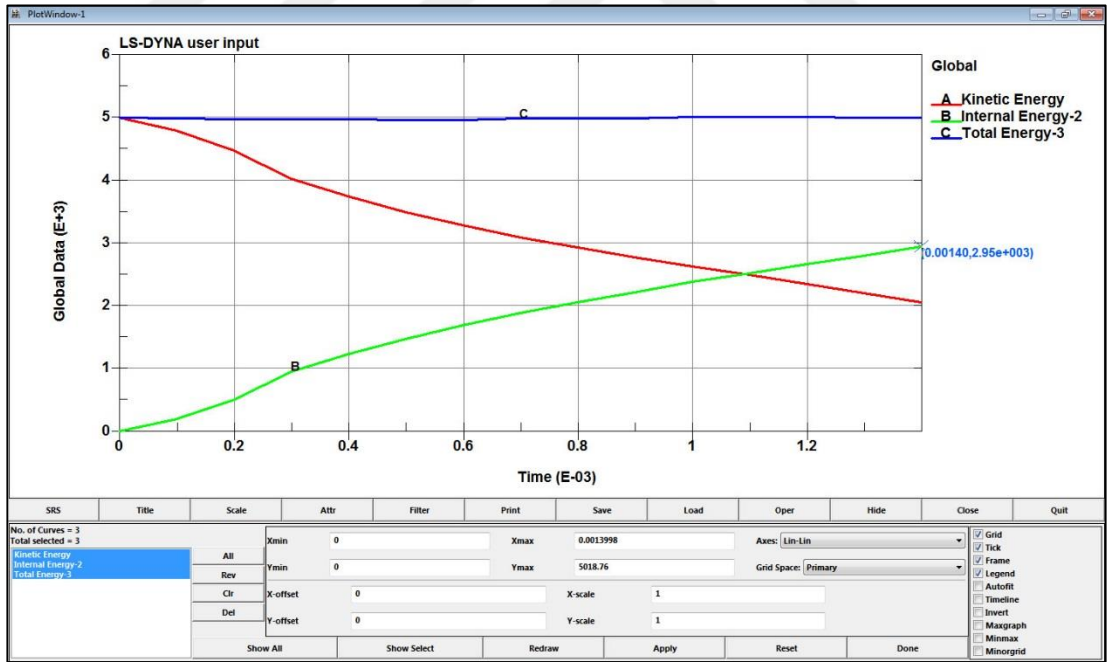
Şekil 6.79: KIS2 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- KIS2 37,64 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



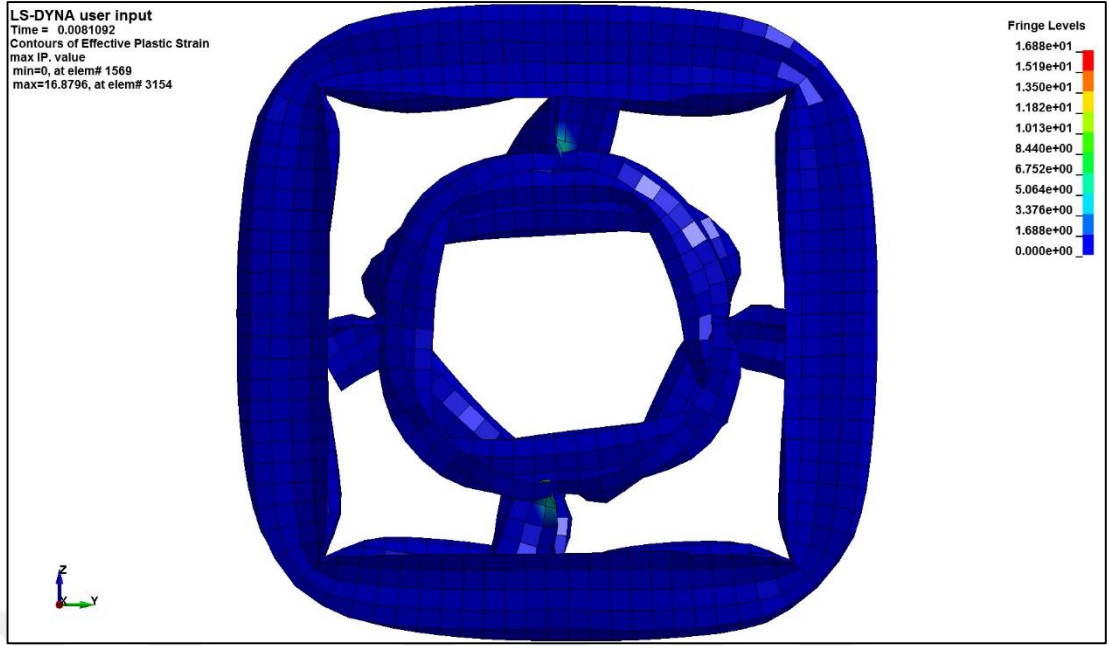
Şekil 6.80: KIS2 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlemesi.

- KIS2 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0035 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.81: KIS2 Parçasının 25 mm'de Sönümlediği Enerji.

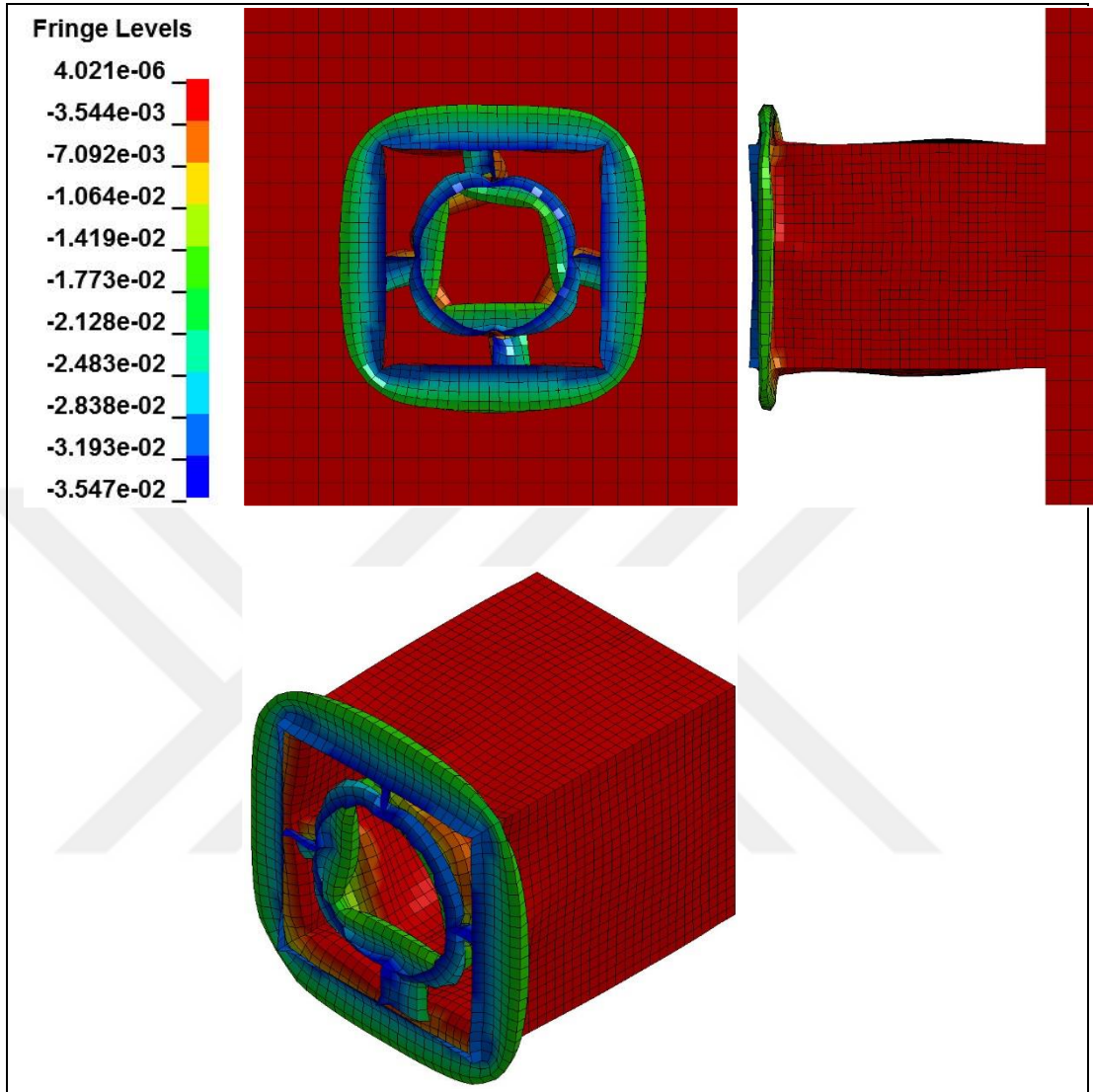
- KIS2 yaklaşık yaklaşık 0,0014 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 2950 J'dur.



Şekil 6.82: KIS2 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

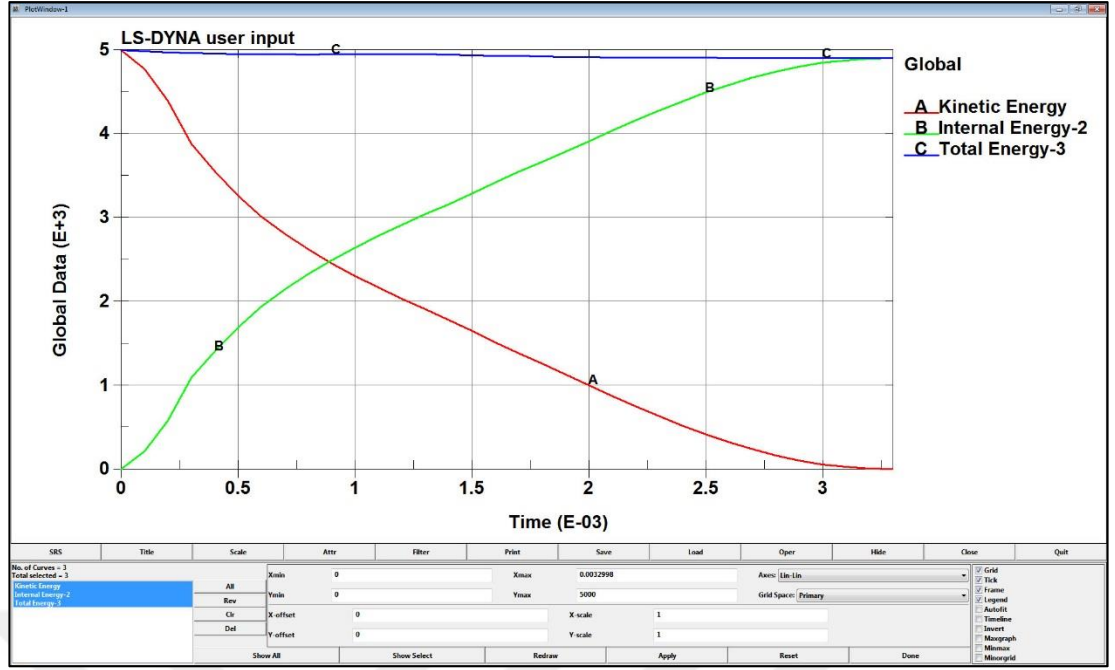
- KIS2 Parçası yaklaşık olarak maksimum 16,88 oranında plastik gerinime uğramıştır.

