



SAC ŞEKİLLENDİRME ETKİSİ DİKKATE ALINARAK YÜKSEK
PERFORMANSLI TAŞIT PASİF GÜVENLİK SİSTEMLERİNİN
GELİŞTİRİLMESİ

Ahmet YILDIRIM

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

2017



T.C
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SAC ŞEKİLLENDİRME ETKİSİ DİKKATE ALINARAK
YÜKSEK PERFORMANSLI TAŞIT PASİF GÜVENLİK
SİSTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet YILDIRIM

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

BURSA

Ocak 2017

YÜKSEK LİSANS TEZİ ONAY FORMU

“AHMET YILDIRIM” tarafından “Prof. Dr. ALİ RIZA YILDIZ” yönetiminde hazırlanan “SAC ŞEKİLLENDİRME ETKİSİ DİKKATE ALINARAK YÜKSEK PERFORMANSLI TAŞIT PASİF GÜVENLİK SİSTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tez, kapsamı ve niteliği açısından incelenmiş ve **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

.....

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü)

Doç. Dr. Rukiye ERTAN

.....

(Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü)

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ

.....

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü)

Tez Savunma Tarihi: .../.../2017

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Murat ERTAŞ

.../.../2017

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Ahmet YILDIRIM

İmzası:

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında, değerli zamanını ayırarak çalışmamı yönlendiren ve kolaylaştıran, tecrübelerini benden esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, bilgisayar destekli analiz tecrübesi ve bilgisiyle her daim yardımcı olan değerli dostum Şevket ÖZCAN'a, tezimin derlenmesi ve toparlanmasında verdiği desteklerden dolayı Zeynep Begüm KURT'a, yoğun çalışmalarım sırasında gösterdiği sabır ve desteğinden dolayı eşim Kübra YILDIRIM'a ve aileme teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bu tez çalışmasını 0302.STZ.2013-2 kodlu SANTEZ programı kapsamında maddi olarak destekleyen Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na teşekkür ederim.

AHMET YILDIRIM

İÇİNDEKİLER

sayfa no

Dış kapak	
İç Kapak	
Tez Sınav Sonuç Formu	
İntihal Beyanı	
Teşekkür	
İçindekiler	v
Şekil listesi	viii
Çizelge Listesi	xii
Sembol Listesi	xiii
Kısaltma Listesi	xiv
Özet	xv
Abstract	xvii
1.GİRİŞ	1
1.1 Taşıt Güvenliği	2
1.1.1 Aktif güvenlik sistemleri	2
1.1.2 Pasif güvenlik sistemleri	2
1.2 Euro NCAP Önden Çarpışma Testleri	3
2. TAMPON VE ENERJİ YUTUCULARI	4
2.1 Çarpışma ve Enerji Emilimi ile İlgili Kavramlar	5
2.1.1 Toplam enerji emilimi	5
2.1.2 Ortalama ezilme kuvveti ve maksimum ezilme kuvveti	6
2.1.3 Ezilme kuvveti verimi	6
2.1.4 Birim kütle başına emilen enerji	7
2.2 Tampon ve Enerji Yutucuların Üretim Yöntemleri	7
2.2.1 Soğuk haddeleme (Roll forming)	7
2.2.2 Sıcak şekillendirme	8

2.2.3 Soğuk şekillendirme	9
3. SOĞUK SAC ŞEKİLLENDİRME İŞLEMİ SIRASINDA OLUŞAN HATALAR VE HATALARIN KONTROL ALTINA ALINMASI	12
3.1 Soğuk Sac Şekillendirme İşlemlerinde Görülen Hatalar	12
3.1.1 Kırılma	13
3.1.2 Buruşma ve kırışma	13
3.1.3 Şekil bozukluğu	14
3.1.4 Serbest metal	14
3.1.5 İstenmeyen yüzey yapısı	14
3.1.6 Çatlama ve yırtılma	15
3.2 Şekil Sınır Diyagramlarının Elde Edilmesi ve Kullanımı	15
4. LİTERATÜR ÖZETİ	20
5. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR	25
5.1 Tampon ve Darbe Emici Tasarımı ve Çarpışma Analizleri	25
5.1.1 Yeni enerji yutucu tasarımı	25
5.1.2 Yeni enerji yutucular için çarpışma analizi	28
5.1.3 Enerji yutucu modellerinin çarpışma analizi ve sonuçları	30
5.1.4 Yeni tampon tasarımları	41
5.1.5 Yeni tampon çarpışma analizleri ve sonuçları	42
5.2 Tampon ve Darbe Emicinin Bütünleşik Olarak Tasarımları ve Çarpışma Analizi Sonuçları	46
5.3 Tampon ve Darbe Emicinin Tasarım ve Optimizasyon Çalışmaları	56
5.3.1 Tampon ve darbe emicilerin parametrik tasarımı ve optimum modelinin belirlenmesi	56
5.3.2 Tampon ve darbe emicilerin optimizasyonunda kullanılan yöntemler	67
5.4 Sac Şekillendirme Etkisi Dâhil Edilerek Yapılan Çarpışma Analizi ve Şekillendirme Geçmiş Aktarılmadan Gerçekleştirilen Çarpışma Analizinin Karşılaştırılması	73

5.4.1 Optimum olarak belirlenen tampon ve darbe emici modellerin sac şekillendirme analizleri	73
5.4.2 Tampon ve darbe emicilerin sac şekillendirme analizi ve sonuçları	78
5.4.3 Sac şekillendirme geçmişinin aktarılması ve çarpışma analizi	80
5.4.4 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emici modellerinin çarpışma analiz sonuçları	82
5.4.5 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan tampon ve darbe emici modellerinin çarpışma performansının karşılaştırılması	84
5.4.6 Darbe emici modelin analiz sonuçları ile fiziksel testlerinin karşılaştırılması	86
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	96
KAYNAKLAR	99
ÖZGEÇMİŞ	102

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>sayfa no</u>	
Şekil 1.1	%100 önden çarpışma testi şematik gösterimi	3
Şekil 1.2	Euro NCAP %100 önden çarpışma testi (Citroen C4)	4
Şekil 1.3	Euro NCAP çarpışma testi yeterlilik değerlendirmesi	4
Şekil 2.1	Örnek bir kuvvet-yer değiştirme grafiği	6
Şekil 2.2	Soğuk haddeleme yöntemi ile parça üretiminin kademeli olarak gösterimi	8
Şekil 2.3	Soğuk haddeleme yöntemiyle üretilen tampon profilleri	8
Şekil 2.4	Bor alaşımlı çelik için doğrudan sıcak şekillendirme işlemi	9
Şekil 2.5	Hidrolik preste gererek şekillendirme	9
Şekil 2.6	(a) Tüp şekilli parçanın çekilmesi: (1) zımbanın parçaya temasından önce, (2) strokun hemen öncesi; (b) parça: (1) başlangıç saçı, (2) çekilmiş parça	10
Şekil 2.7	Derin çekme işlemleri; sac malzemede incelleme gözlenmeyen çekme işlemi (Deep drawing) (a), incelterek çekme işlemi (b)	11
Şekil 2.8	Bükmeyle ilgili şekillendirme özellikleri	11
Şekil 2.9	Soğuk sac şekillendirme yöntemiyle üretilen tampon profilleri	12
Şekil 2.10	Kesme işleminin şematik gösterilişi	12
Şekil 3.1	Boyun vermiş ve kırılma maruz kalan bölge	13
Şekil 3.2	Kalıpla temastan ve kesit değişiminden kaynaklı buruşma ve kırışma	14
Şekil 3.3	Çatlama problemi	15
Şekil 3.4	Biçimlendirme sınır diyagramlarının Nakazima prensiplerine göre elde edilmesinde kullanılan numuneler	16
Şekil 3.5	a. Nakazima prensiplerine göre yapılan testler sonucu meydana gelen büyük uzama, küçük uzama ve kalınlık uzaması eğrilerinin farklı deformasyon mekanizmalarında elde edilmesi	17
Şekil 3.5	b. İki farklı çelik malzemenin şekillendirme sınır diyagramı	17
Şekil 3.6	a. Şekillendirme sınır diyagramlarındaki gerinim yolları b. Soğuk şekillendirme işlemine maruz kalmış parçada daireler kullanılarak deformasyon mekanizmasının tespiti	18
Şekil 3.7	Şekillendirme sınır diyagramları üzerindeki farklı bölgelerinin tanımlanması	19
Şekil 3.8	Az karbonlu çeliğe ait biçimlendirme sınır diyagramı	19
Şekil 4.1	Deforme olmamış altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri	21
Şekil 4.2	Deforme olmuş altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri	21
Şekil 4.3	Sac şekillendirme etkisi dikkate alınarak ve alınmadan Volvo araçlarda kullanılan darbe emicinin şekil değiştirme davranışı	22
Şekil 4.4	Scania model kamyonun tavan parçasının şekillendirme etkisi dikkate alınarak ve alınmadan oluşan enerji emme davranışı	23
Şekil 4.5	Hypermesh programı ile şekillendirme sınır diyagramının hesaplanması ve parça üzerinde deformasyon bölgelerinin gösterimi	24
Şekil 4.6	FTI programı ile şekillendirme sınır diyagramının hesaplanması ve parça üzerinde deformasyon bölgelerinin gösterimi	25

Şekil 5.1	Toyota Yaris araç modeline ait tampon ve enerji yutucu tasarımı	25
Şekil 5.2	Farklı kesit geometrisine sahip düz darbe emiciler	26
Şekil 5.3	Farklı kesit geometrisine sahip koniklik açılı (3°) darbe emiciler	27
Şekil 5.4	Farklı kesit geometrisine sahip koniklik açılı (3°) ve dikey oluklu darbe emiciler	27
Şekil 5.5	Yeni darbe emici tasarımı için oluşturulan sonlu elemanlar mesh modeli	28
Şekil 5.6	Rijit duvar, sınır şartları ve darbe emici modeli	30
Şekil 5.7	8 farklı düz tip darbe emicilerin mesh görünümü	31
Şekil 5.8	Farklı düz tip darbe emicilerin çarpışma analizi sonrası görünümü	31
Şekil 5.9	8 farklı düz tip darbe emicilerin 1-8. model için kuvvet-yer değiştirme grafiği	32
Şekil 5.10	8 farklı düz tip darbe emicilerin 1-8. model için enerji-yer değiştirme grafiği	32
Şekil 5.11	8 farklı açılı tip darbe emicilerin mesh görünümü	34
Şekil 5.12	8 farklı açılı tip darbe emicilerin çarpışma analizi sonrası görünümü	34
Şekil 5.13	8 farklı açılı tip darbe emicilerin 10-18. model için kuvvet-yer değiştirme grafiği	35
Şekil 5.14	8 farklı açılı tip darbe emicilerin 10-18. model için enerji-yer değiştirme grafiği	35
Şekil 5.15	8 farklı açılı-oluklu tip darbe emicilerin mesh görünümü	37
Şekil 5.16	8 farklı açılı-oluklu tip darbe emicilerin çarpışma analizi sonrası görünümü	37
Şekil 5.17	8 farklı açılı-oluklu tip darbe emicilerin 19-26. model için kuvvet-yer değiştirme grafiği	38
Şekil 5.18	8 farklı açılı tip darbe emicilerin 19-26. model için enerji-yer değiştirme grafiği	38
Şekil 5.19	Yapılan çarpışma analizleri sonucu en ideal geometri olarak belirlenen M24 modeli	40
Şekil 5.20	Üç oluklu profil geometrisine sahip T1 tampon modeli	41
Şekil 5.21	İki oluklu profil geometrisine sahip T2 tampon modeli	41
Şekil 5.22	Dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T3 tampon modeli	41
Şekil 5.23	Oluk eklentili dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T4 tampon modeli	42
Şekil 5.24	Trapez profil geometrisine sahip T5 tampon modeli	42
Şekil 5.25	Rijit duvar, sınır şartlar ve tampon mesh modeli	43
Şekil 5.26	Üç oluklu profil geometrisine sahip T1 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri	43
Şekil 5.27	İki oluklu profil geometrisine sahip T2 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri	43
Şekil 5.28	Dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T3 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri	44
Şekil 5.29	Oluk eklentili dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T4 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri	44
Şekil 5.30	Trapez profil geometrisine sahip T5 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri	44
Şekil 5.31	Oluşturulan 5 farklı tampon modeline ait çarpışma anından oluşan toplam enerji emilim-zaman grafiği	45
Şekil 5.32	6 oluklu darbe emici ve tampon modeli	46
Şekil 5.33	6 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	47

Şekil 5.34	6 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	47
Şekil 5.35	6 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	48
Şekil 5.36	3 oluklu darbe emici ve tampon modeli	48
Şekil 5.37	3 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	49
Şekil 5.38	3 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	49
Şekil 5.39	Dikey oluklar 90 ° pozisyonu değiştirilmiş darbe emici ve tampon modeli	49
Şekil 5.40	Dikey oluklar 90 ° pozisyonu değiştirilmiş darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	50
Şekil 5.41	Dikey oluklar 90 ° pozisyonu değiştirilmiş darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	51
Şekil 5.42	Dördüncü darbe emici ve tampon modeli	51
Şekil 5.43	Dördüncü darbe emici üzerindeki oluk pozisyonları	52
Şekil 5.44	Dördüncü darbe emici ve tamponun çarpışma analizi	52
Şekil 5.45	Dördüncü darbe emici ve tamponun çarpışma analizi	53
Şekil 5.46	Dördüncü tampon üzerinde oluşturulan form geçişleri	53
Şekil 5.47	Dördüncü darbe emici ve tampon modeline eklenen ara parça	54
Şekil 5.48	Beşinci darbe emici ve tampon modeli	54
Şekil 5.49	Beşinci darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	55
Şekil 5.50	Beşinci darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	55
Şekil 5.51	Altıncı darbe emici ve tampon modeli	55
Şekil 5.52	Altıncı darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	56
Şekil 5.53	Altıncı darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi	56
Şekil 5.54	Parametrik tasarımda oluşturulan darbe emici değişkenleri	57
Şekil 5.55	Parametrik tasarımda oluşturulan tampon değişkenleri	57
Şekil 5.56	Parametrik tasarımda oluşturulan model	60
Şekil 5.57	Parametrik tasarımda oluşturulan modelin çarpışma analizi sonrası görseli	60
Şekil 5.58	Parametrik tasarımda oluşturulan optimum model	62
Şekil 5.59	Parametrik tasarımda oluşturulan optimum modelin çarpışma analizi sonrası görseli	63
Şekil 5.60	Yaris aracına ait tampon ve darbe emici modeli	63
Şekil 5.61	Yaris aracına ait tampon ve darbe emici modelinin çarpışma analizi sonrası görseli	63
Şekil 5.62	Yaris ve optimum tampon ve darbe emici modele ait enerji-zaman grafiği	64
Şekil 5.63	Yaris ve optimum tampon ve darbe emici modele ait kuvvet-konum grafiği	64
Şekil 5.64	Optimum tampon ve darbe emici geometrinin son hali	65
Şekil 5.65	Optimum tampon ve darbe emici geometrinin kaynak tanımlamaları	65
Şekil 5.66	Algoritmanın şematik diyagram formunda gösterimi	68
Şekil 5.67	Tampona ait sac şekillendirme kalıpları	74
Şekil 5.68	Darbe emici parçasına ait sac şekillendirme kalıpları	74
Şekil 5.69	Darbe emici kalıplarının sonlu elemanlar mesh modeli	75
Şekil 5.70	Tampon kalıbına ait sonlu elemanlar mesh modeli	76
Şekil 5.71	DP 600 malzeme için gerilme-gerinim eğrisi	77
Şekil 5.72	S 500 MC malzeme için gerilme-gerinim eğrisi	77
Şekil 5.73	Tampona ait kalınlık değişimleri	78
Şekil 5.74	Tampon için efektif gerinim sonuçları	79
Şekil 5.75	Darbe emici için elde edilen kalınlık değişimleri	79

Şekil 5.76	Darbe emici parça için efektif gerinim sonuçları	80
Şekil 5.77	Darbe emici parçası için şekillendirme sınır diyagramı	80
Şekil 5.78	Rijit duvar, sınır şartları ve tampon modeli	81
Şekil 5.79	Tampon ve darbe emici üzerinde oluşturulan kaynak tanımlaması	82
Şekil 5.80	Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emiciye ait çarpışma öncesi sahip olduğu geometri	83
Şekil 5.81	Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emiciye ait çarpışma sonrası sahip olduğu geometri	83
Şekil 5.82	Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anında oluşan kuvvet-yer değiştirme grafiği	84
Şekil 5.83	Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anındaki toplam enerji emilim-yer değiştirme grafiği	84
Şekil 5.84	Sac şekillendirme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anındaki kuvvet-yer değiştirme grafiği	85
Şekil 5.85	Sac şekillendirme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anından oluşan toplam enerji emilim- yer değiştirme grafiği	85
Şekil 5.86	İmalatı tamamlanan kalıp çekirdekleri	87
Şekil 5.87	Kalıpların kapalı görüntüleri	87
Şekil 5.88	Şekillendirme işlemi yapılan pres tezgahı	88
Şekil 5.89	İmalatı tamamlanan darbe emici gövdeler	88
Şekil 5.90	İmalatı tamamlanan darbe emici gövdeler	89
Şekil 5.91	Darbe emici dataya ait enerji-zaman grafiği (750 J)	89
Şekil 5.92	Darbe emici dataya ait kuvvet-zaman grafiği (750 J)	90
Şekil 5.93	Darbe emici dataya ait çarpışma sonrası görseli (750 J)	90
Şekil 5.94	Darbe emici dataya ait enerji-zaman grafiği (1250 J)	91
Şekil 5.95	Darbe emici dataya ait kuvvet-zaman grafiği (1250 J)	91
Şekil 5.96	Darbe emici dataya ait çarpışma sonrası görseli (1250 J)	92
Şekil 5.97	Yüksek hızlı darbe test cihazı	93
Şekil 5.98	Çarpışma testi sonucu oluşan durum (500 J)	93
Şekil 5.99	Çarpışma testi sonucu oluşan durum (750 J)	94
Şekil 5.100	Çarpışma testi sonucu oluşan durum (1250 J)	94
Şekil 5.101	Çarpışma testi sonucu oluşan durum (1500 J)	95

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>sayfa no</u>	
Çizelge 5.1	DP 600 malzeme için gerilme-gerinim değerleri	29
Çizelge 5.2	8 farklı geometri ve Yaris modeli için çarpışma analizi sonuçları	33
Çizelge 5.3	8 farklı açılı tip geometri ve Yaris modeli için çarpışma analizi sonuçları	36
Çizelge 5.4	8 farklı açılı-oluklu tip geometri ve Yaris modeli için çarpışma analizi sonuçları	39
Çizelge 5.5	Oluşturulan 5 farklı tampon modeline ait çarpışma analizi sonuçlarının karşılaştırılması	45
Çizelge 5.6	Tasarım değişkenlerinin alt, ilk ve üst limitleri	58
Çizelge 5.7	27 adet model için oluşturulmuş Taguchi tablosu	59
Çizelge 5.8	27 modele ait cevap (toplam enerji emilimi, ağırlık, maksimum kuvvet ve toplam yer değiştirme) değer bilgileri	61
Çizelge 5.9	Optimum model ve Yaris modeline ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması	65
Çizelge 5.10	Tampon ve darbe emici geometrinin ağırlık ve kalınlık bilgileri	66
Çizelge 5.11	Tampon ve darbe emici model için yapılan çarpışma analizlerinin karşılaştırılması	86
Çizelge 5.12	Çarpışma analizinde kullanılan hız ve kütle bilgileri	90
Çizelge 5.13	Çarpışma analizleri ve çarpışma testinde elde edilen sonuçların karşılaştırılması	95

SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
E	Emilen Enerji
E_m	Birim Kütle Başına Emilen Enerji
P	Ezilme Kuvveti
P_{ort}	Ortalama Ezilme kuvveti
P_{maks}	Maksimum Ezilme kuvveti
δ	Eksenel Yöndeki Ezilme Miktarı
δ_t	Toplam Ezilme Mesafesi
η	Ezilme Kuvveti Verimi
m	Enerji yutucu kütlesi

KISALTMA LİSTESİ

Kısaltmalar	Açıklama
ABS	Anti-lock Braking System (Kilitleme Önleyici Sistem)
ASR	Anti Slip Regulation (Anti Patınaj Sistemi)
ESP	Electronic Stability Program (Elektronik Denge Programı)
FLC	Fracture Limit Curve (Şekillendirme Sınır Eğrisi)
NLC	Necking Limit Curve (Boyun Verme Sınır Eğrisi)
ŞSD	Şekillendirme Sınır Diyagramı



ÖZET

SAC ŞEKİLLENDİRME ETKİSİ DİKKATE ALINARAK YÜKSEK PERFORMANSLI TAŞIT PASİF GÜVENLİK SİSTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Ahmet YILDIRIM

Bursa Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof.Dr. Ali Rıza YILDIZ

Ocak 2017, 103 Sayfa

Trafikte gözlemlenen araç kaza tiplerinden biri önden gerçekleşen çarpışmalı kazalardır. Önden gerçekleşen kazaların önlenmesi amacıyla birçok güvenlik sistemi ortaya konmuştur. Bu güvenlik sistemlerinden biri de enerji yutucu ve tampon sistemidir. Tampon ve enerji yutucular kaza anında oluşan çarpışma kuvvetlerini sönmüleyerek sürücünün, yolcu ve aracın minimum seviyede zarar görmesi amacıyla tasarlanmış yapısal elemanlardır.

Günümüzde tampon ve darbe emici geometriler üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların temel amacı çarpışma durumlarında ortaya çıkan kuvvetlerin araç içerisinde bulunan sürücü ve yolculara en az zarar verecek şekilde yapısal parçalar tarafından sönmülenmesini sağlayacak optimum tasarımı gerçekleştirmektir. Fakat sac şekillendirme yöntemleriyle üretilen tampon ve darbe emiciler üretim esnasında plastik şekil değişimine uğradığı için homojen olmayan dağılımlar oluşmaktadır. Bundan dolayı çarpışma analizlerinde parçalarda oluşan şekil verme etkilerini hesaba dahil etmemek, aracın çarpışma performansında hatalı sonuçlar elde etmeye sebep olmaktadır.

Proje kapsamında, tampon ve darbe emicilerin optimum tasarımını elde etmek amacıyla taslak tasarımlar ve çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir. Taslak olarak oluşturulan tampon ve darbe emici modelin optimizasyon çalışması yapılabilmesi amacıyla parametre tanımlamaları yapılmıştır. Bu amaçla Taguchi tabloları

kullanılarak modeller oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller çarpışma analizlerine tabi tutularak cevaplar elde edilmiştir. Cevap yüzey yaklaşımı ile bu cevapları veren denklemler diferansiyel gelişim algoritması kullanılarak optimum darbe emici ve tampon modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan tasarım modeli hem sac şekillendirme etkisi olmadan çarpışma analizlerine tabi tutulmuş hem de Hyperform programında sac şekillendirme analizleri gerçekleştirilmiş ve şekillendirme geçmişi çarpışma analizlerine dahil edilerek çözdürülmüştür.

Yapılan nümerik analizler sonucunda baz modele göre çarpışma performansı daha iyi ve ağırlık kazancı sağlanmış yeni enerji yutucu ve tampon modeli ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Çarpışma Analizi, Darbe Emici, Optimum Ürün Tasarımı, Sac Metal Şekillendirme, Şekillendirme Geçmişi, Tampon.

ABSTRACT

IMPROVING of HIGH PERFORMANCE PASSIVE VEHICLE SAFETY SYSTEMS TAKING INTO ACCOUNT of SHEET FORMING EFFECT

Ahmet YILDIRIM

Bursa Technical University

Graduate School of Natural and Applied Science

Department of Mechanical Engineering Program

Master of Science Thesis

Prof.Dr. Ali Rıza YILDIZ

January 2017, 103 Page

One of the most common vehicle crushes is front collision crushes. To prevent these crushes, several safety systems are developed which is energy absorber and bumper system that are components to prevent drivers and passengers to get harmed with absorbing the energy consisted in crushes.

Nowadays, there are many researches on bumper and impact absorber geometries. The objective of them is to make optimum design for components to absorb the consisted energy for driver and passengers to get most less harm. However, they that produced with sheet forming methods, suffer from plastic strain which causes nonuniform distribution. Therefore, excluding the forming effect in collision analyses causes incorrect results for the collision analyses.

Within the scope of the project, preform designs and collision analyses is carried out to get optimum design of bumper and impact absorbers, Their model's parameter specifications carried out to be able to do optimisation running and models are created by using Taguchi tables. Results are obtained by the models that subjected to crash analyses. Optimum impact absorber and bumper model is created with the respons surface approachment equations that using differential evolutionary algorithm. The design model is both subjected to collision analyses with ideal conditions (without the effect of sheet forming) and sheet forming analyses are done on Hyperform program and solved by adding the forming past to collision analyses.

A new energy absorber and bumper model is revealed that performs better on collision and yields on weight than the base model by the numerical analyses results.

Keywords: Crash Box, Energy Absorber, Forming Effects on Crashworthiness, History of Metal Forming, Optimum Product Design, Sheet Metal Forming.



1.GİRİŞ

Kara yolu ulaşımı, diğer ulaşım yöntemlerine göre daha fazla kullanılmaktadır. Bundan dolayı da araçlarının kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Araç sayısının artışına paralel olarak çok sayıda trafik kazası oluşmaktadır. Bundan dolayı taşıt tasarımcıları daha güvenilir araçlar tasarlamayı hedeflemektedir.

Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK) ve Emniyet Genel Müdürlüğünce hazırlanan trafik kaza istatistiklerine bakıldığında ülkemiz trafiğinin son on yılında, olay yerinde 43.691 vatandaşımız hayatını kaybetmiş, 1.595.802 vatandaşımız yaralanmış veya sakat kalmıştır. Ülkemizde 2015 yılında oluşan toplam 1.313.359 adet trafik kazasının 183.011 adedi ölüm ve yaralanmalı kaza olup bu kazalarda toplam 7530 ölüm ve 304.421 adet yaralanma meydana gelmiştir [1].

Önden çarpışmalı kazaların önlenmesi için birçok aktif ve pasif güvenlik sistemleri geliştirilmiştir. Bunlardan biri de pasif güvenlik sistemlerinden olan ve kaza sırasında, hem maddi hem de insan sağlığı açısından meydana gelebilecek hasarları önlemek ya da olabildiğince aza indirmek için kullanılan tampon ve enerji yutucu sistemlerdir.

Günümüzde, özellikle ön ve arkadan çarpışmalı kazalarda pasif güvenlik sisteminin temel unsurları olan araçların ön ve arka tamponları ile tamponların arkasında bulunan darbe emici parçaların çarpışma davranışlarını belirlemek ve performanslarını iyileştirmek için çalışmalar yapılmaktadır. Yapılan bu çalışmaların asıl amacı çarpışma sırasında ortaya çıkan enerjinin araç içindeki sürücü ve yolculara en az zararı verecek şekilde araç gövdesindeki yapısal parçalar tarafından sönmülmesini sağlayacak optimum tasarımı gerçekleştirmektir.

Fakat çarpışma analizlerinde gerçek sonuçlar ortaya koyabilmek için malzemelerin karakteristik değerlerinin yanı sıra şekillendirme operasyonu sırasında oluşan değişimleri de göz ardı edilmemelidir. Taşıtlarda yük taşıyan metal parçaların birçoğu, soğuk sac şekil verme yöntemleriyle üretildiklerinden üretim esnasında sac parçalarda üretim koşullarına ve yöntemine bağlı olarak şekil vermeden kaynaklanan hatalar meydana gelmektedir. Bundan dolayı çarpışma analizlerinde şekillendirmeden kaynaklanan farklılıkları hesaba katmamak, araçlarda gerçekleşen çarpışma analizlerinde hatalı sonuçlar elde edilmesine sebep olmaktadır.

Bu projede, araçların önden ve arkadan yapılan kazalarda oluşan çarpışma enerjisini emerek ortaya çıkan kuvvetlerin sürücü ve yolcunun bulunduğu bölgeye ilerlemesini azaltan pasif güvenlik sistemlerinden tampon ve arka bölgesinde bulunan darbe emicilerin tasarımında daha güvenilir ve gerçekçi çarpışma simülasyonları gerçekleştirebilmek için, sac malzemelerde şekil verme nedeniyle oluşan plastik şekil değiştirme bağlı kalınlık değişimi ve artık gerilmelerin, enerji yutma davranışı ve çarpışma performansına etkileri dikkate alınarak, cevap yüzey yaklaşımı ve diferansiyel gelişim algoritmasının tampon ve darbe emicinin optimum tasarımı çalışmasında bütünleşik bir yapıda kullanılması ile mevcut tampon ve darbe emicilere göre daha fazla enerji emebilen yüksek performanslı yeni bir pasif güvenlik sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir.