6.2.7.3. Et Kalınlığı 2,0 mm (KIS3)



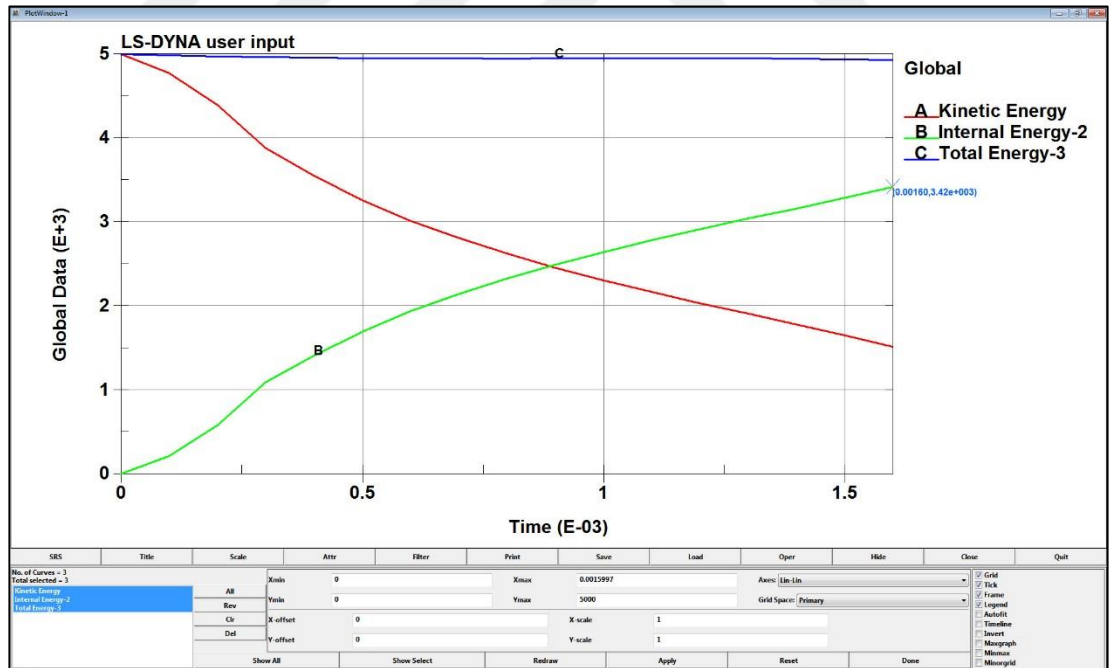
Şekil 6.83: KIS3 Parçasının Maksimum Deformasyonu.

- KIS3 35,47 mm'lik bir deformasyon ile tüm kinetik enerjiyi absorbe edebilmektedir.



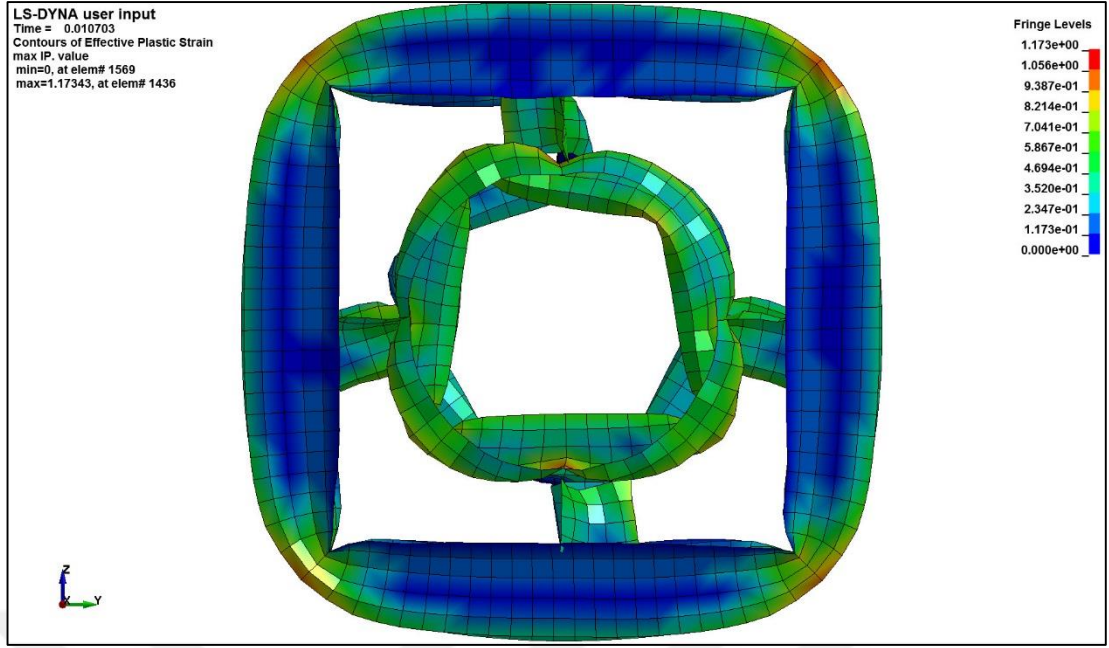
Şekil 6.84: KIS3 Parçasının Tüm Enerjiyi Sönümlenmesi.

- KIS3 tüm enerjiyi yaklaşık 0,0033 sn'de sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.85: KIS3 Parçasının 25 mm'de Sönümlendiği Enerji.

- KIS3 yaklaşık yaklaşık 0,0020 sn'de 25 mm deforme olmaktadır. Bu noktada sönümlenen enerji de 3420 J'dur.



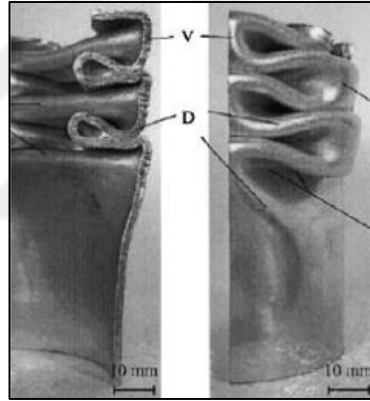
Şekil 6.86: KIS3 Parçasının Maksimum Plastik Gerinimi.

- KIS3 Parçası yaklaşık olarak maksimum 1,173 oranında plastik gerinime uğramıştır.

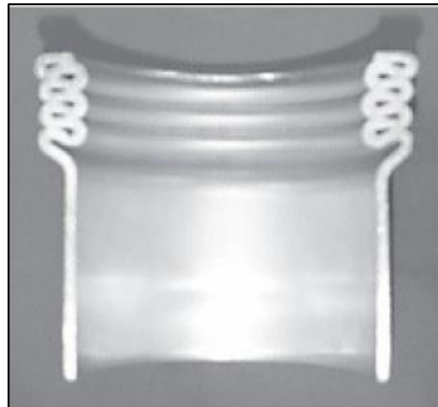
6.3. Analiz Sonuçlarının Literatürdeki Deney Sonuçları İle Kıyaslanması

Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz çoğunlukla test ile doğrulamayı gerektirir. Analizler %100 oranla gerçek ile tutarlılık göstermese de kayda alınmayacak ölçüde hatalar göz ardı edilebilir.

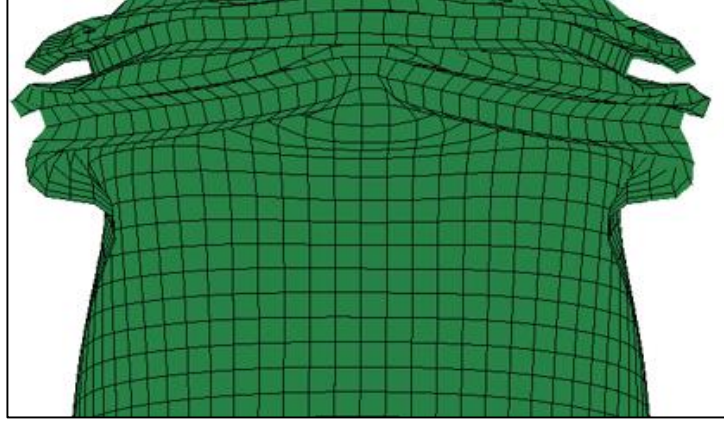
Her ne kadar bu tezin kapsamı test doğrulamasını içermese de literatür araştırmalarından yola çıkılarak analizin doğruluğu hakkında fikir sahibi olunabilir. İnce cidarlı yapıların bu tip ezilme çalışmalarında yük altındaki deformasyon şekilleri araştırmacıların ilgisini çekmiştir. Kalınlık, yük miktarı, yükün uygulanma hızı, malzemelerin kimyasal özellikleri vb. birçok etken deformasyon şekline etki etse de temel olarak iki farklı katlanma biçimi vardır. Şekil 6.64 ve 6.65’de bu şekiller gösterilmiştir.



Şekil 6.87: Eşkenar Dörtgen (Diamond) Biçiminde Katlanma



Şekil 6.88: Akordeon (Concertina) Biçiminde Katlanma.



Şekil 6.89: Tez Çalışmasındaki Katlanma Şekli.

Katlanma biçimi açısından çalışmalarımızda diamond biçiminde katlanma görülmektedir. Bu da analizimizin doğruluğu hakkında fikir sahibi olmamıza yardımcı olacak bir etkidir.

İnce cidarlı yapılarda yapılan araştırmalar büyük çoğunlukla kare ve silindir kesitli parçalar üzerinde yoğunlaştırılmıştır. Örnek teşkil etmesi açısından test çalışması ile doğruluğu kanıtlanmış bir araştırmayı değerlendirmekte fayda vardır.

6.3.1. Silindir Kesitli Profil Analizinin Deney Sonuçları İle Kıyaslanması

Mohammadbagher B. Azimi, ve Masoud Asgari yaptıkları çalışmalarda 1,5 mm et kalınlığına sahip 150 mm boyunda içi boş silindir parçasını 20 m/s'lik 200 kg'lık kütleye sahip rijit bir blok ile darbeye maruz bırakmışlardır. Şekil 6.67'de bu analizin simülasyon ve deneysel olarak doğrulaması mevcuttur [28].



Şekil 6.90: Literatür Çalışma Örneği.

Aşağıdaki şekil tez çalışmamızda bulunan 1,6 mm kalınlığında ki silindir parçasına aittir.



Şekil 6.91: Mevcut Silindir Parçası($t=1,6\text{mm}$).

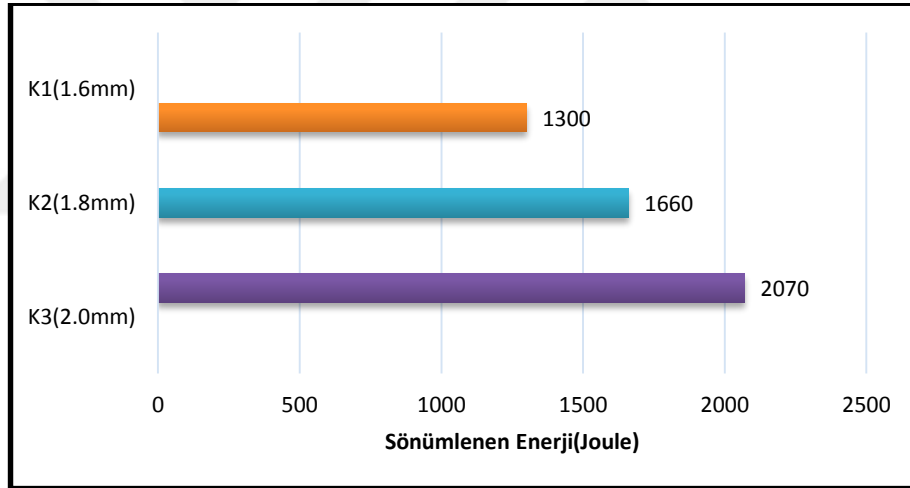
Her ne kadar farklı yük ve et kalınlığı olsa da katlanma benzerliği açısından yaptığımız analizlerin doğruluğu teyit edilmiştir.