1.1. Taşıt Güvenliği

Otomotiv tasarımcıları öncelikle kazaların önlenmesi ve kaza oluşumu önlenemeyecek şekilde ise kaza sırasında oluşabilecek hasarların azaltılması amacıyla araç üzerinde alınabilecek koruyucu önlemler konusunda çaba harcamaktadırlar. Trafik kazalarını ve kazanın ardından gerçekleşecek kayıpları daha aza indirmek için taşıtlarda kullanılan sistemler aktif ve pasif güvenlik sistemleri olarak ikiye ayrılmaktadır.

1.1.1. Aktif güvenlik sistemleri

Kazalar oluşmadan önce kazaları engelleme amacıyla geliştirilmiş olan sistemlere aktif güvenlik sistemleri denilmektedir. Aktif güvenlik sistemleri kaza meydana gelmemesi amacıyla devreye giren veya devrede olan güvenlik elemanlarıdır. Bu sistemlere örnek olarak; ABS (kilitlenme önleyici sistem), ASR (anti patinaj sistemi), ESP (elektronik denge programı) gibi frenleme sistemlerini, sensör tabanlı uyarıcılar gibi sürücü yardım elemanlarını verebiliriz.

1.1.2. Pasif güvenlik sistemleri

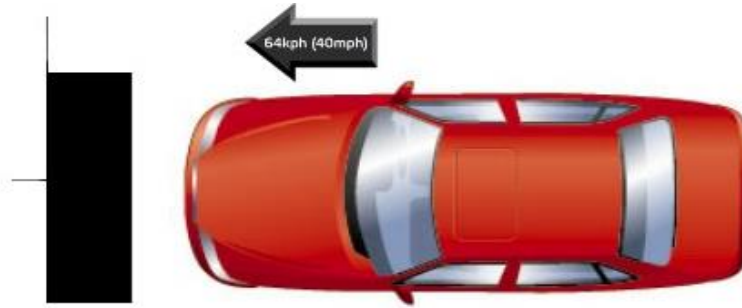
Pasif güvenlik sistemleri, aktif güvenlik sistemlerinin tam manasıyla işlevlerini yerine getiremedikleri durumlarda, yani kazanın meydana gelmesinin kaçınılmaz olduğu durumlarda devreye giren güvenlik sistemleridir.

Pasif güvenlik sistemleri, kazanın engellenmesinden ziyade oluşacak kazaların hem maddi anlamda hem de insan sağlığı açısından meydana getireceği zararları önlemek ya da mümkün olduğunca aza indirmek amacıyla kullanılan sistemlerdir.

Pasif güvenlik sistemleri arasında kaza anında sürücü ya da yolcunun hareket alanını kısıtlayarak çarpışmanın etkilerini en aza indirgeyen emniyet kemeri, çarpışma anında devreye girerek sürücü ya da yolcunun araç içerisindeki parçalara çarparak yaralanmasını önleyen hava yastıkları, çarpışma esnasında parçalanmayarak araç içerisindeki insanların cam parçaları ile yaralanmasını engelleyen havalı ön cam bulunmaktadır. Bu sistemlerin yanı sıra ön ve arka tamponlar, yan darbe çubukları ve darbe emiciler pasif araç güvenliğinin sağlanmasında önemli yere sahip yapılardır. Bu tez kapsamında araçlarda önden gerçekleşen kazalarda sürücü ve yolculara en az zarar görmesi amacıyla kullanılan ve araçlarda yapısal parçalardan olan tampon ve darbe emicilerle ilgili detaylı çalışmalara yer verilmiştir [2].

1.2. Euro NCAP Önden Çarpışma Testleri

Önden çarpma testi Avrupa Güçlendirilmiş Araç Güvenliği Komitesi (European Enhanced Vehicle-Safety Committee) tarafından yasa için temel olarak geliştirilmiştir. Ancak daha önce çarpma hızı 56 km/s olan değeri 8 km/s artırılmıştır. Yeni düzenlemeye göre önden çarpma 64 km/s hız ile gerçekleştirilmektedir. Araç çıkıntı şeklindeki deforme edilebilir bir bariyere çarptırılarak test edilir (Şekil 1.1).

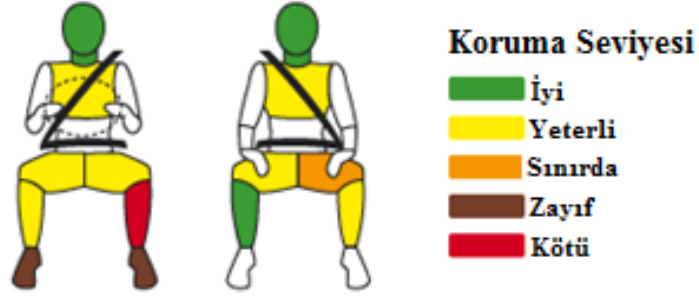


Şekil 1.1 %100 önden çarpışma testi şematik gösterimi [3]

%100 çarpma testi: Arabanın en geniş bölümünün (Yan aynalar dahil edilmeden) genişliğinin %100 ve yolcu olarak yetişkin mankenler kullanılarak çarpışma testine tabi tutulmasıdır (Şekil 1.2,1.3).



Şekil 1.2 Euro NCAP %100 önden çarpışma testi (Citroen C4) [3]



Şekil 1.3 Euro NCAP çarpışma testi yeterlilik değerlendirilmesi [3]

Araçlar, petek dokulu yüzeye sahip alüminyum bloklara çarptırılarak test edilirler. Bu alüminyum bloklar hareket edemeyecek şekilde konumlanmış ve deforme olabilir seviyededir. Bu çarpışma testi, trafikte oluşan ciddi veya ölümcül yaralanmalara sebep olan çarpışmayı temsil etmek amacıyla gerçekleştirilmektedir [3].

Birbirine 55 km/s hız ile hareket eden iki arabanın arasındaki çarpışmayı, 64 km/s hız testi ile temsil edilmektedir. Bu iki hız arasındaki farkın sebebi, deforme edilebilir yüzey tarafından emilen enerjiden kaynaklanmaktadır. Yapılan araştırmalar bu çarpışma hızının ölümcül kazaların önemli bir bölümünü kapsadığını ortaya koymaktadır [3].

2. TAMPON VE ENERJİ YUTUCULARI

Tampon ve enerji yutucuları, çarpışma anında meydana gelen çarpışma (kinetik) enerjisini şekil değiştirme enerjisine çeviren taşıt yapısal elemanlarıdır. Tampon ve enerji yutucularının çarpışma anında emdikleri enerji geri dönüşebilir veya geri

dönüşümsüz olabilir. Fakat tampon ve enerji yutuculardan çarpışma anında ortaya çıkan enerjisinin büyük bir bölümünü geri dönüşümsüz olarak sönmülmesi beklenir.

Mevcut pasif güvenlik sistemlerinin (tampon+darbe emiciler) çarpışma analizleri gerçekleştirilirken üretim aşamasındaki şekillendirme geçmişi dikkate alınmamakta ve bu durumda analiz sonuçları gerçekten uzaklaşmaktadır. Bundan dolayı sac parçaların imalatı sırasında oluşan kalınlık değişimleri, kalıntı gerilmeler, kalıcı şekil değiştirmeler vb. dahil ederek çarpışma analizlerine tabi tutulması gerekmektedir.

Ayrıca; çarpışma anında enerji yutucu ve tamponun, darbe enerjisini yeterince sönmülmemesi durumunda ortaya çıkan kuvvetlerin direkt olarak sürücü ve yolcu bölgesine akmasına sebep olacaktır. Bu durum sonucunda hem araç içerisinde bulunan kişilerin ölümlerine veya yaralanmalarına hem de araçta daha fazla hasara yol açacaktır. Bundan dolayı enerji yutucular tasarlanırken, çarpışma anında ortaya çıkan kuvvetlerin mümkün oldukça minimize edilmesi ve enerjinin plastik şekil değiştirme ile sönmülmesi hedeflenmelidir. Bu yüzden enerji yutucuların deforme edilebilir bir yapıya sahip olması gerekmektedir.

2.1. Çarpışma ve Enerji Emilimi ile İlgili Kavramlar

Tampon ve enerji yutucuların çarpışma analizinde elde edilen sonuçları değerlendirebilmek amacıyla belirlenmiş tanımlar mevcuttur. Bu tanımlar enerji yutucuların tasarım ve analiz aşamalarında kullanılır. Bu çalışma kapsamında üzerinde durulan kavramlar aşağıda açıklanmaktadır.

2.1.1. Toplam enerji emilimi

Çarpışma esnasında tampon ve enerji yutucuların ezilmesinden kaynaklanarak meydana gelen kuvvetlerin yaptığı iş, toplam enerji emilimi olarak tanımlanabilir ve denklem (2.1) ile hesaplanabilir.

$$E_{emilen} = \int_0^{\delta} P \cdot d\delta \quad (2.1)$$

Denklem (2.1)'de kullanılan P (kN) eksenel yöndeki ezilme kuvvetini ve δ (mm) darbe emicinin ezilme miktarını ifade etmektedir. Tampon ve enerji yutucunun

toplam emdiği enerji, kuvvet-yer değiştirme grafiğinde elde edilen eğrinin altında kalan b6lge olarak tanımlanabilmektedir (şekil 2.1) [4].

2.1.2. Ortalama ezilme kuvveti ve maksimum (pik) ezilme kuvveti

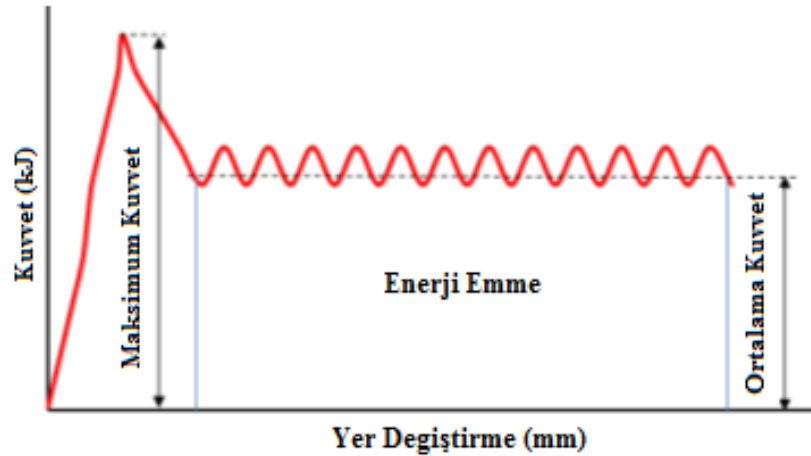
Denklem (2.1)'de verildiği üzere darbe emicinin emdiği toplam enerjinin, ezilme mesafesine (δ_t) b6lünmesiyle ortalama ezilme kuvvetini olan (P_{ort}) elde edilir [5].

$$P_{ort} = \frac{E_{emilen}}{\delta_t} \quad (2.2)$$

Çarpışma anında taşıt içerisindeki yolculara ve taşıtın kendisine zarar gelmemesi için ortalama ezilme kuvvetinin m6mk6n olduğu kadar d6ř6k olması tercih edilir.

Maksimum ezilme kuvveti (P_{maks}) ise, darbe sırasında enerji yutucu 6zerinde meydana gelebilecek en y6ksek kuvvet olarak ifade edilir [5].

Enerji yutucu 6zerinde meydana gelen y6ksek kuvvetler direkt olarak araca araç 6zerinden ise yolcunun bulunduğu b6lgeye aktığı için, maksimum ezilme kuvvetinin olabildiğince d6ř6k hatta ortalama ezilme kuvvetine yakın bir değerde olması istenilen bir durumdur (şekil 2.1).



şekil 2.1 6rnek bir kuvvet-yer değiştirme grafiği [6]

2.1.3. Ezilme kuvveti verimi

Denklem (2.3)'de g6sterildiği gibi ortalama ezilme kuvvetinin, maksimum (pik) ezilme kuvvetine b6l6nmesi ile ezilme kuvveti verimi elde edilir.

$$\eta = \frac{P_{\text{ort}}}{P_{\text{maks}}} \quad (2.3)$$

İnsan ve taşıt güvenliğinin ön plana çıktığı durumlarda, enerji yutucu tasarlanırken ezilme kuvveti veriminin yüksek olması hedeflenir. Böylece düşük maksimum kuvvete rağmen emilen enerji miktarı yüksek olacaktır.

2.1.4. Birim kütle başına emilen enerji

Denklem (2.4)'de verildiği gibi birim kütle başına emilen enerji, tampon ve enerji yutucunun emdiği toplam enerjinin tampon ve enerji yutucu kütlelerine bölünmesi ile elde edilen bir değerdir.

$$E_m = \frac{E_{\text{emilen}}}{m} \quad (2.4)$$

Burada m , çarpışmaya maruz kalmış enerji yutucunun kütleleridir. Ağırlığın ön plana çıktığı durumlarda birim kütle başına emilen enerji miktarı, enerji yutucu tasarımında önemli bir faktör olmaktadır.

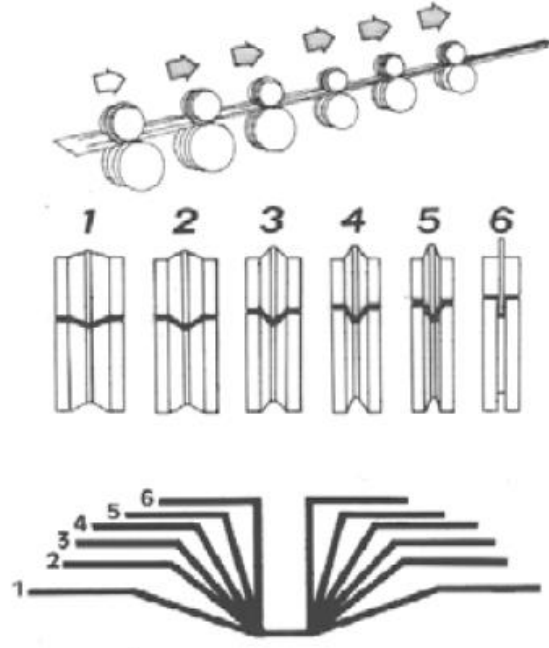
2.2. Tampon ve Enerji Yutucuların Üretim Yöntemleri

Darbe emici ve tamponların üretim yöntemleri genellikle soğuk sac şekillendirme, soğuk haddeleme (roll forming) ve sıcak şekillendirme yöntemleriyle yapılmaktadır. Üretimin hangi yöntemle yapılacağı maliyet, mukavemet, geometri, hafiflik ve süreç hedeflerine göre değişmektedir.

2.2.1. Soğuk haddeleme (Roll forming)

Soğuk haddeleme yöntemi, soğuk haddeleme tezgâhına yatay bir şekilde beslenen sac veya çubuk metal malzemedен merdaneler aracılığıyla aynı kesite sahip parça üretme tekniğidir [7].

Şekillendirme tezgâhı boyunca sıralanmış hareketli merdaneler sayesinde metal kademeli olarak şekillendirilir. Soğuk haddeleme yönteminde metale seri bir şekilde bükme işlemi uygulanır, bu nedenle diğer yöntemlere göre daha basit bir yöntemdir. Soğuk haddeleme yönteminde metalin kalınlığı büküm bölgesindeki az miktardaki azalma hariç değişmez (Şekil 2.2) [7].



Şekil 2.2 Soğuk haddeleme yöntemi ile parça üretiminin kademeli olarak gösterimi [8]

Soğuk haddeleme işleminde kullanılan parçaların yüksek maliyeti bu yöntemin dezavantajlarından biridir. Soğuk haddeleme (Roll forming) yöntemiyle üretilen örnek tampon profilleri Şekil 2.3'de gösterildiği gibidir.

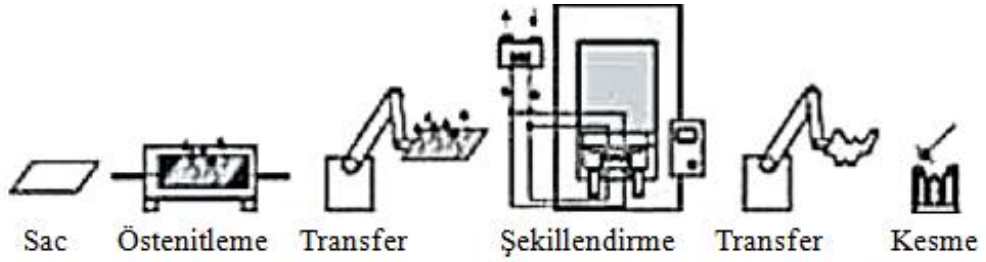


Şekil 2.3 Soğuk haddeleme yöntemiyle üretilen tampon profilleri [9]

2.2.2. Sıcak şekillendirme

Sıcak şekillendirme prosesi, östenitleme ve sertleştirme aşamalarından oluşan bir şekillendirme işlemidir. Malzeme, 900°C'den yüksek sıcaklıkta beş dakika süre zarfında östenitlenir, daha sonra robot vasıtasıyla 30°C/s' den büyük soğutma hızına sahip olan kalıba transfer edilir. Eğer 30°C/s' den düşük soğutma hızları kullanılırsa,

martenzit yapının yanında beynit, ferrit ve perlit gibi yapılar elde edilir ki, bu durum istenmemektedir (Şekil 2.4) [10].



Şekil 2.4 Bor alaşımlı çelik için doğrudan sıcak şekillendirme işlemi [11]

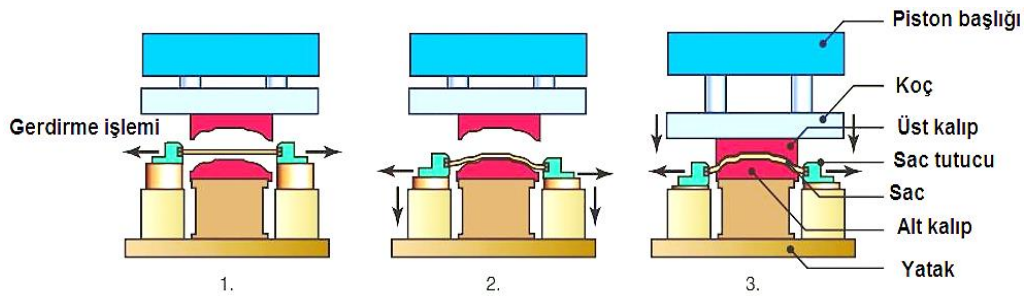
Sıcak şekillendirme prosesi soğuk şekillendirme yöntemine göre geri yaylanma problemini ortadan kaldırması ve daha yüksek mukavemetli ürünler elde edilmesinde avantaj sağlarken, maliyet oranının daha yüksek olması ve parçalar üzerinde tufal oluşumu yaratabilmesinden dolayı dezavantaj oluşturabilmektedir.

2.2.3. Soğuk şekillendirme

Otomobillerde ağırlık azaltma çalışmalarına paralel olarak yüksek mukavemete sahip ince parçaların kullanımı artmakta, bu nedenle üretimi yöntemi olarak ucuz olsa da soğuk şekillendirme işlemi zorlaşmaktadır. Fakat gerçekleştirilen projede maliyetler göz önünde bulundurularak soğuk sac şekillendirme yöntemlerine uygun çalışmalar yapılmıştır. Aşağıda soğuk şekillendirme operasyonları açıklanmıştır.

Gererek şekillendirme işlemi

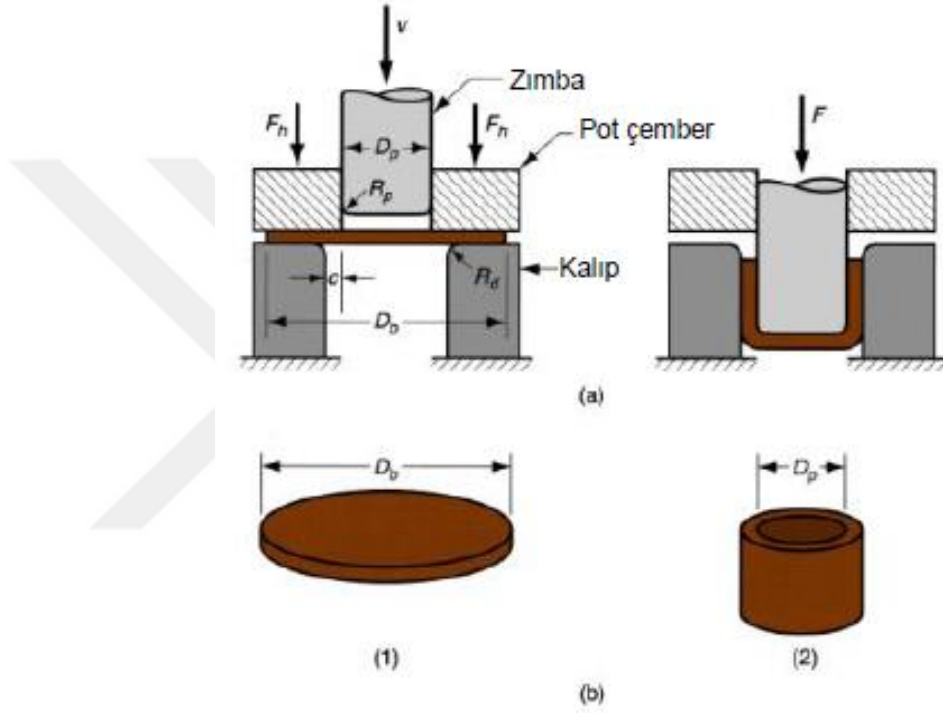
Sac malzemenin bir ıstampa ile iki eksenli çekme şeklinde şekillenmesi esasına dayanır. İstampa saca doğru ilerleme yönünde hareket yaparak sac malzemeyi germesi suretiyle sacın şişirilerek şekil verilmesini sağlar. Bu işlem Şekil 2.5'de gösterildiği gibi bir kalıp vasıtası ile gerçekleştirilebilir.



Şekil 2.5 Hidrolik preste gererek şekillendirme [12]

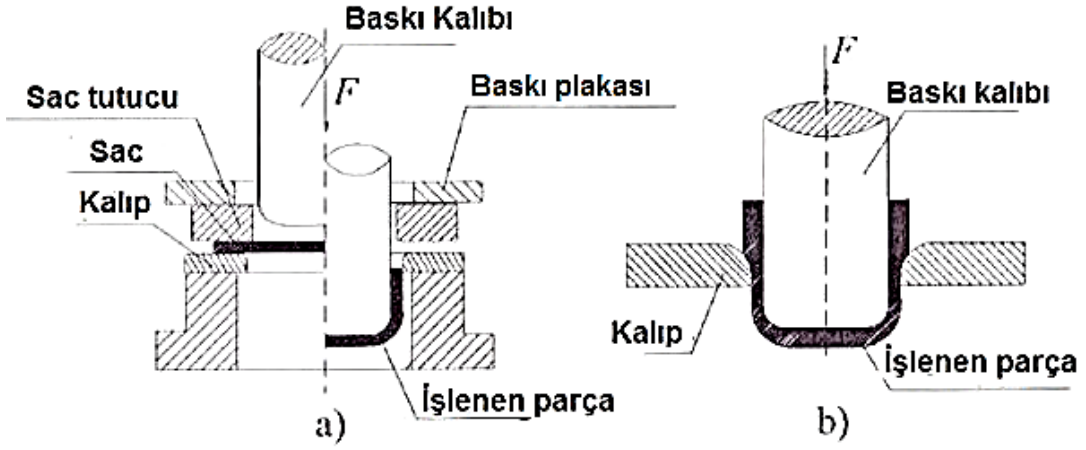
Derin çekme işlemi

Levhanın sac kalınlığında herhangi değişim olmadan, tek tarafı açık oyuk bir forma, çekme-basma gerilme metoduna dayanan şekillendirilmesi işlemidir. Derin çekmenin yöntemi uygulanan dairesel metal sac, çember geometriye sahip kalıp boşluğunun üst bölümüne yerleştirilir ve pot çemberi olarak ifade edilen bir üst kalıp ile belli bir kuvvetle sıkıştırılır (Şekil 2.6). Istampacı, sıkıştırılan parçayı kalıbın boş hacmine doğru yönlendirerek silindirik bir parça oluşturur [12].



Şekil 2.6 (a) Tüp şeklindeki parçanın çekilmesi: (1) zımbanın parçaya temasından önce, (2) strokun hemen öncesi; (b) parça: (1) başlangıç saçı, (2) çekilmiş parça [13]

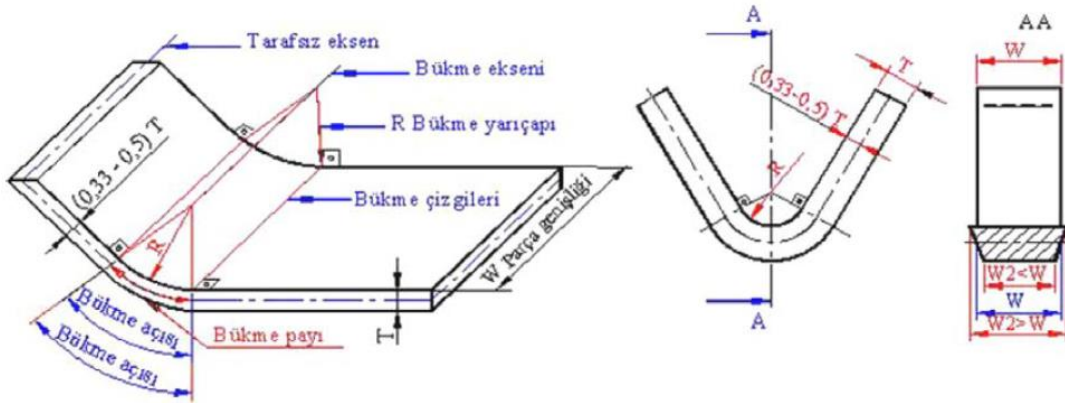
Şekil 2.6’de gösterildiği gibi sac malzemede incelme gözlenmeyen derin çekme işlemi ve incelterek çekme işlemi olmak üzere iki tür derin çekme işlemi mevcuttur (Şekil 2.7) [14].



Şekil 2.7 Derin çekme işlemleri; sac malzemede incelme gözlenmeyen çekme işlemi (Deep drawing) (a), incelterek çekme işlemi (Ironing) (b) [14]

Bükme işlemi

Bükme kalıpları, sac veya şerit malzemeleri şekillendirme amacıyla kullanılırlar. Bükme operasyonunda parça plastik şekil değişimine uğramaktadır. Parçanın bükme alanında üç boyutunda da gerilmeler meydana gelmektedir. Fakat tarafsız düzlemlerde gerilmeler sıfır olmaktadır. Parça genişliği (W) içte artarken dışta azalır, tarafsız düzlemde ise sabit kalmaktadır (Şekil 2.8). Bükme işlemin sırasında parçada kalıcı plastik şekil değişimini sağlayabilmek için işlem parçası üzerindeki basma ve çekilme gerilmeleri giderilmesi gerekmektedir [15].



Şekil 2.8 Bükmeyle ilgili şekillendirme özellikleri [15]

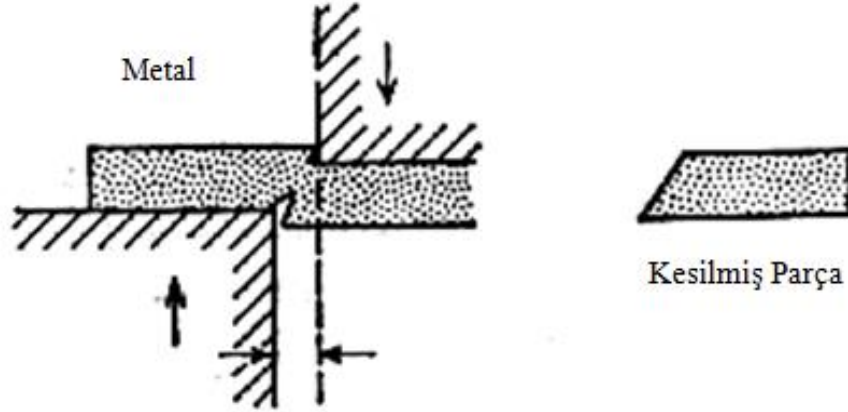
Soğuk sac şekillendirme yöntemiyle üretilen örnek tampon profilleri Şekil 2.9'da gösterildiği gibidir.