7. SONUÇLARIN PARÇALAR BAZINDA DEĞERLENDİRİLMESİ

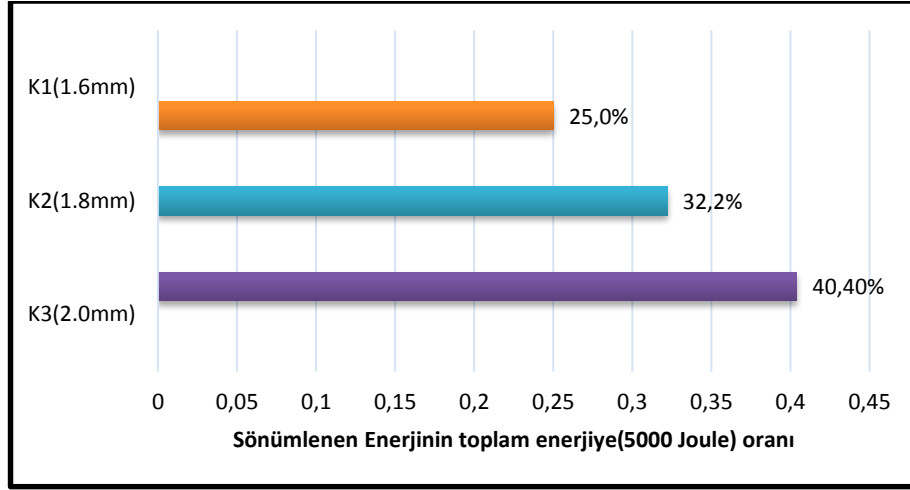
7.1. Parçaların Kalınlık Artışlarına Göre Enerji Sönümleme Kabiliyetleri

Parçaların kalınlıklarının artışı ile beraber enerji sönümleme kabiliyetlerinde artış olması beklenen bir durum olmasına rağmen bu artışın maliyet ve ağırlık artışına değer nitelikte olması gerekmektedir. Bu bölümde her bir parçada kalınlık artışı ile beraber kazanılan enerji sönümleme kabiliyetinin mukayesesi yapılarak en uygun parça bulunmaya çalışılacaktır.

7.1.1. Kare Profil Kalınlık Artışı-Absorbsiyon Kabiliyeti

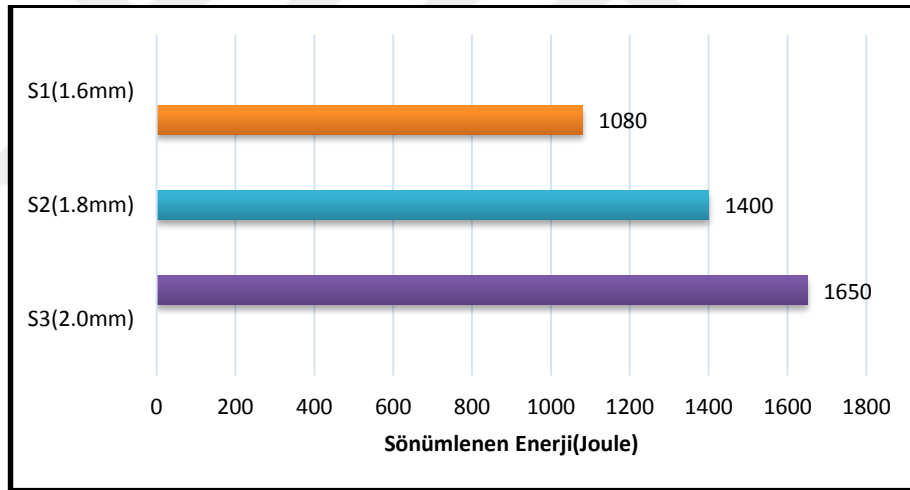


Şekil 7.1: K'nın 25 mm Deformasyonda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.

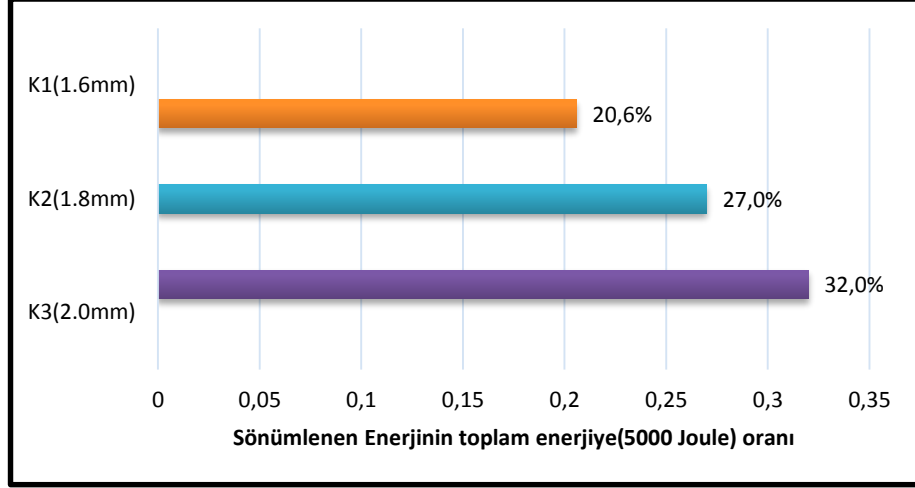


Şekil 7.2: K'nın 25 mm'de Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.

7.1.2. Silindir Profil Kalınlık Artışı -Absorbsiyon Kabiliyeti

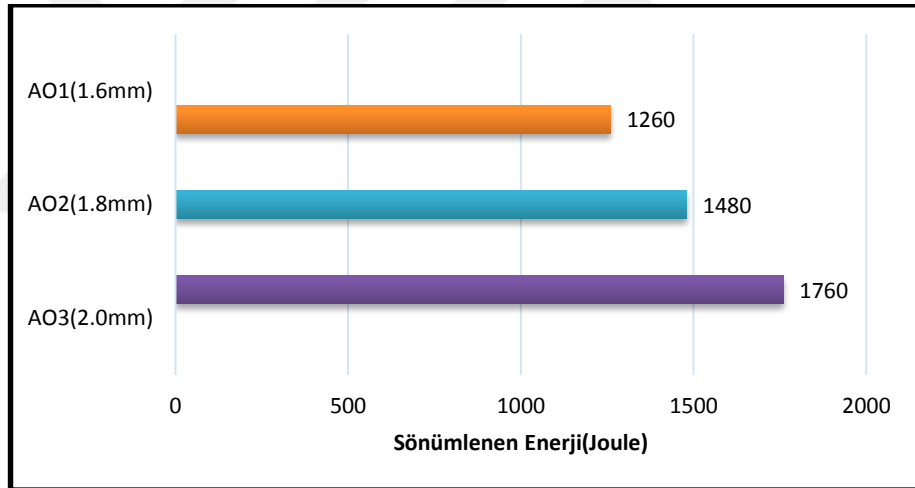


Şekil 7.3: S Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.

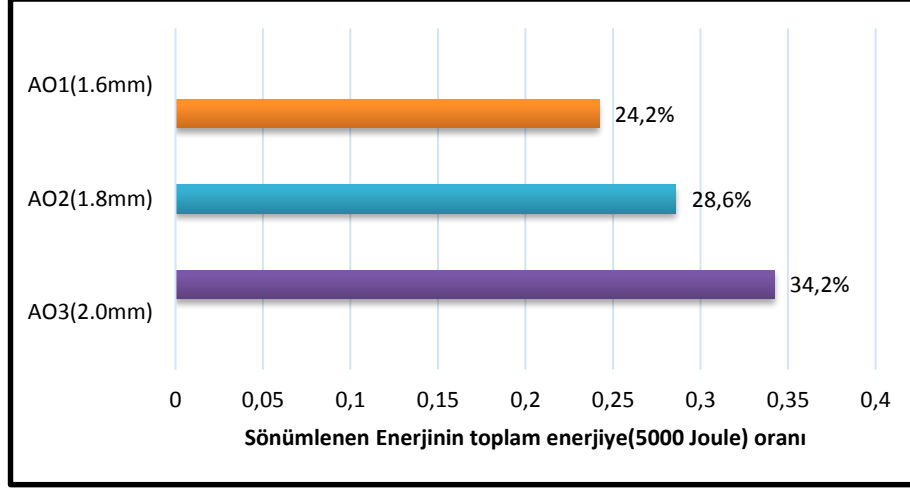


Şekil 7.4: S Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.

7.1.3. Altın Oran Profil Kalınlık Artışı-Absorbsiyon Kabiliyeti



Şekil 7.5: AO Profilin 25 mm'lik Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.

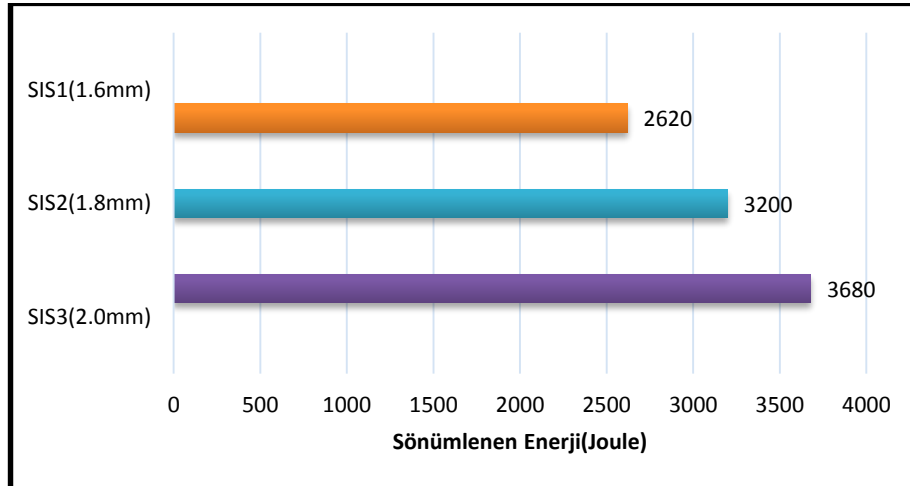


Şekil 7.6: AO Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.

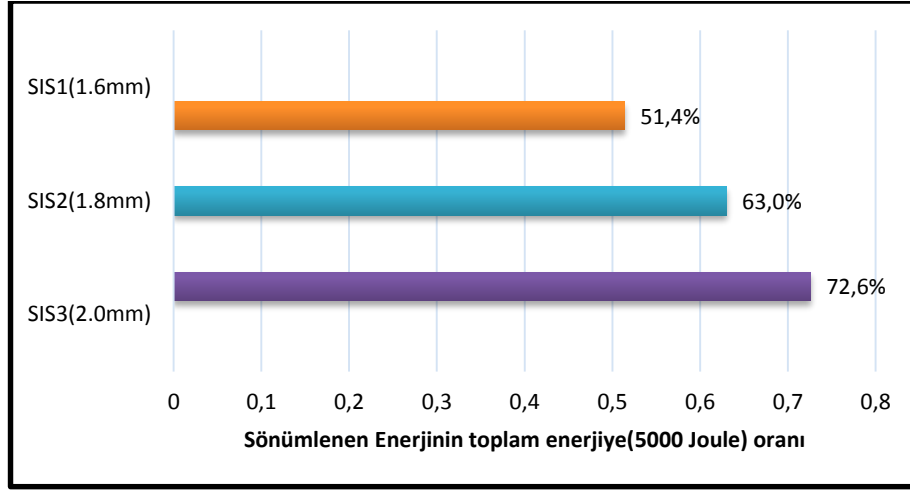
• Sonuç

Altın Oran her ne kadar silindirik profilden biraz daha iyi sonuç verse de piyasada geçerliliği olan kare profillere göre verimliliği daha düşük olduğu için tercih edilmemelidir.

7.1.4. Silindirik İçi Silindirik (SIS) Profil Kalınlık Artışı -Absorbsiyon Kabiliyeti

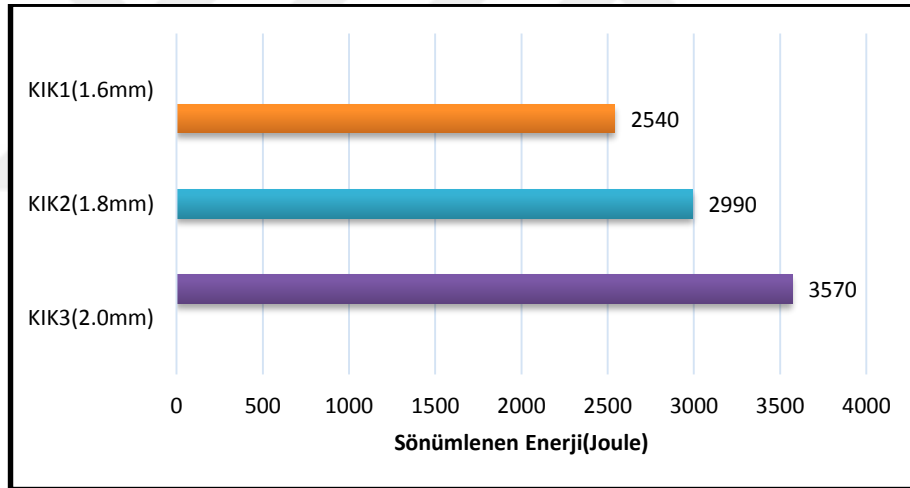


Şekil 7.7: SIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.

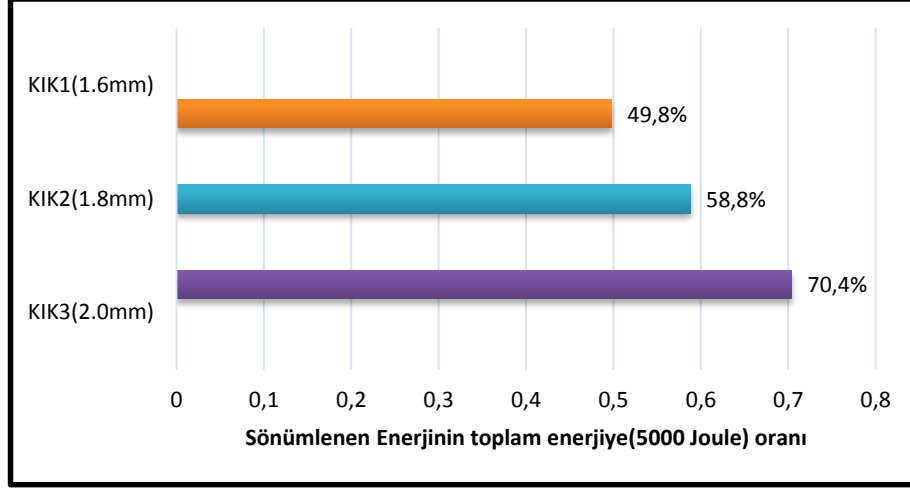


Şekil 7.8: SIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.

7.1.5. Kare İçi Kare(KIK) Profil Kalınlık Artışı -Absorbsiyon Kabiliyeti

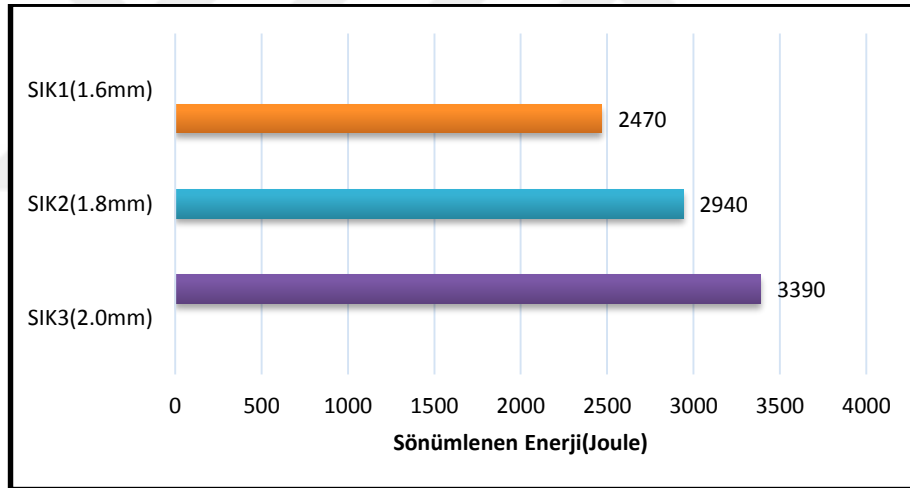


Şekil 7.9: KIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.

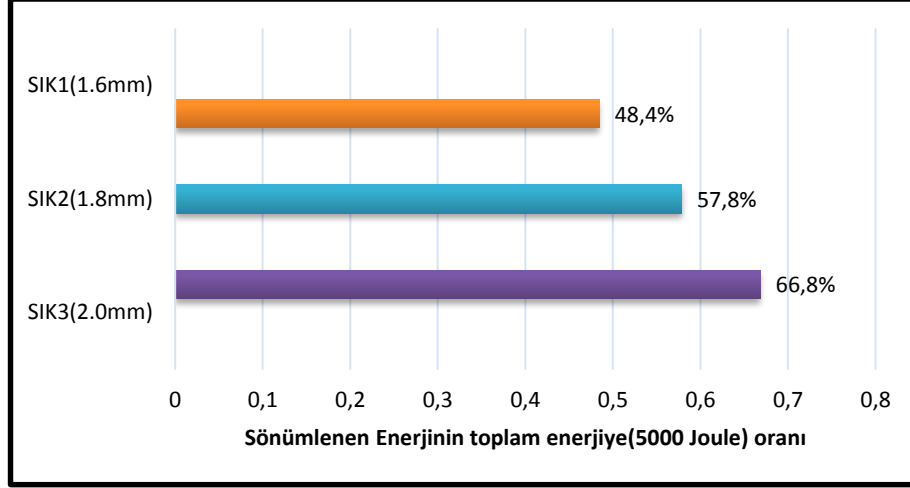


Şekil 7.10: KIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.

7.1.6. Silindir İçi Kare (SIK) Profil Kalınlık Artışı -Absorbsiyon Kabiliyeti

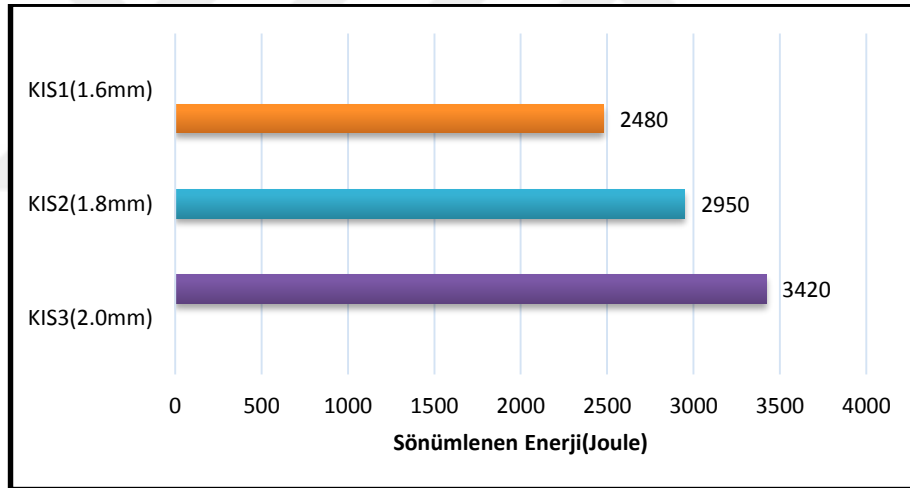


Şekil 7.11: SIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.

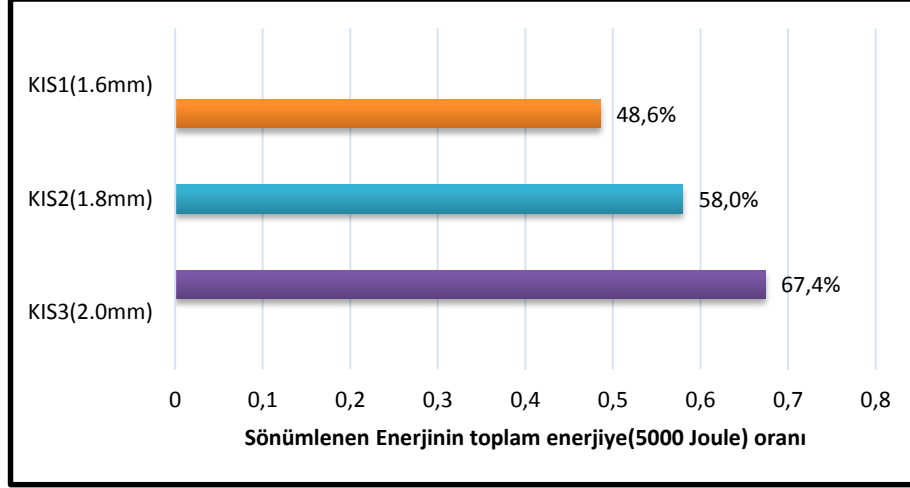


Şekil 7.12: SIK Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.

7.1.7. Kare İçi Silindir (KIS) Profil Kalınlık Artışı -Absorbsiyon Kabiliyeti



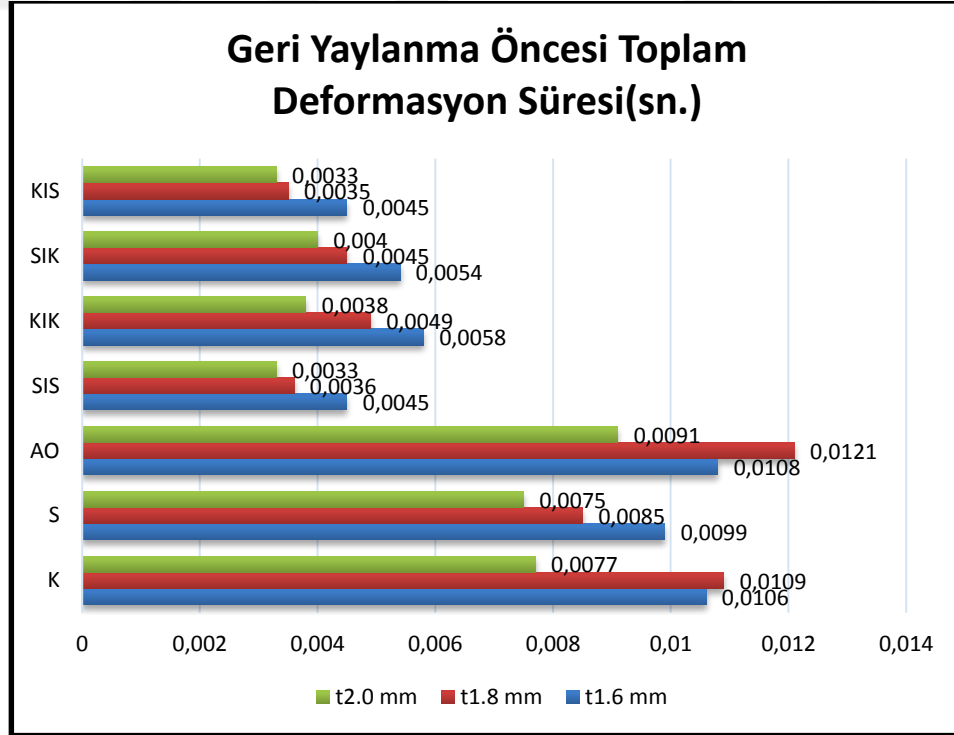
Şekil 7.13: KIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerji.