Şekil 2.9 Soğuk sac şekillendirme yöntemiyle üretilen tampon profilleri [9]

Kesme işlemi

Sac şekillendirme işleminde kesme operasyonu yassı çelik sac ve levhaların dilme, ayırma, taslak kesme, delme, çentik açma, yarma, çapak kesme amacıyla kullanılırlar. Şekil 18'de kesme işleminin şematik gösterimi verilmiştir (Şekil 2.10) [16].



Şekil 2.10 Kesme işleminin şematik gösterilişi [16]

3. SOĞUK SAC ŞEKİLENDİRME İŞLEMİ SIRASINDA OLUŞAN HATALAR VE HATALARIN KONTROL ALTINA ALINMASI

3.1. Soğuk Sac Şekillendirme İşlemlerinde Görülen Hatalar

Biçimlendirme sınır diyagramlarının metal sacların şekillendirilmesi esnasında, işlemin sorunsuz yapılması ve nihai şekle kolaylıkla ulaşılabilmesi için kullanımı çok önemlidir.

Yassı çelik saclar çeşitli şekillendirme işlemleri yardımıyla farklı birçok parça ve bunların yanında otomobil parçaları değişik şekillerde biçimlendirilirler. Bu amaçla mekanik ve hidrolik presler kullanılmaktadır. Sac biçimlendirme işlemlerinde kalıplar genellikle iki parçadan oluşur. Çıkıntılı şekle sahip birinci parçaya zımba, girintili şekle sahip ikinci parçaya kalıp denmektedir. Çoğu kez metalik sacı kalıp çevresince sıkıştırarak biçimlendirme sırasında kırışmasına engel olacak bir sıkıştırma kalıbı kullanılır [16].

3.1.1. Kırılma

Kırılma safhası, metalik sac şekillendirilirken uygulanan germe veya derin çekme kuvvetlerinin, malzemenin kırılma limitlerini aşması sonucu gerçekleşir. Germede, sac başlangıçta homojen yapıya sahipken daha sonra ise bölgesel olarak incelir. Deformasyonun yoğun olduğu incelmış bu bölgeye boyun vermiş bölge denir ve kırılma ilk olarak burada gerçekleşir (Şekil 3.1) [16].



Şekil 3.1 Boyun vermiş ve kırılma maruz kalan bölge

3.1.2. Buruşma ve kırışma

Sac parçanın şekillendirilme işlemi sırasında oluşan basma gerilmeleri etkisi ile malzeme ve kalınlığına bağlı olarak kritik değeri aştığında buruşukluk denilen geometriler oluşur. Genellikle kalıp temasının az olduğu ya da olmadığı ve kesit değişiminin fazla olduğu bölgelerde oluşur (Şekil 3.2) [16].



Şekil 3.2 Kalıpla temastan ve kesit değişiminden kaynaklı buruşma ve kırışma

3.1.3. Şekil bozukluğu

Şekillendirme işlemleri sırasında metal parçalar uygulanan kuvvetler altında elastik ve plastik olarak deforme olurlar. Metal parçalar üzerinde oluşan bu dış kuvvetler ortadan kaldırıldığında, iç elastik gerilme gevşer. Fakat büküme maruz kalan bölgelerde et kalınlığı boyunca elastik gerilme değişimi olur, dış yüzeydeki gerilme iç yüzeydekine göre farklılık gösterir. Eğer bu gerilmeler önlenmez veya parça geometrisi tarafından sabitlenemezse, gevşeme parça boyutlarında geriye yaylanma (spring back) olarak adlandırılan bir değişime neden olur [16].

3.1.4. Serbest metal

Şekillendirme işlemi gerçekleştirildikten sonra malzemenin deformasyona uğramamış bölgelerinde istenmeyen çarpılmalar (parçanın bir bölgesi iç bükey/dış bükey) oluşabilir. Aynı tarafta ve benzer keskin bükme köşeleri bulunan parçalarda köşeler arasında serbest metal bölgeleri kalabilir. Bu bölgelerin şekillendirme işlemi sırasında çekilmesi zordur [16].

3.1.5. İstenmeyen yüzey yapısı

Fazla deforme olmuş metal sac, eğer büyük taneli bir yapıya sahip ise “portakal kabuğu” olarak isimlendirilen yüzeye sahip olur. Metallerde yüzey probleminin diğer bir nedeni ise malzemenin süreksiz akma göstermesidir. Bu metallerde düşük birim şekil değişimi değerlerindeki deformasyonlar Lüders bantları denilen düzensiz izler

oluşturur. Bu hatalar orta ve yüksek birim şekil değişimi seviyelerinde görülmez. Ancak neredeyse her parçada düşük birim şekil değişimi içeren bölgeler vardır [16].

3.1.6. Çatlama ve yırtılma

Şekillendirme sırasında uygulanan germe/derin çekme kuvvetlerinin, malzemenin kırılma limitlerinin üstüne çıkması sonucu oluşur. Çatlamanın sebebi, yanlış malzeme seçimi, malzeme hataları (bileşim, kalınlık, inklüzyon), kalıp hatası, yanlış kalıp açıklığı, levhalardaki anizotropik davranışlarla ilgili olabilmektedir (Şekil 3.3) [16].



Şekil 3.3 Çatlama problemi

3.2. Şekil Sınır Diyagramlarının Elde Edilmesi ve Kullanımı

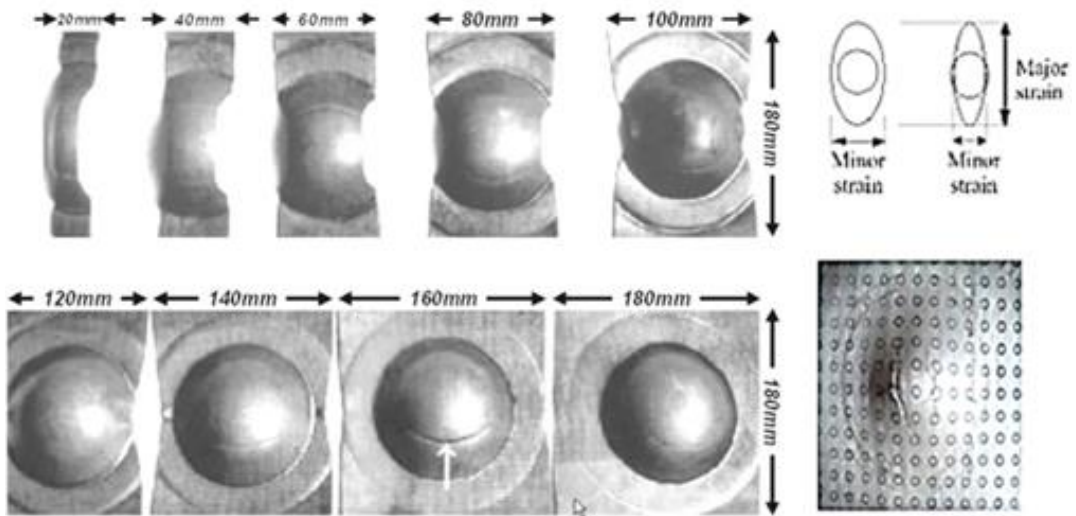
Şekillenebilme, bir malzemenin herhangi uygulama yöntemiyle, mevcut bir tasarıma uygun şekillendirme yeteneği olarak kabul edilebilir ve malzeme, yöntem ve tasarım öğeleri ile belirlenir. Bu üç öğe bileşeninin birbirine uygun bir şekilde düzenlenmesi anlamına gelen şekillendirme işlemi mevcut durumda deneme yanılma yöntemleri ile yapılmaktadır. Günümüzde halen kullanılmakta olan deneme yanılma yöntemleri yararlı bir durum olmasına karşın çok masraflı olduğundan maliyetleri yükseltmektedir. Bu sebeple malzemelerin şekillenebilme özelliklerini anlaşılır biçimde ortaya koyan basit, hızlı, düşük maliyetli deneylere ihtiyaç vardır. Bundan dolayı biçimlendirme sınır diyagramları kullanılmaktadır. Sac malzemelerin şekillenebilme özellikleri klasik deneme deneyleri sonuçlarından yola çıkarak,

şekillendirme yöntemlerinin benzeşimi olan deneyler ile biçimlendirme sınır diyagramları yardımı ile belirlenebilir [16].

Sacların şekillendirilmesinde malzemelerin mekanik özelliklerinden yararlanma konusundaki belirsizlikler; derin çekme, çökertme gibi benzetim deneylerinin geliştirilmesine yol açmıştır. Aynı zamanda parçaların şekillendirme işlemleri için yapılan deneme çalışmalarının farklılaşması benzeşim deneylerinin faydasını azaltmaktadır [16].

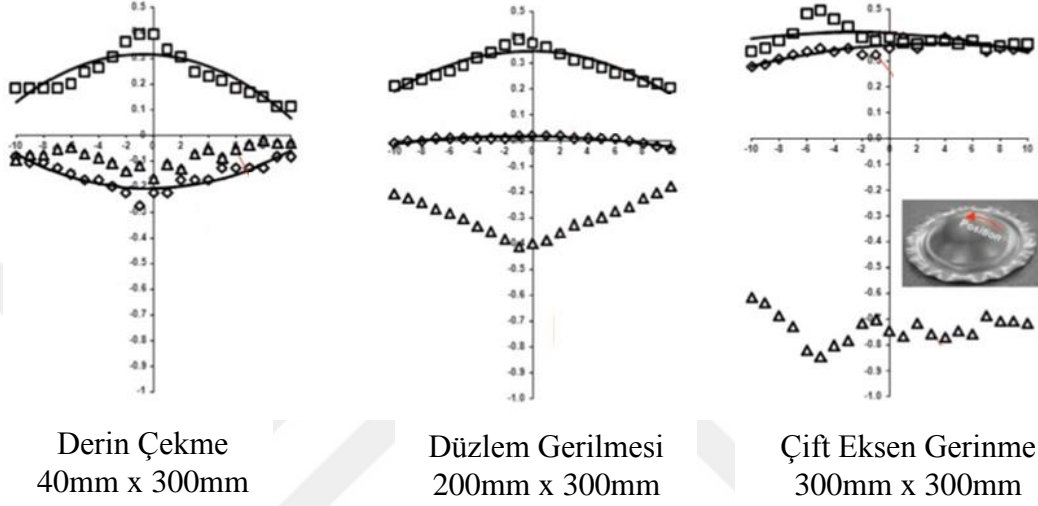
Benzetim deneyleri bir pres işleminin başarılı olup olamayacağı yahut işlemin başarılı olabilmesi için alınması gereken önlemler hakkında bilgi vermez. Bu yüzden benzetim deneylerinin yetersiz kalmasının yanında mekanik özelliklerinde şekillenebilirlik konusundaki yetersizliği nedeniyle “Biçimlendirme Sınır Diyagramları” türetilmiştir [16].

Şekil sınır diyagram grafiğini elde etmek ve farklı deformasyon mekanizmalarını gözlemlemek için farklı boyutlarda numuneler hazırlanır. Bu numunelerin üzerinde elektrokimyasal olarak dağlama yapılarak elde edilmiş çok küçük daireler bulunmaktadır. Bu numuneler erichsen testine maruz bırakılır ve çatlak oluşan numunelerde bir düzlem boyunca dairelerin şekil değiştirmesinden yararlanarak gerçek büyük uzama ve gerçek küçük uzama değerleri elde edilir. Burada, Deep drawing: Derin çekme, Plane strain: Düzlemsel deformasyon, Stretching: Gerdirme, Major strain: Büyük uzama, Minor strain: Küçük uzama olarak ifade edilebilir (Şekil 3.4).

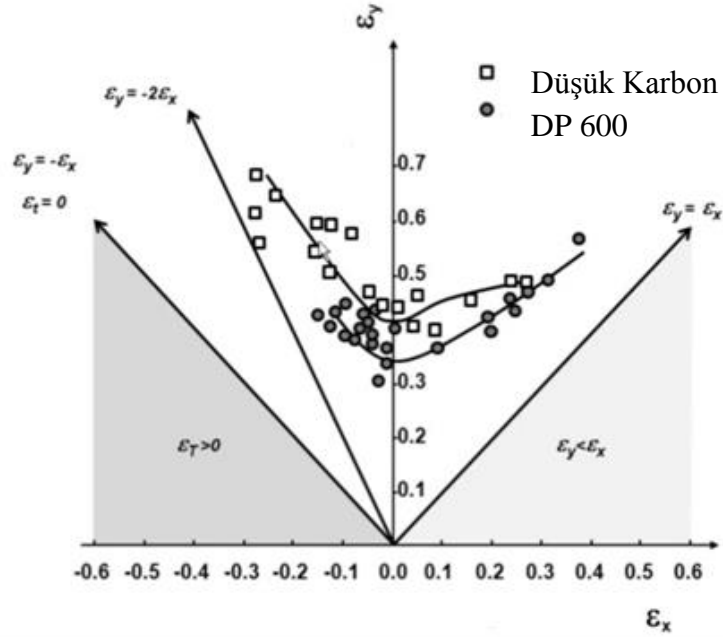


Şekil 3.4 Biçimlendirme sınır diyagramlarının Nakazima prensiplerine göre elde edilmesinde kullanılan numuneler [17]

Şekil 3.5a'da ki gerçek büyük uzama (true major strain) eğrilerinin üst kısmında kalan noktalar uygulanan deformasyondaki çatlak oluşum noktalarını gösterir, bu nedenle bu noktalar Şekillendirme sınır diyagramlarının elde edilmesinde kullanılır. Değişik deformasyon mekanizmalarındaki bu noktalar başka bir grafik üzerinde işaretlenir ve bu noktalar birleştirildiğinde "Şekillendirme Sınır Diyagramları" elde edilir (Şekil 3.5b).