Şekil 7.14: KIS Profilin 25 mm Deformasyonunda Kalınlık Artışına Göre Sönümlenen Enerjinin Toplam Enerjiye Oranı.

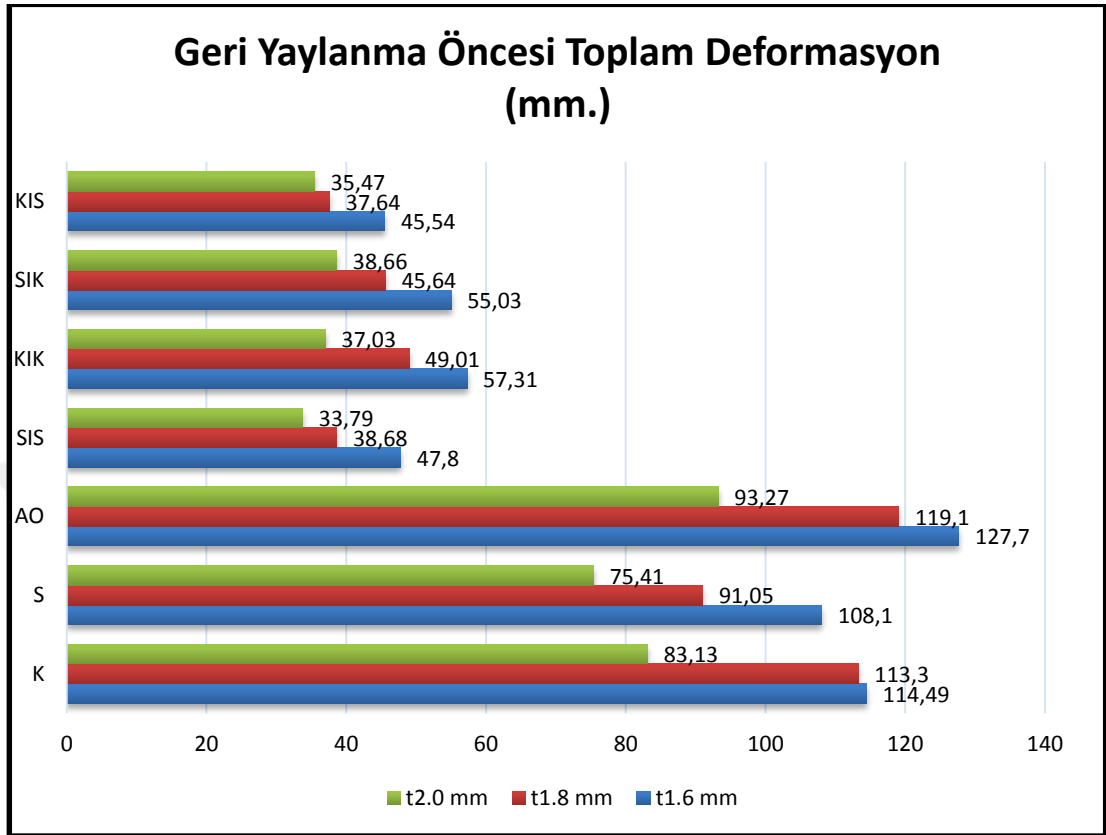
7.2. Parçalar Arasında Toplam Deformasyon Süresinin Kıyaslanması

Parçalarda genel olarak kalınlık artışıyla, toplam deformasyon süresi (yani geri yaylanma (rebound) öncesine kadar olan ezilme süresi) arasında ters orantı vardır.



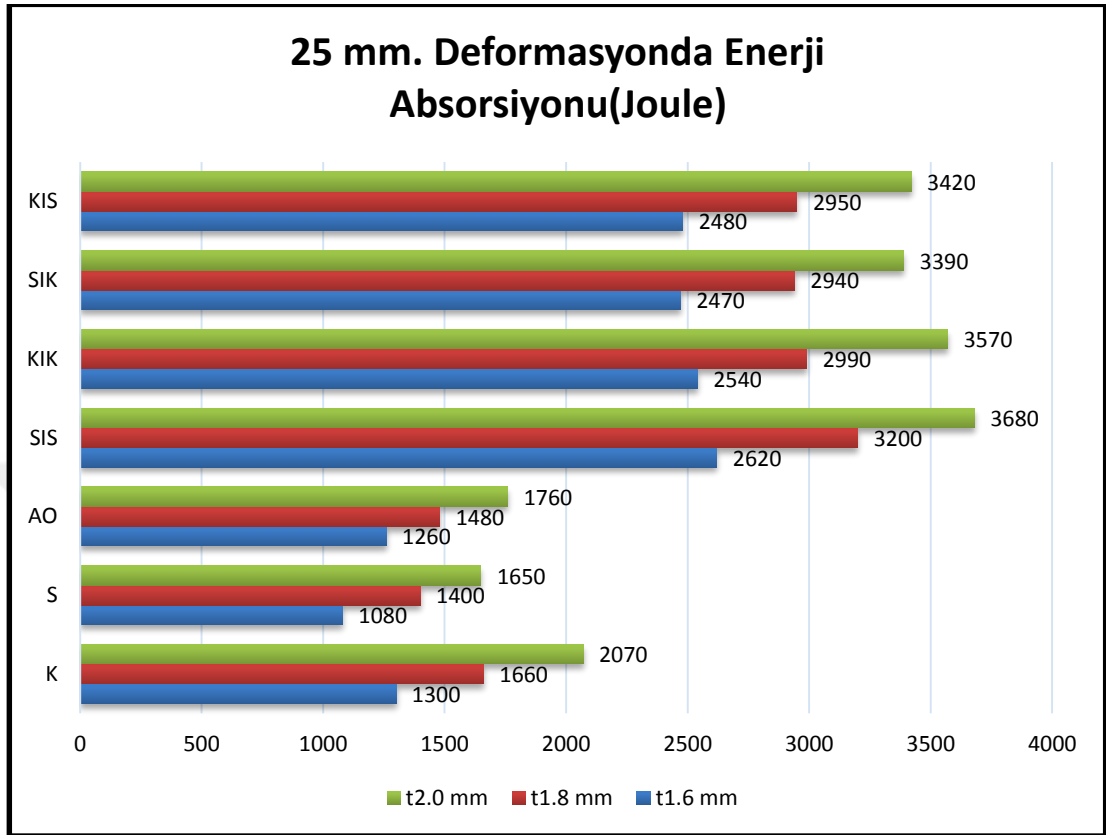
Şekil 7.15: Toplam Deformasyon Süresi.

7.3. Parçalar Arasında Toplam Deformasyonun Kıyaslanması



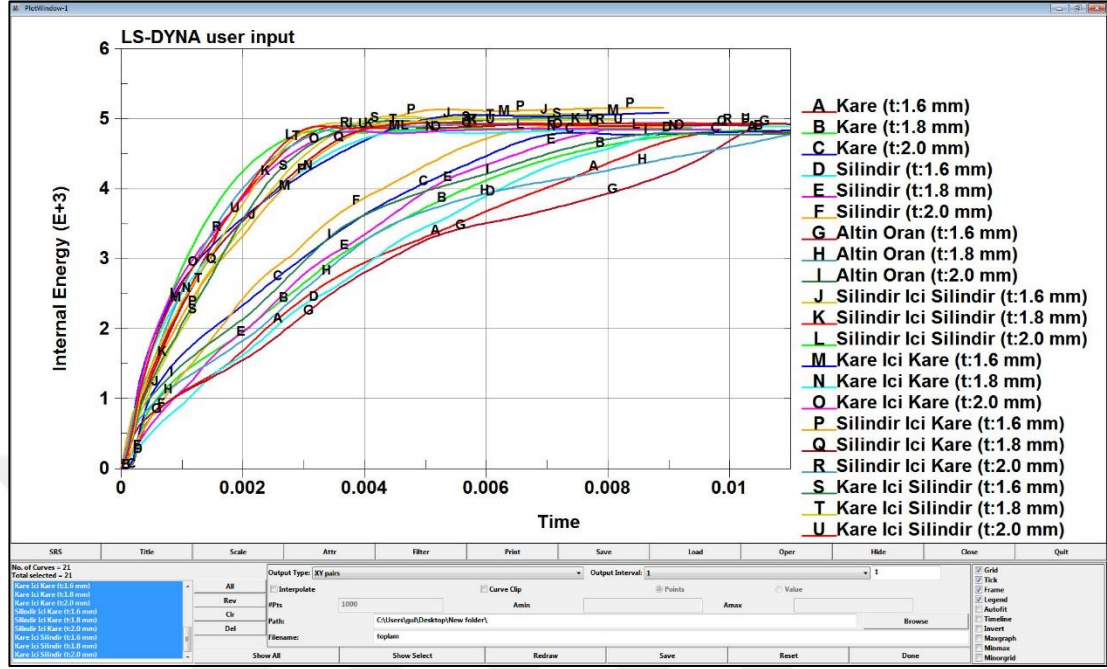
Şekil 7.16: Toplam Deformasyon.

7.4. 25 mm Deformasyonda Parçalar Arası Enerji Absorbsiyon Değerinin Kıyaslanması



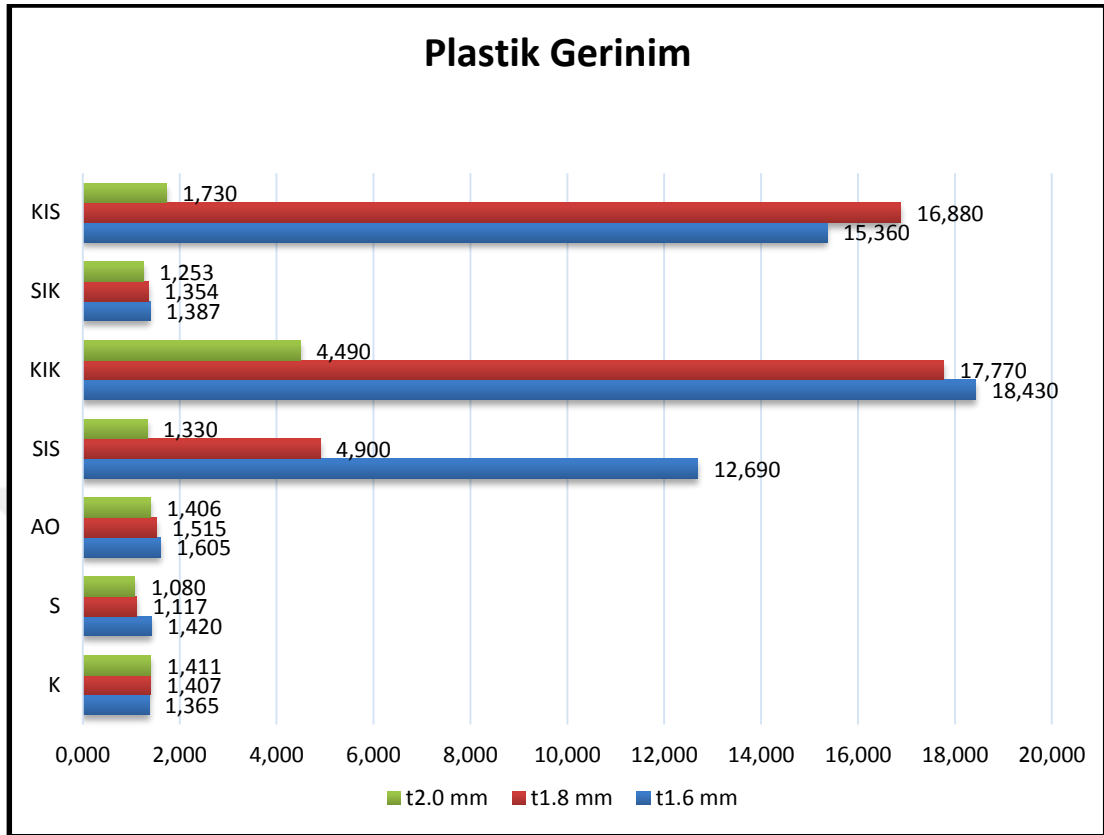
Şekil 7.17: 25mm’de Absorbe Edilen Enerji.