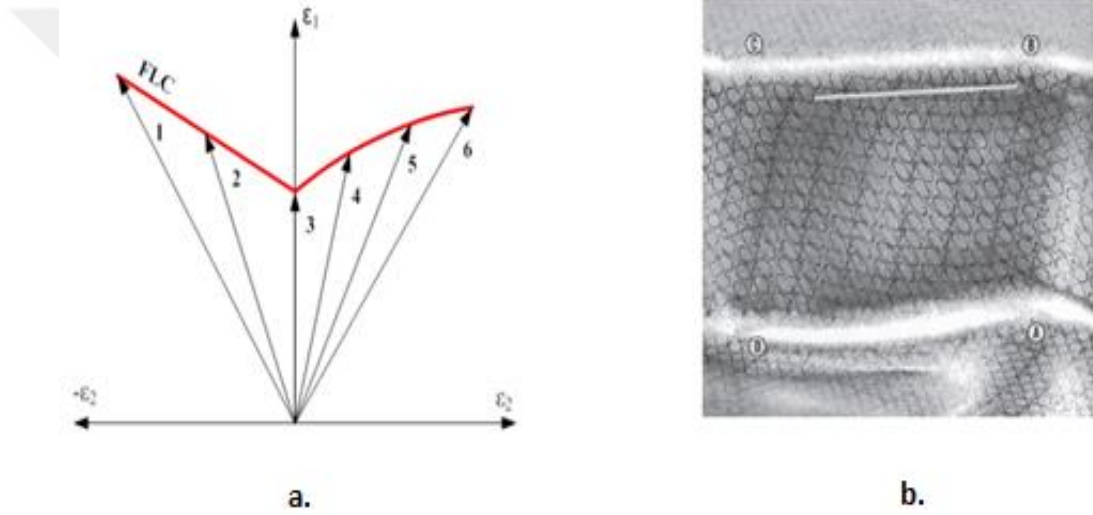


Şekil 3.5a Nakazima prensiplerine göre yapılan testler sonucu meydana gelen büyük uzama, küçük uzama ve kalınlık uzamasına ait eğrinin farklı deformasyon mekanizmalarında elde edilmesi [17]



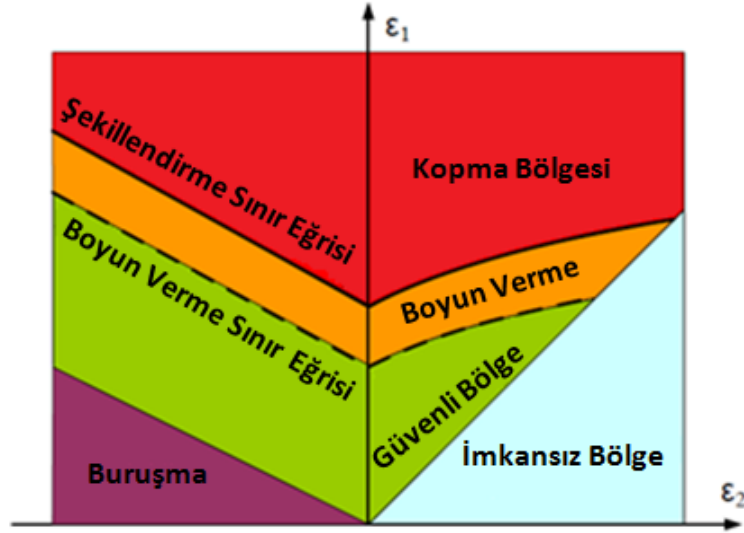
Şekil 3.5b İki farklı çelik malzemenin şekillendirme sınır diyagramı [17]

Şekil 3.5a' da ki gerçek büyük uzama eğrilerinin üzerinde kalan noktalar uygulanan deformasyon mekanizmasındaki kırılma noktalarını göstermektedir, bu nedenle bu noktalar kırılma eğrilerini belirlemesi nedeniyle Şekil 3.6'daki grafiği elde etmemizde kullanılır. Şekil 3.6a'daki grafik gerçek şekillendirme işleminde hata mekanizmalarının tespitinde kullanılır. İşaretlenmiş (daireler ile) sac preste şekillendirilir (Şekil 3.6b) ve kırılma noktasındaki dairelerden büyük ve küçük uzama değerleri elde edilir. Bu değerler önceden deneysel olarak elde edilmiş grafikte yorumlandığında bize hangi hata mekanizmasının kırılmayı tetiklediği anlaşılır (Şekil 3.6a). Buna göre kalıpta veya preste önlemler alınır ve şekillenme sırasındaki problemler önlenebilir [17].



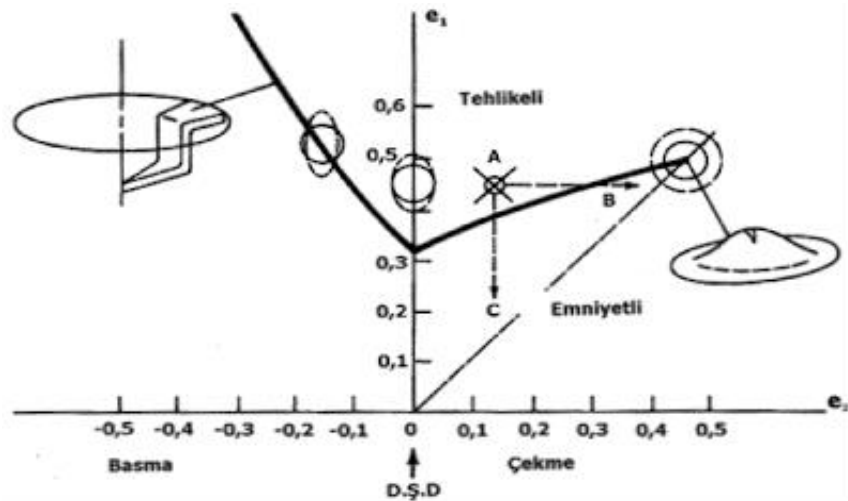
Şekil 3.6a Şekillendirme sınır diyagramlarındaki gerinim yolları **b.** Soğuk işlemine maruz kalmış parçada daireler kullanılarak deformasyon mekanizmasının tespiti [18, 19]

FLC diyagramları çatlak oluşumunun başladığı noktayı gösterir, fakat şekillendirme işlemlerinde bölgesel boyun verme problemi ortaya çıkabilmektedir, bu istenmeyen durumun önlenmesi için FLC grafiğine boyun verme sınır eğrisi de eklenir (Şekil 3.7). Bu eğri kullanarak daha güvenli şekillendirme işlemi gerçekleştirilir. Bu eğri çatlak bölgesine en yakın daireden yararlanarak çıkartılır [18].



Şekil 3.7 Şekillendirme sınır diyagramları üzerindeki farklı bölgelerinin tanımlanması [18]

Tüm çelik, alüminyum, pirinç veya diğer tür metalik saclar belirli bir seviyeye kadar kırılmadan ya da boyun vermeye uğramadan önce deforme edilebilmektedirler. Deformasyona maruz kalacağı seviye malzemenin maruz kaldığı büyük ve küçük birim şekil değişiminin kombinasyonuna bağlıdır. Düşük deformasyon seviyesinin sıfır olduğu an düzlem gerilmesinin gerçekleştiği zamandır. Bahsi geçen bilgiler ilk defa Keeler ve Goodwin tarafından “Biçimlendirme Sınır Diyagramı”nda grafiksel olarak ortaya konmuştur. Biçimlendirme Sınır Diyagramları, boyun verme anında elde edilen en büyük birim şekil değişimi (e_1) değerine karşılık gelen en küçük birim şekil değişimi (e_2) değeri baz alınarak grafik halinde çizilmektedir (Şekil 3.8) [16].



Şekil 3.8 Az karbonlu çeliğe ait biçimlendirme sınır diyagramı [16]

Şekillendirme sınır eğrisinin üst çizgisi tehlikeli, alt çizgisi emniyetli bölge olarak tanımlanmaktadır. Sınır diyagramı aynı zamanda, çekme-basma veya çekme-çekme deformasyon türlerinin olduğu iki alandan meydana gelmektedir. Çekme-çekme alanında (e_2) pozitif işaretlidir. Bu alanla ilgili olarak Keeler tarafından ilk çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çekme-basma alanı (e_2) negatif işaretlidir. Goodwin tarafından bu alanla ait ilk çalışmalar yapılmıştır. Biçimlendirme sınır diyagramları bu nedenden ötürü de Keeler-Goodwin Diyagramları olarak da adlandırılmaktadır [16].

4. LİTERATÜR ÖZETİ

Literatürde enerji yutucularla ilgili değişik çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların çoğunluğunu, farklı enerji yutucu geometrilerinin enerji emme kapasitesine etkileri ve enerji yutucuların kendi içlerinde karşılaştırılmaları oluşturmaktadır. Fakat son yıllarda yapılan çalışmalar şekil vermenin de parçaların çarpışma cevabı üzerine önemli etkileri olduğunu göstermektedir.

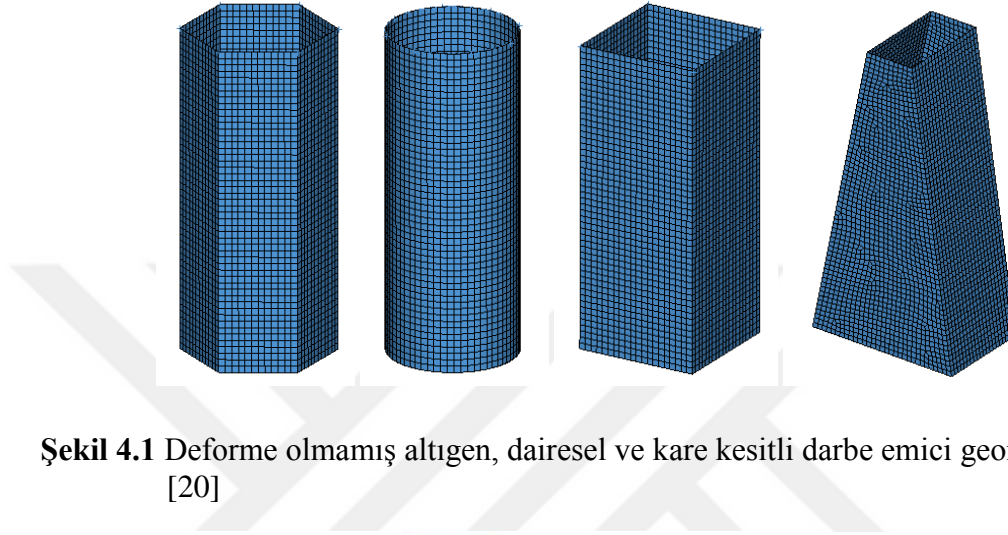
Pasif araç güvenliği sistemi elemanı olarak kullanılan enerji yutucular kinetik çarpışma enerjisini enerjinin başka bir formuna dönüştürürler. Dönüştürülen bu enerji, elastik şekil değiştirme enerjisi gibi geri dönüşebilir bir enerji de olabilirken, meydana gelen geri dönüşümsüz plastik şekil değiştirme enerjisi de olabilmektedir. Fakat genel olarak enerji yutuculardaki enerji dönüşümünün deformasyon ile kalıcı şekil değiştirme enerjisi olması istenir [20].

Tampon ve darbe emicilere ait profil geometrilerinin sönümleme karakteristikleri dikkate alınarak çarpışmadan doğacak olumsuz etkiler azaltılır. Darbe anında araçlarda enerjinin bir kısmı ilk önce tampon sonrasında ise darbe emiciler tarafından sönümlenmektedir. Tamponun ve darbe emicilerin katlanması yanında plastik deformasyona uğraması ile enerjinin sönümlenmesi olayı gerçekleşmektedir. Çarpışma anının ilk aşamasında tampon deformasyona uğrar ve belli oranda enerjiyi sönümler. Daha sonrasında darbe emiciler deformasyon ile birlikte eksenel yönde gelen tepki kuvveti en yüksek değerine ulaşır. Böylece tepki kuvvetleri ortalama bir değer etrafında salınmaya başlar. Bu esnada yerel burkulmalar ile iç içe yapıda katlanmalar oluşarak kısalmalar meydana gelir [21].

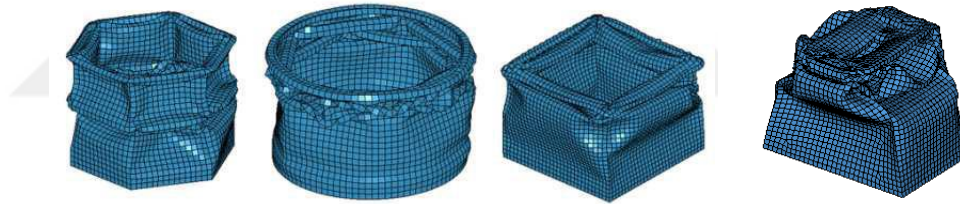
Taşıtların çarpışması ile ortaya çıkan enerjinin absorbe edilmesi ve absorbe edilen enerji miktarını artırmak amacıyla birçok çalışma yapılmıştır. Çalışmaların büyük

çoğunluğu değişik kesit geometrilerinin geliştirilmesini ve yüksek mukavemetli malzeme kullanımı ile daha hafif araç ağırlıkları hedeflenmiştir [21-22].

Alghamdi, darbe emicilerin Şekil 4.1'de ve Şekil 4.2'de darbe öncesi ve darbe sonrası durumları görülen silindirik yutucular, konik yutucular, çokgen kolonlar ve diğer şekildeki yutucular şeklinde sınıflandırmıştır [20].



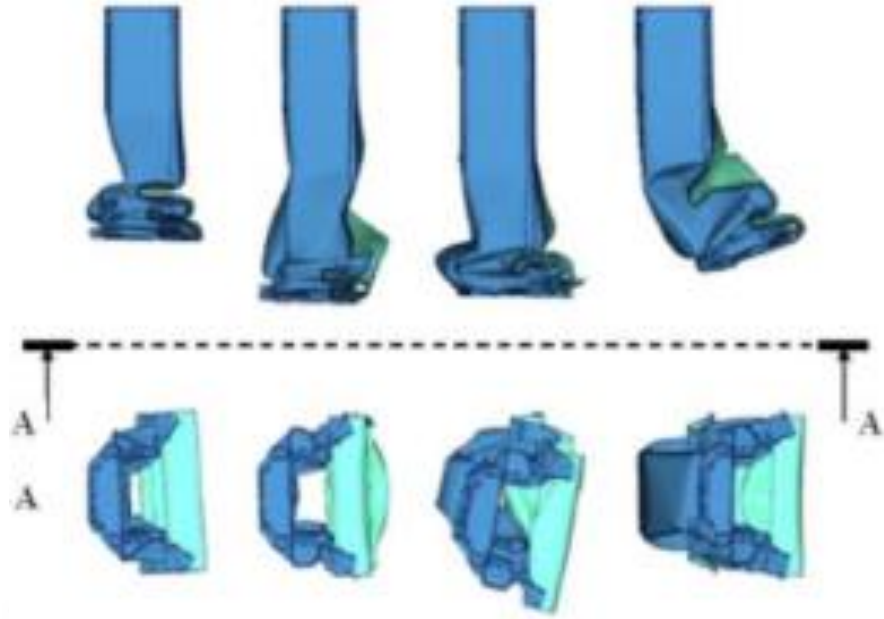
Şekil 4.1 Deforme olmamış altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri [20]



Şekil 4.2 Deforme olmuş altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri [20]

Dairesel ve kare kesitli darbe emiciler Darbe emiciler üzerine yapılan çalışmaların önemli bir bölümünü oluşturmaktadır. Birçok çalışmada ele alınan darbe emiciler genellikle darbe emici yan duvarlarının darbe emici eksenine paralel olarak uzandığı yapılardır. Darbe emiciler üzerine genellikle incelenen konular; maksimum ezilme kuvveti, toplam yer değiştirme, toplam enerji emilimi, ezilme kuvveti, özgül enerji emilimi ve ortalama ezilme kuvveti verimliliğidir.

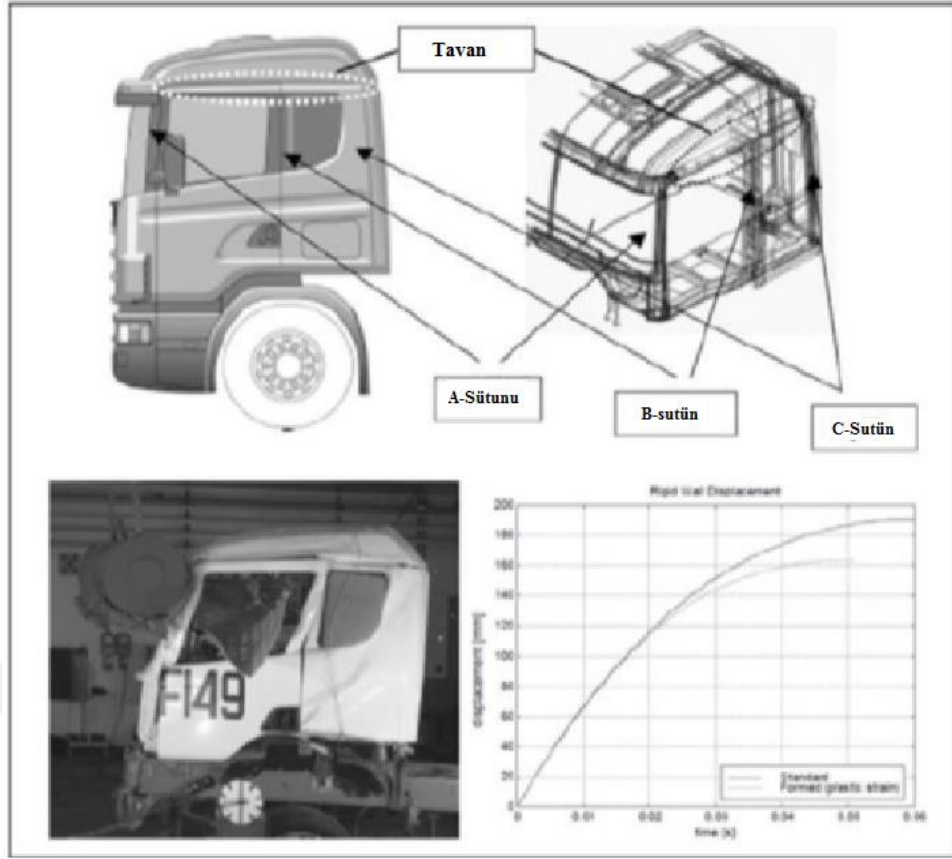
Volvo çalışanı Krusper'in gerçekleştirdiği çalışmalarda; sac parçaların şekillendirilmesi sırasında oluşan kalıcı şekil değişimleri ve kalınlık farklılıkları parça üzerine aktarıldığında çarpışma analizlerinde elde edilen performanslar arasında ciddi farklılıklar ortaya konulduğu Şekil 4.3'de gözlemlendiği gibidir [23].



Şekil 4.3 Sac şekillendirme etkisi dikkate alınarak ve alınmadan Volvo araçlarda kullanılan darbe emicinin şekil değiştirme davranışı [23]

Sac parça üzerinde oluşan kalıntı gerilmelerin etkisi ürün üzerine aktarılıp çarpışma analizine dahil edildiğinde, kalıntı gerilmelere bağlı olarak enerji emiliminin %18 oranında yükseldiği ve ivmelenmenin düştüğü ortaya konulmuştur [23].

Scania firmasına ait bir kamyonun tavan ve sütun parçaları, şekillendirme geçmişinin çarpışma analizlerine olan etkisini incelemek amacıyla analizlere tabi tutulmuştur. Yapılan çarpışma analizleri neticesinde Şekil 4.4’de de gözlemlendiği üzere yer değiştirme miktarlarının şekillendirme etkisi dikkate alındığında %14 daha fazla olduğu ve araç üzerindeki ivmelenmenin ise %23 azaldığı ortaya konulmuştur [24].



Şekil 4.4 Scania model kamyonun tavan parçasının şekillendirme etkisi dikkate alınarak ve alınmadan oluşan enerji emme davranışı [24]

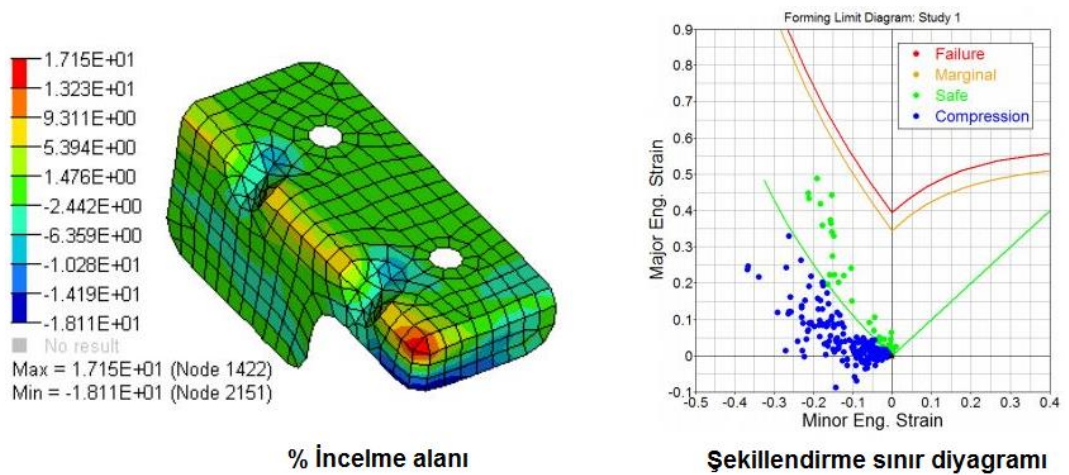
Chen ve arkadaşlarının gerçekleştirdiği çalışmalarda araçlar üzerinde kullanılan sac parçaların şekillendirme işlemlerine bağlı olarak oluşan kalıcı şekil değiştirmeler, kalınlık farklılıkları ve gerilim sonuçları komple araç modeline aktararak çarpışma analizleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen bu çalışmalarda şekillendirme etkisinin dahil edildiği modelin daha rijit bir yapı ortaya koyduğu ve yine aynı model üzerinde ivmelenmenin %10 oranında artış gösterdiği ortaya konulmuştur. Bununla beraber şekillendirme etkisinin aktarıldığı araç modelinde çarpışma sırasında kiriş parçasında oluşan burkulmaların, şekillendirme etkisine tabi tutulmayan modele göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Burkulma değerleri arasındaki farklılıkların şekillendirme sırasında oluşan lokal mukavemet artışlarından kaynaklandığı tespit edilmiştir [25].

Oliveira ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen araştırmada, alüminyum alaşımdan üretilmiş s-raylı geometriye sahip modelin çarpışma dayanımı üzerindeki boru bükme işleminin etkisini incelenmiştir. Deneyler vasıtasıyla, s-raylı yapının enerji emiliminin tespiti için; büküm proses parametreleri, boru başlangıç kalınlığı, kalınlık

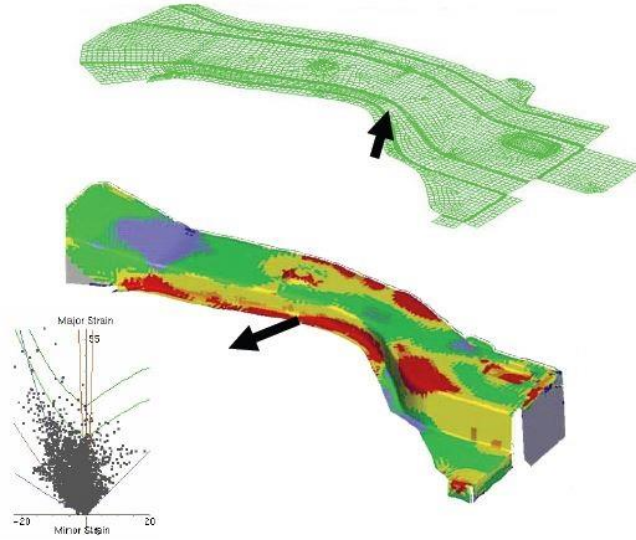
değişimleri, pekleşme ve büküm yarıçapının etkileri değerlendirilmiştir. Çarpışma analizi sonucunda kalınlık değişikliklerinin ve pekleşmenin rayların emilimine olan etkileri incelenmiştir. Çarpışma analizlerinde; bükme işlemi nedeniyle materyalde pekleşme ve kalınlık değişikliklerinin hesaba katılmaması nedeniyle maksimum kuvvet ve enerji emilimi sırasıyla % 25-30 ve % 18 oranında düşürülmüştür [26].

Sonuç olarak literatür araştırmasındaki yapılan çalışmalardan görüldüğü üzere sac şekillendirme sırasında oluşan kalınlık değişimleri, geri yaylanma, kalıcı uzamalar gibi değişimlerin çarpışma analizlerine aktarılması gerçekçi sonuçlara ulaşmak için çok önemlidir. Ülkemizde henüz uygulaması yapılmamış ve araç güvenliği ile ilgili yapılan çalışmaların doğru bir şekilde tespiti önemli olan bu konunun sunulan bu tez ile uygulamaya konulacak olması ve yüksek performanslı yeni bir pasif güvenlik sisteminin gerçekçi analizler ile optimizasyon tekniklerini kullanarak geliştirilmesi açısından çok önem arz etmektedir.

Şekil sınır diyagramı ile aynı diyagram üzerinde malzemenin farklı uzama şartlarını değerlendirmek ve özel bir uzama kombinasyonu için kırılma sınırlarını kararlaştırabilmek mümkündür. Sayısal simülasyonlar kullanılarak malzemelerin şekillendirilebilirlik sınırlarını belirlemek, zaman ve maliyeti önemli ölçüde azaltmıştır. Analiz programı yardımıyla elde edilmiş veriler parçada %20 maksimum incelme olduğunu ve bazı bölgelerde (mavi alan) parçada buruşma riski olduğunu göstermektedir (Şekil 4.5, 4.6) [27].



Şekil 4.5 Hypermesh programı ile şekillendirme sınır diyagramının hesaplanması ve parça üzerinde deformasyon bölgelerinin gösterimi [27]



Şekil 4.6 FTI programı ile şekillendirme sınır diyagramının hesaplanması ve parça üzerinde deformasyon bölgelerinin gösterimi [27]

5. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR

5.1. Tampon ve Darbe Emici Tasarımı ve Çarpışma Analizleri

5.1.1. Yeni enerji yutucu tasarımı

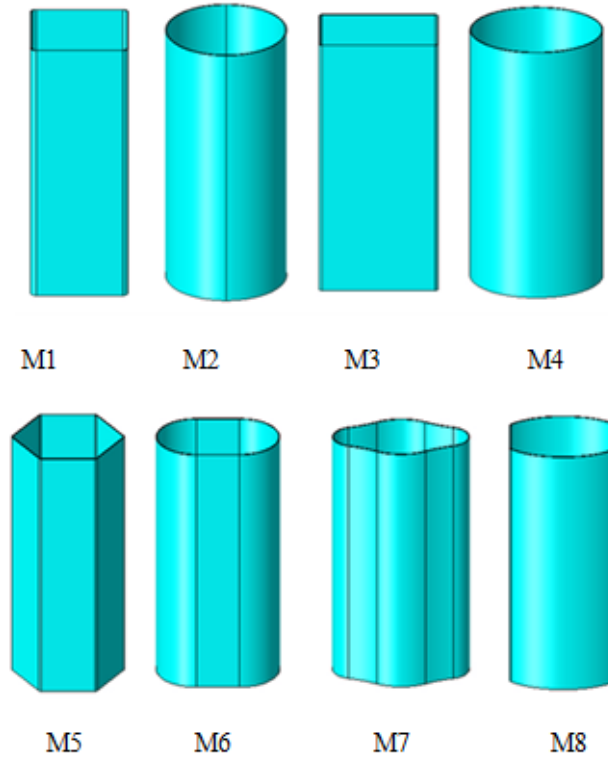
Tez projesinde, en yüksek değerde enerji emebilen ve ezilme kuvveti verimi optimum düzeyde olan enerji yutucu ve tamponların tasarımı amaçlanmıştır. Bu amaçla Toyota Yaris aracında kullanılan tampon ve darbe emiciler baz model olarak seçilmiş ve Yaris araç modeline göre daha yüksek enerji emebilen ve ezilme kuvvet verimi optimum olan geometri belirlenmesi hedeflenmektedir (Şekil 5.1).