7.5. Parçalar Arası Toplam Enerjinin Absorbsiyonu ve Absorbsiyon Süresi Kıyaslanması



Şekil 7.18: Toplam İç Enerjinin Kıyaslaması.

7.6. Parçalar Arası Plastik Gerinim Değerinin Kıyaslanması



Şekil 7.19: Plastik Gerinim Kıyaslaması.

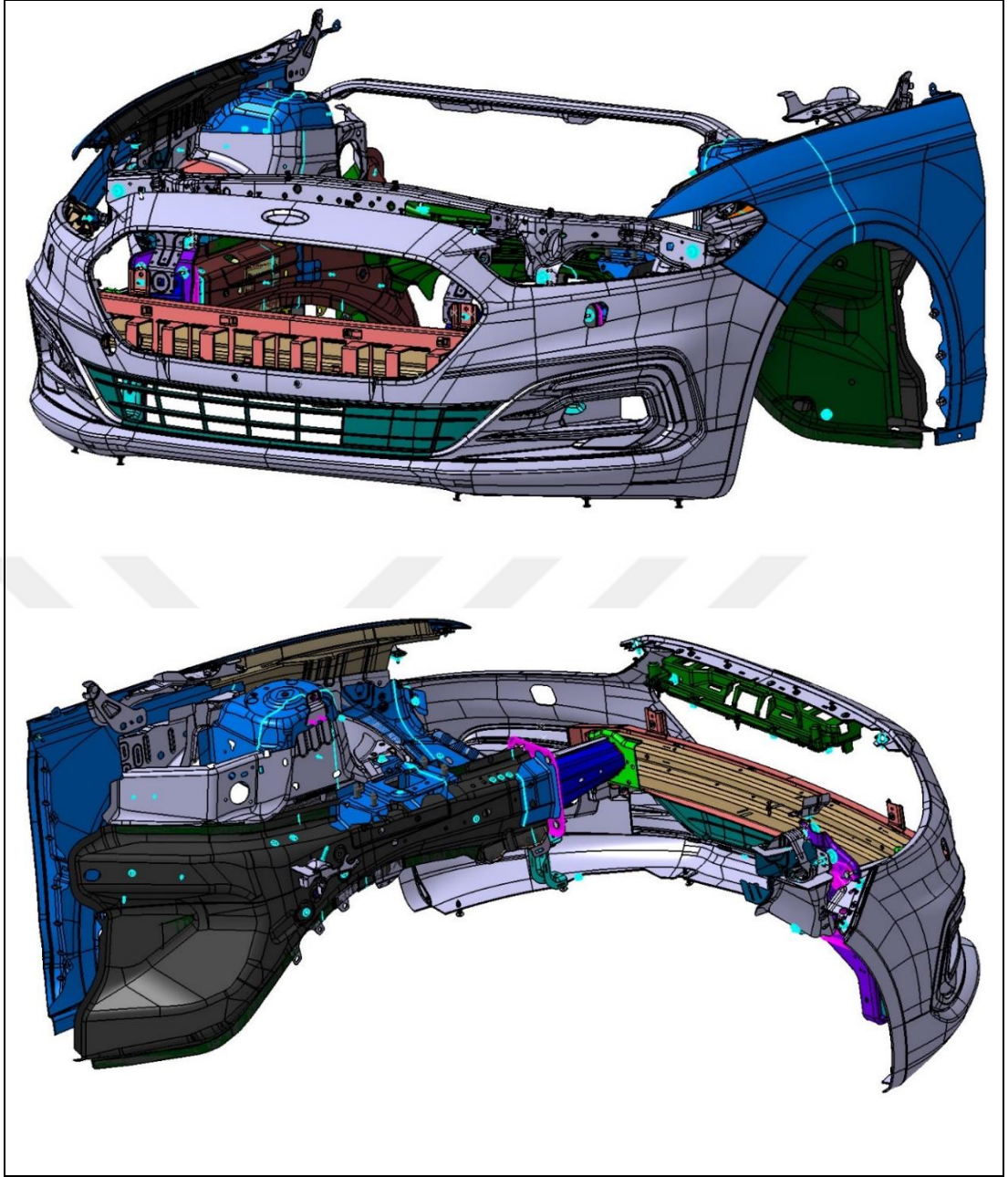
8. SİLİNDİR İÇİ SİLİNDİR PROFİLİ İLE GERÇEK OTOMOTİV ÇARPIŞMA KUTUSU MUKAYESESİ

Yukarıdaki sonuçlar incelendiğinde analizi yapılan geometriler içerisinde en iyi darbe sönümleme kabiliyetine haiz geometrinin tüm kalınlıklarda silindir içi silindir geometrisi olduğu görülmektedir.

Bu sonuç, seçilen geometriler arasında en iyi sonuçtur ve gerçek kaza şartlarında ve günümüz otomotiv sanayisinde kullanılan darbe sönümleyicileri ile de kıyaslama gerektirir. Bu bölümde şu an seri üretimi yapılmakta olan otomotiv parçaları kullanılarak kıyaslamaya gidilecektir.

8.1. Gerçek Çarpışma Kutusu

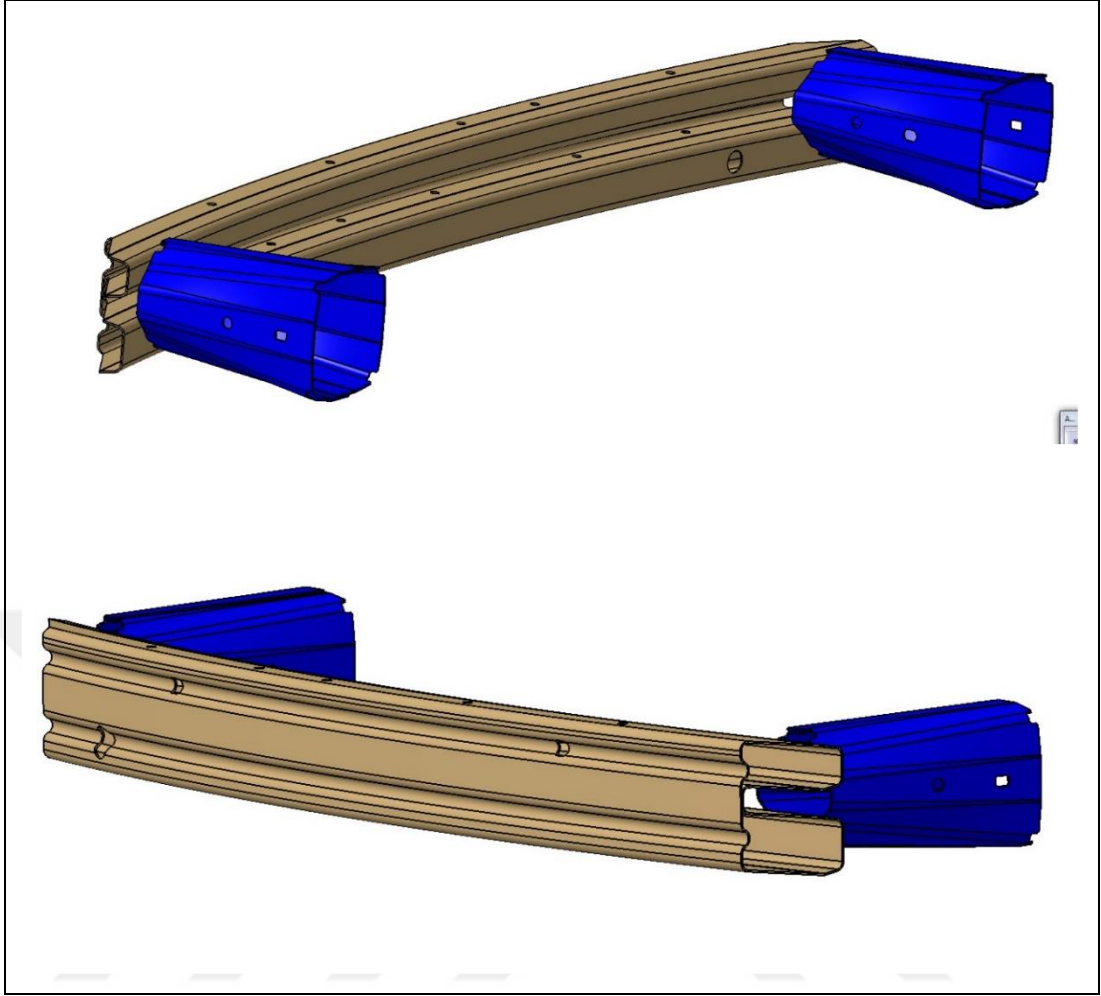
Günümüzde birçok otomotiv üreticisi farklı boyutlarda da olsa büyük oranda kare kesitli ince cidarlı alüminyum çarpışma kutularını kullanmaktadırlar. Aşağıdaki şekillerde de görülebileceği gibi aracın ön tamponunda sağ ve sol kısımlarında bulunan bu darbe sönümleyiciler kaynaklanarak bariyer olarak isimlendirebileceğimiz parçaya montajlanırlar.



Şekil 8.1: Bir Otomotiv Tamponunun Genel Görünüşü.

8.1.1. Gerçek Çarpışma Kutusunun Basitleştirilmiş Modelinin Oluşturulması

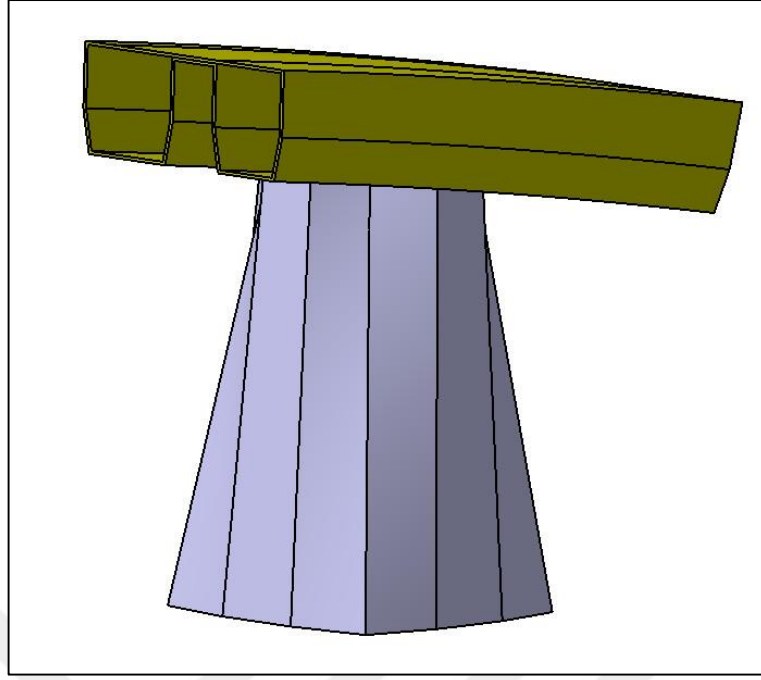
Gerçek şartlarda darbe sönümleyici olarak sadece çarpışma kutusunu analiz etmek doğru değildir. Çarpışma kutusuna ilave olarak bariyerin de darbe sönümleme amacıyla kullanıldığını göz ardı edemeyiz. Dolayısıyla bu bölümde çarpışma kutusuna kaynaklı bariyer de analizimize dahil edilecektir.



Şekil 8.2: Gerçek Bariyer ve Çarpışma Kutusu.

Bununla birlikte birçok analizde olduğu gibi analizi yapılacak geometriyi sonuçlara etki etmeyecek ölçüde sadeleştirmek hem analizin ön hazırlığı sürecini hem de çözüm sürecini kısaltmaktadır.

Bundan dolayı ön hazırlık süresini kısaltmak amacıyla parçalardaki köşe yuvarlatmaları iptal edilmiştir. Bununla birlikte darbenin çarpışma kutusunun olduğu kısımda olduğu düşünülecek olursa bariyerin diğer kısımlarını analiz etmek sadece işlem süresini uzatacaktır. Şekil 8.2 ve 8.3 de gerçek ve basitleştirilmiş modeller görülmektedir.



Şekil 8.3: Basitleştirilmiş Bariyer ve Çarpışma Kutusu.

8.2. Analiz Sınır Şartlarının Belirlenmesi ve Ön Hazırlık

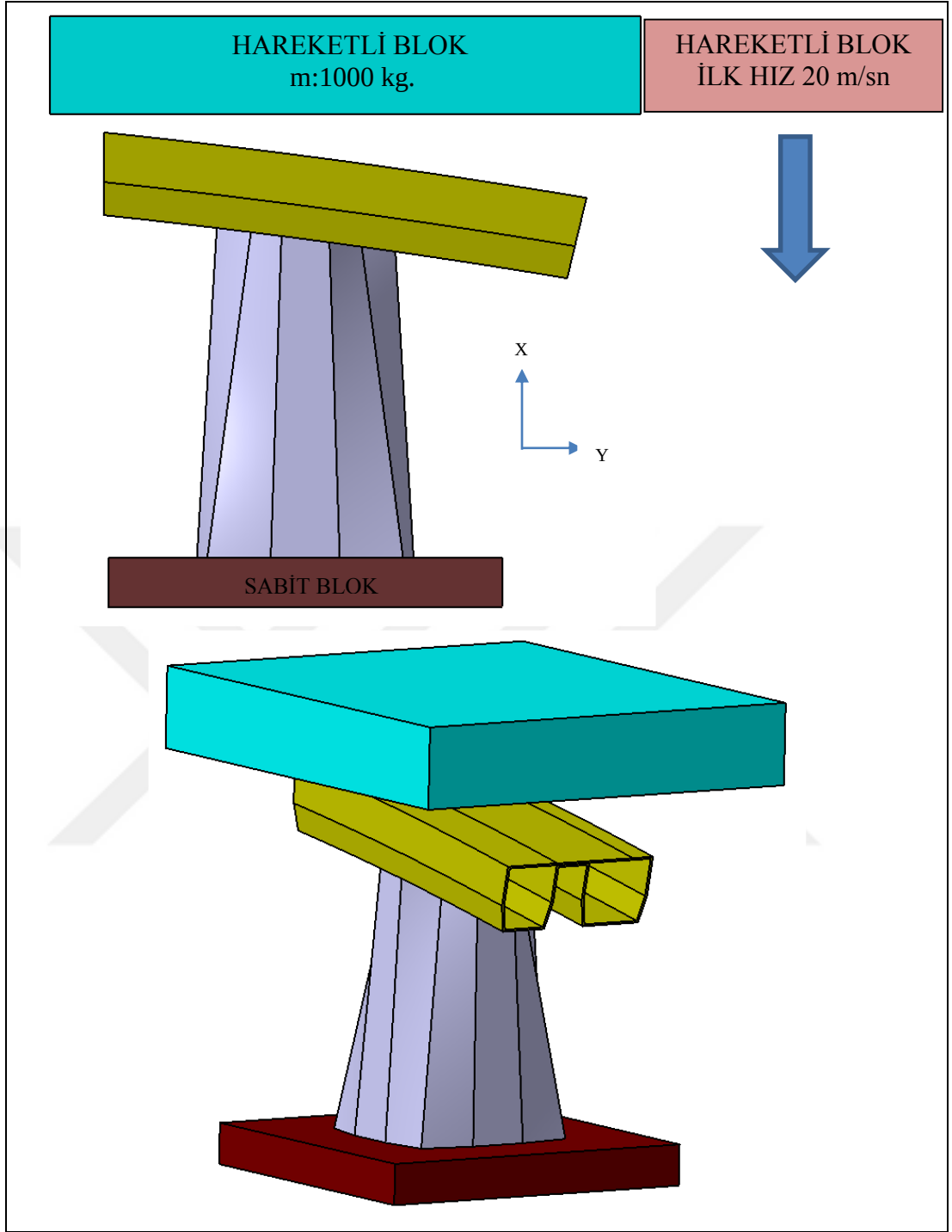
Bu bölümdeki analizlerde yüzey geometrisi yerine, tampon ve darbe emicilerin enerji absorpsiyon kapasitelerini hesaplamak amacı ile tamponu oluşturan içyapı ve ona bağlı arkasındaki darbe emici geometrisi aslına uygun olarak 1.6 mm et kalınlığında 3D eleman olarak modellenmiştir.

Sınır şartı olarak, darbe emiciler gövdeye bağlı oldukları bölgeden sabitlenmiştir. Hareketli rijit bir kütle modele belirli bir hızda çarpıtılmıştır. Çarpışma modeli şartları için, karşıdan gelen 72 km/sa'lık hıza sahip bir araca eşdeğer 1000 kg'lık rijit bir bloğun tampon modeline çarpması şeklinde ele alınmıştır. Şekil 8.4'de çarpışma modeli görülmektedir.

Burada da hareketli blok sadece bir serbestlik derecesine sahiptir ve -x doğrultusunda hareket etmektedir. Sabit blok ise 0 serbestlik derecesine sahiptir.

Yine burada da daha önceki analizlerde olduğu gibi test parçası sabit bloktan 10 mm olacak şekilde sabitlenmiştir.

Analizlerin ön hazırlığı daha önceki analizler ile aynı özelliklerde olup burada sonuçların doğruluğunu artırmak adına 4 mm mesh yerine 2 mm mesh tercih edilmiştir.

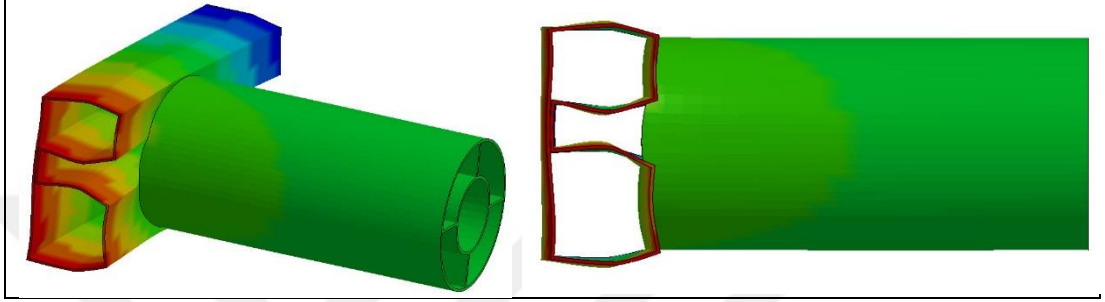


Şekil 8.4: Sınır Şartları.

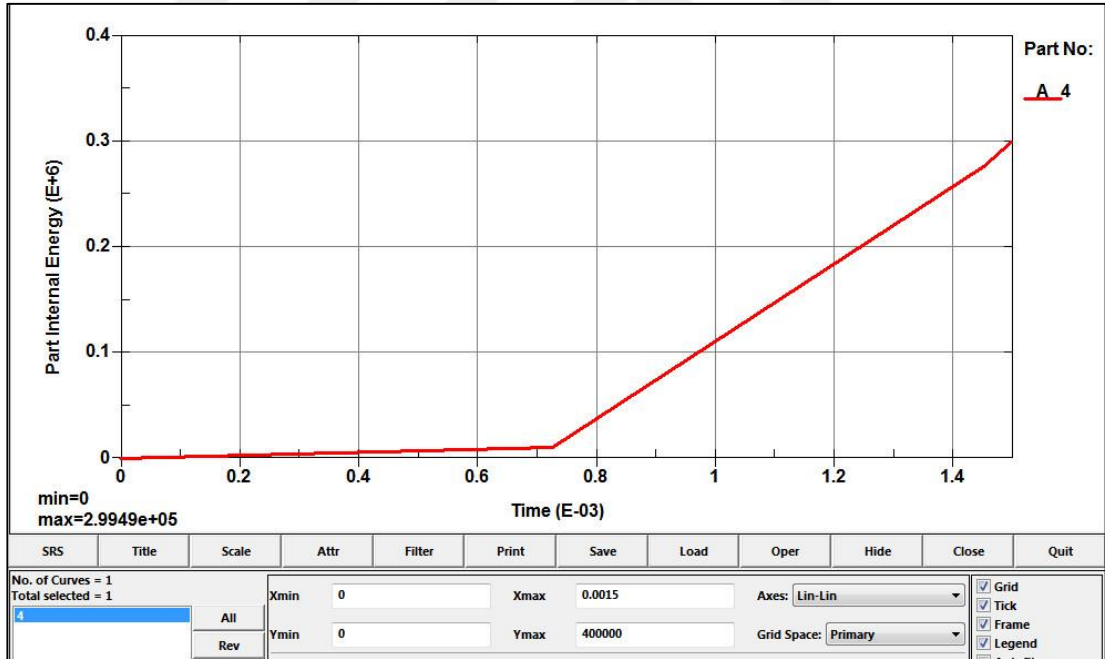
8.3. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bu bölümde diğer analizlerden farklı olarak her iki geometrinin 0.0015 sn'de absorbe ettiği enerjiler kıyaslanacaktır.

8.3.1. Silindir İçi Silindir Profil Sonuçları (t=1,6 mm)



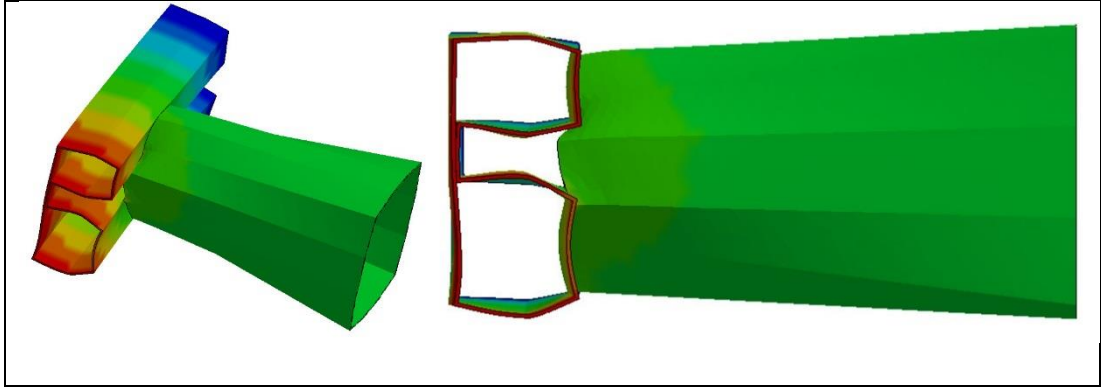
Şekil 8.5: 0,0015 sn'de SİS Parçasında Meydana Gelen Deformasyon.



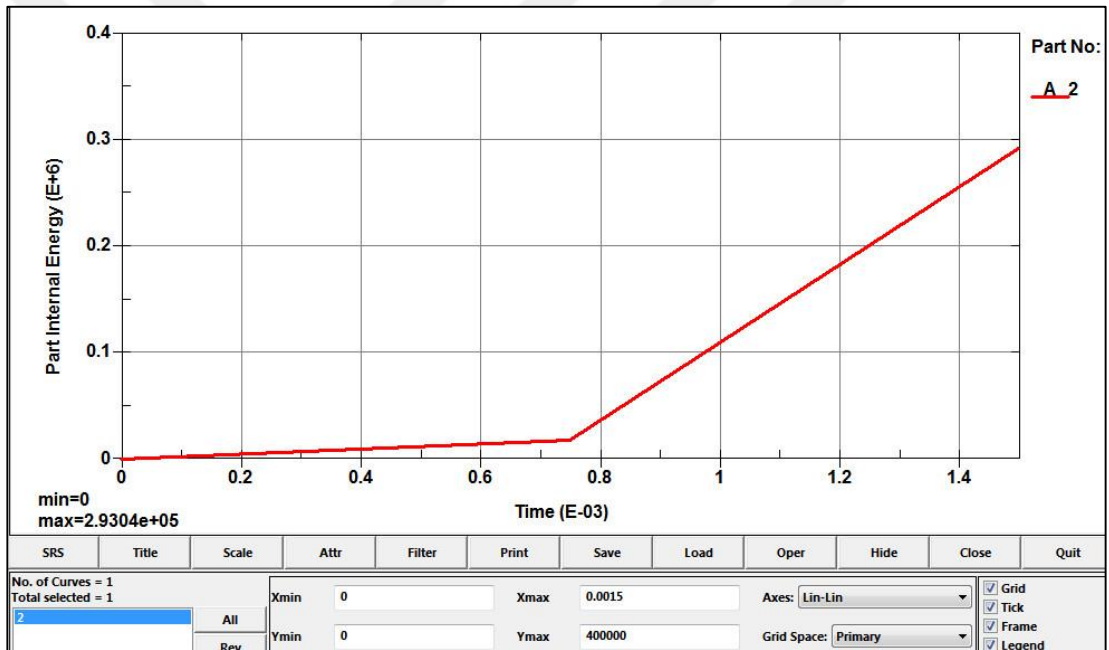
Şekil 8.6: 0,0015 sn'de SİS Parçasının Absorbe Ettiği Enerji.

- SİS Parçası 0,0015 sn'de 299490 Joule enerji absorbe etmektedir.

8.3.2. Gerçek Parça Sonuçları (t=1,6 mm)



Şekil 8.7: 0,0015 sn'de Gerçek Parçada Meydana Gelen Deformasyon.



Şekil 8.8: 0,0015 sn'de Gerçek Parçanın Absorbe Ettiği Enerji.

- Gerçek Parça 0,0015 sn'de 293040 Joule enerji absorbe etmektedir.

9. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER

9.1. Genel Sonuçlar

Bu tez çalışmasında başta kare ve dairesel kesitli olmak üzere yeni önerilen farklı geometrilere sahip ince cidarlı yapıların eksenel yük altında göstermiş oldukları davranışlar incelenmeye çalışılmıştır.

Çalışma, ince cidarlı yapıların günümüzde hangi sektörlerde yer aldığı ve kullanım amaç ve hedefleri doğrultusunda şekillendirilerek otomotiv sektörüne yönelik yenilikçi bir yaklaşım getirilmek istenmiştir.

Bu doğrultuda yapıların dünya standartlarındaki test uygulamaları baz alınmış ve dinamik yük altında enerji absorpsiyon kabiliyetleri incelenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre genel olarak aşağıdaki maddeler farklı geometrilerin enerji sönümleme kabiliyetlerini özetler niteliktedir;

- İç içe profiller içi boş profillere oranla çok yüksek oranda enerji absorbe kabiliyetine sahiptirler.
- İçi boş profillerde (Kare, Silindir ve Altın Oran) en iyi enerji absorban kare profildir.
- İç içe profillerde aynı profil türleri (Kare içi kare, Silindir içi silindir) diğer iç içe profillere oranla (Kare içi silindir, Silindir içi kare) daha iyi absorpsiyon kabiliyetine sahiptirler.
- Silindir içi silindir t2 mm (SIS3) en yüksek enerji absorpsiyon kabiliyetine sahiptir.
- Silindir profil en kötü enerji absorpsiyon kabiliyetine sahiptir.
- Silindir içi silindir profil günümüz araçlarda kullanılan çarpışma kutusu parçasından daha yüksek enerji absorpsiyon kabiliyetine sahiptir.

9.2. Öneriler

Günümüz otomotiv sektöründe teknolojinin ilerlemesine paralel olarak araçların hız kabiliyetleri de oldukça artmaktadır. Bu beraberinde güvenlik riskini doğuran bir faktördür. Bu risk, mühendislerin çözüm bulması gerekliliğini ortaya çıkarmıştır.

Bu tezin devamında, analizi yapılan parçaların deney doğrulamaları yapılabilir ve maliyet-kazanım oranı göz önüne alınarak sanayiye adaptasyonu sağlanabilir.



KAYNAKLAR

- [1] Web1, (2016), <http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=18760> , (Erişim Tarihi:10/09/2016).
- [2] Ali A. N., Jamal H. H., (2010), “Comparative analysis of energy absorption and deformations of thin walled tubes with various section geometries”, Thin-Walled Structures, 48(2010), 946-954.
- [3] Djamaluddin. F., S. Abdullah S., Ariffin A.K., Nopiah Z.M., (2015), “Non-linear finite element analysis of bitubal circular tubes for progressive and bending collapses”, International Journal of Mechanical Sciences, 99(2015), 228-236.
- [4] Yucheng L., Michael L.D., (2007), “Bending collapse of thin-walled circular tubes and computational application”, 46(2008), 442-450.
- [5] Mohammadbagher B. A., Masoud A., (2015), “A new bi-tubular conical–circular structure for improving crushing behavior under axial and oblique impacts”, International Journal of Mechanical Sciences ,105(2016), 253-265.
- [6] Chen D.H., Ushijima K., (2011), “Estimation of the initial peak load for circular tubes subjected to axial impact”, Thin-Walled Structures, 49(2011), 889-898.
- [7] Meguid S.A., M.S.Attia,J.C.Stranart, W.Wang, (2005), “Solution stability in the dynamic collapse of square aluminium columns ”, ScienceDirect ,34(2007), 348-359.
- [8] Xiong Z., Gengdong C., (2006), “A comparative study of energy absorption characteristics of foam-filled and multi-cell square columns”, Science Direct, 34(2007), 1739-1752.
- [9] Ali A. N., M. Parsapour, (2013), “Comparative analysis of energy absorption capacity of simple and multi-cell thin-walled tubes with triangular, square, hexagonal and octagonal sections”, Thin-Walled Structures,74(2014),155-165.
- [10] Gameiro C.P., J. Cirne, (2007), “Dynamic axial crushing of short to long circular aluminium tubes with agglomerate cork filler”, ScienceDirect,49(2007), 1029-1037.
- [11] Hanfeng Y., Youye X., Guilin W., Qixiang Q., Xin W., (2015), “Crushing analysis and multi-objective optimization design for bionic thin-walled structure”, Materials and Design, 87(2015), 825-834.
- [12] Von Mises R., (1913), “Mechanik der festen Korper im plastisch deformablen Zustand, Gott. Nach. Math. Phys. Kl.”,44(1913), 582–592.
- [13] Prandtl L.T., (1924), “Spannungsverteilung in plastischen Korpern, in Proc. 1st Intern. Congr. Mechanics, Delft”, 27(1924), 43–54.

- [14] Von M. R., (1928), “R. von Mises, Mechanik der plastischen Formänderung von Kristallen, ZAMM 8”, 41(1928), 161–185.
- [15] Prandtl L.T., (1928), “Ein Gedankenmodell zur kinetischen Theorie der festen Körper, ZAMM 8”, 16(1929), 85–106.
- [16] Melan E., (1938), “Zur Plastizität des räumlichen Kontinuums”, 69(1938), 116–125.
- [17] Johnson C., (1977), “A mixed finite element method for plasticity problems with hardening”, SIAM Journal on Numerical Analysis, 45(1977), 575–583.
- [18] Hai S. Y., (2006), “Plasticity and Geotechnics, Springer”, 36, University of Nottingham.
- [19] Çapan L., (1986), “Plastisiteye Giriş”, 27, İ.T.Ü Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [20] Chen W. F., Han D. J., (1988), “Plasticity for Structural Engineers.”, Springer Verlag, 25(1989), 225-249.
- [21] Sarıkanat M., (2001), “Kompozit Malzemelerden Yapılmış Kalın Kompozit Kirişlerin Nümerik Metot Yardımıyla Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi.
- [22] Pençe E., (2007), “Eğitim Amaçlı Ansys Paket Programının Tanıtılması, Ansys Öğretimi ve Uygulama Örnekleri”, Lisans Bitirme Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi.
- [23] Kırılı O., (2005), “Derin Çekme ile Soğuk Şekillendirmenin Sonlu Elamanlar Metodu Yardımıyla Non-Lineer Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi
- [24] Web2, (2016), <http://www.matweb.com> , (Erişim Tarihi:05/10/2016).
- [25] Web3, (2016), <http://www.matweb.com> , (Erişim Tarihi:05/10/2016).
- [26] Web4, (2017), MSC.Dytran® Theory Manual Version, (2005).
- [27] Web5, (2016), <http://www.figes.com.tr/ansys/ls-dyna> , (Erişim Tarihi:08/10/2016)
- [28] Mohammadbagher B. A., Masoud A., (2015), “A new bi-tubular conical–circular structure for improving crushing behavior under axial and oblique impacts”, International Journal of Mechanical Sciences, 105(2016), 254-258.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa BENLİOĞLU 1981 yılında Afyonkarahisar’da doğdu.2000 yılında başladığı Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2005 yılında başarıyla tamamladı.2006 yılında özel sektörde başladığı çalışma hayatında, şu anda otomotiv sektörüne mühendislik alanında hizmet veren Alman menşeli Bertrandt firmasında Engineering Leader pozisyonunda devam etmektedir.

Mustafa BENLİOĞLU 2017 yılında Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisansını tamamlamıştır.