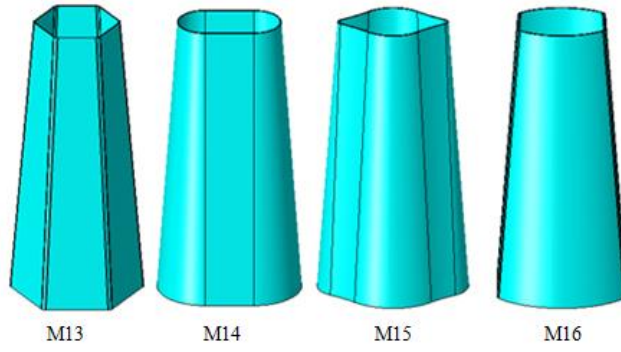
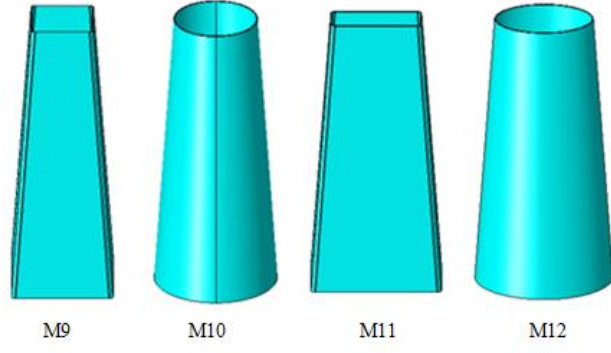
Şekil 5.1 Toyota Yaris araç modeline ait tampon ve enerji yutucu tasarımı

Tasarım ve analiz çalışmalarında öncelikli hedef en yüksek enerji emilimine ve ezilme kuvvet verimi optimum seviyeye ulaşabilecek enerji yutucunun kesit geometrisi belirlendikten sonra enerji emilimini en az seviyede düşürecek şekilde geometri üzerinde oluşturulacak form, delik vs. işlemlerle ezilme kuvvet verimi artırılarak optimum darbe emici modeli elde edilecektir. Bununla beraber elde edilen darbe emici geometrisi üzerine tampon montajı yapılarak darbe emicilerde yapıldığı gibi tampon içinde kesit geometrisi, formlama vs. yapılarak uygun bir geometri elde edilmesi amaçlanmaktadır.

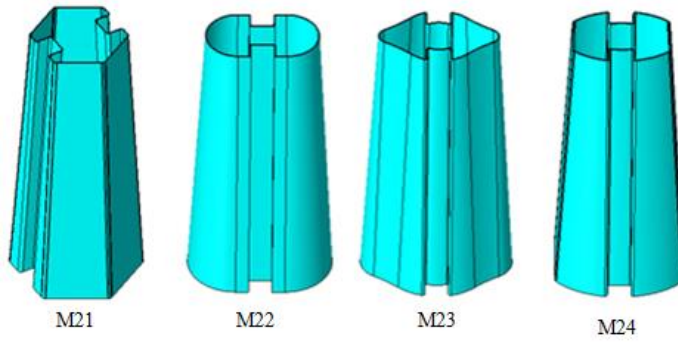
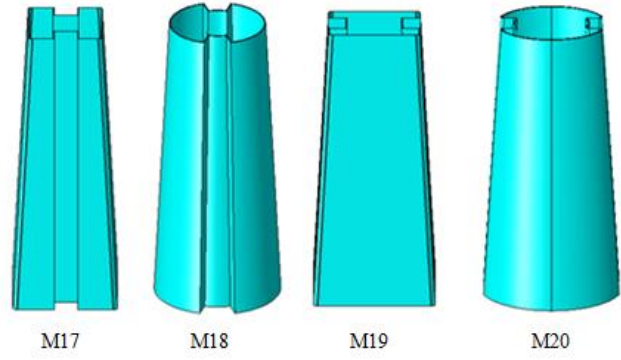
Öncelikle nihai darbe emici modeli elde etmek için aksel darbe yükü altında çarpışma analizleri gerçekleştirmek amacıyla farklı kesitlere sahip geometri tasarımları gerçekleştirilmiştir. Farklı kesitteki geometrileri karşılaştırmak için her darbe emicinin birbirine göre et kalınlığı ($t=1.5$ mm), boy ($h=250$ mm), ağırlık (1000 gr) sabit tutulmuştur. Tasarım alanı olarak Toyota Yaris darbe emicinin araca bağlandığı hacim kullanılmıştır. Enerji emilimi en yüksek olan kesit geometrisini belirlemek için 8 farklı kesit geometrisi (kare, çap, dikdörtgen, elips, altıgen, slot, elips kesik, özel form) ve bu 8 farklı kesit formunu 3 farklı değişken (düz, koniklik açısı ve dikey oluk) altında karşılaştırılmıştır (Şekil 5.2, 5.3, 5.4).



Şekil 5.2 Farklı kesit geometrisine sahip düz darbe emiciler



Şekil 5.3 Farklı kesit geometrisine sahip koniklik açılı (3°) darbe emiciler



Şekil 5.4 Farklı kesit geometrisine sahip koniklik açılı (3°) ve dikey oluklu darbe emiciler

5.1.2. Yeni enerji yutucular için çarpışma analizi

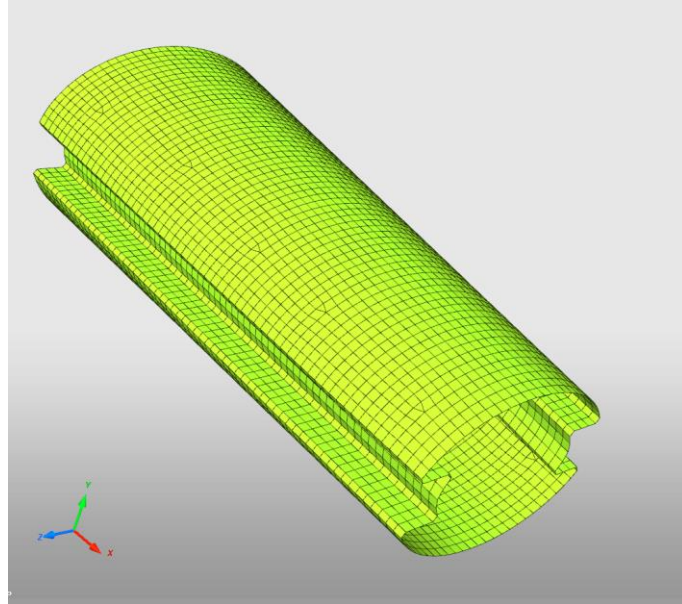
Sonlu elemanlar modelinin hazırlanması

Catia V5 programında modelleme işlemleri tamamlanan darbe emiciler için sonlu elemanlar modeli hypermesh yazılımında tamamlandıktan sonra Ls-Dyna ara yüzüne aktarılmış ve hazırlanan sonlu elemanlar modeli LsDyna yazılımında çözdürülerek çarpışma analizi gerçekleştirilmiştir.

Sonlu elemanların tipi ve büyüklüğü

Proje kapsamında çarpışma analizi yapılacak olan darbe emiciler ince cidarlı, homojen kalınlığa sahip ve boyutlarının yanında kalınlıkları çok küçük olmasından dolayı kabuk (shell) elemanlarla modellenmiştirler. HyperMesh yazılımında 4 düğüm noktalı Belytschk-Lin-Tsay kabuk eleman formülasyonu (Type 2), kalınlık doğrultusunda beş integrasyon noktası ile modellenmesi gerçekleştirilmiştir.

Sonuçlardaki istenilen doğruluk ve analiz süresi göz önüne alınarak sonlu elemanlar modelleri oluşturulurken, 3x3 mm boyutlarında dört düğüm noktalı quadrilateral kabuk elemanlar kullanılmıştır (Şekil 5.5).



Şekil 5.5 Yeni darbe emici tasarımı için oluşturulan sonlu elemanlar mesh modeli

Malzeme modeli

Ls-Dyna yazılım kütüphanesinde bulunan 24 numaralı model olan elasto-plastik malzeme türü tampon ve darbe emiciler için parçalı doğrusal izotrop plastik malzeme seçilimi yapılmıştır.

Bu çalışmada darbe emici ve tampon malzemeleri için DP 600 çeliği kullanılmıştır.

Mekanik Özellikler (DP600 Malzemesi);

Malzemenin Yoğunluğu (R_0)= 7850 kg/m³

Elastisite Modülü (E)= 210 GPa

Poisson Oranı (P_R)= 0,3

Tampon için kullanılan DP600 çelik malzemesinin plastik bölgedeki gerilme-gerinim eğrisine ait değerler Çizelge 5.1’de gösterilmektedir.

Çizelge 5.1 DP 600 malzeme için gerilme-gerinim değerleri

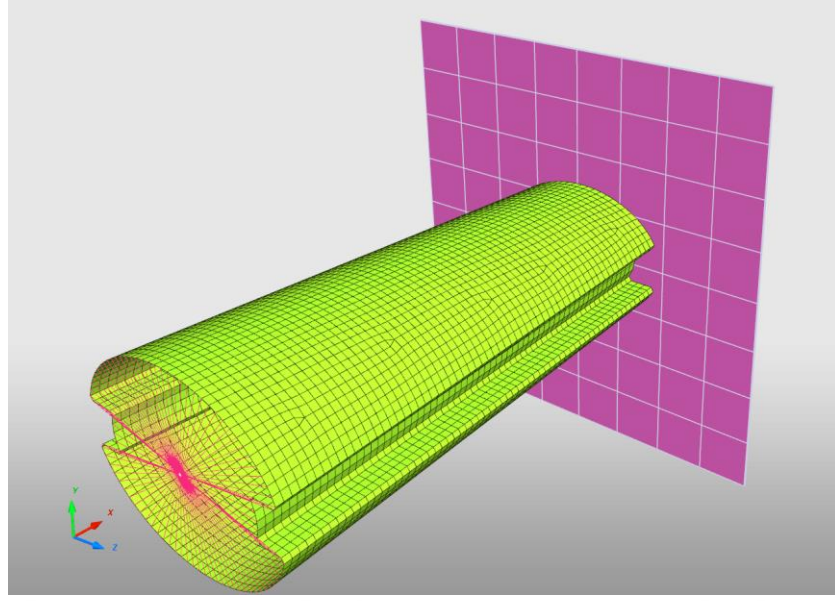
σ [MPa]	417	452,42	545,23	579,89	614,61	617,78	611,1	512,16
ε	0,005	0,0212	0,0498	0,075	0,1051	0,161	0,2214	0,2840

Sınır şartlarının tanımlanması

Yapılacak olan çarpışma analizlerinde enerji yutucunun bağlantı noktalarının tanımlanması için Ls-Dyna yazılımındaki *BOUNDARY kartı kullanılmıştır. Tampon ve darbe emicilerin sabitlenmesini istediğimiz kısımlarının her bir eksendeki öteleme serbestlik derecesini DOFX, DOFY, DOFZ değişkenleri, dönme serbestlik derecesini ise DOFRX, DOFRY, DOFRZ değişkenleri ile tanımlanır.

Rijit duvarın tanımlanması

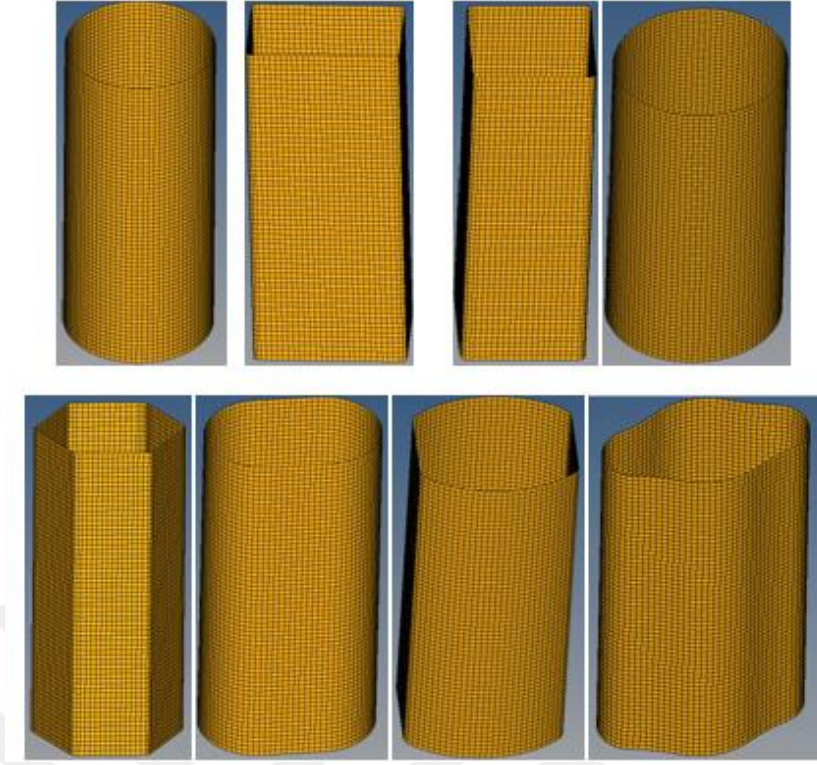
Çarpışma testi için, tampon çeliklerinin taban bölgeleri yukarıda belirtildiği gibi 6 serbestlik derecesiyle sabitlenmiş ve karşı yönden 15 m/sn hız ve 90 kg lık bir ağırlığa sahip duvar ile aksenal yönde çarpıştırılmıştır (Şekil 5.6).



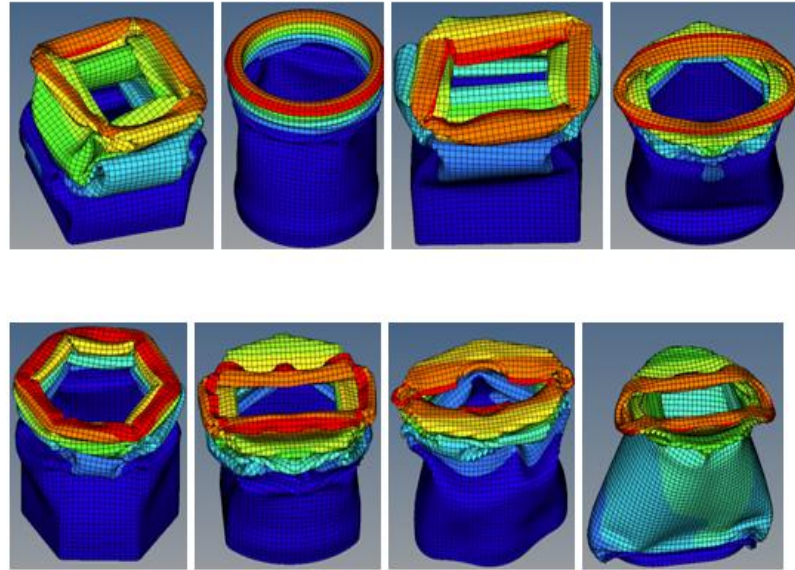
Şekil 5.6 Rijit duvar, sınır şartları ve darbe emici modeli

5.1.3. Enerji yutucu modellerinin çarpışma analizi ve sonuçları

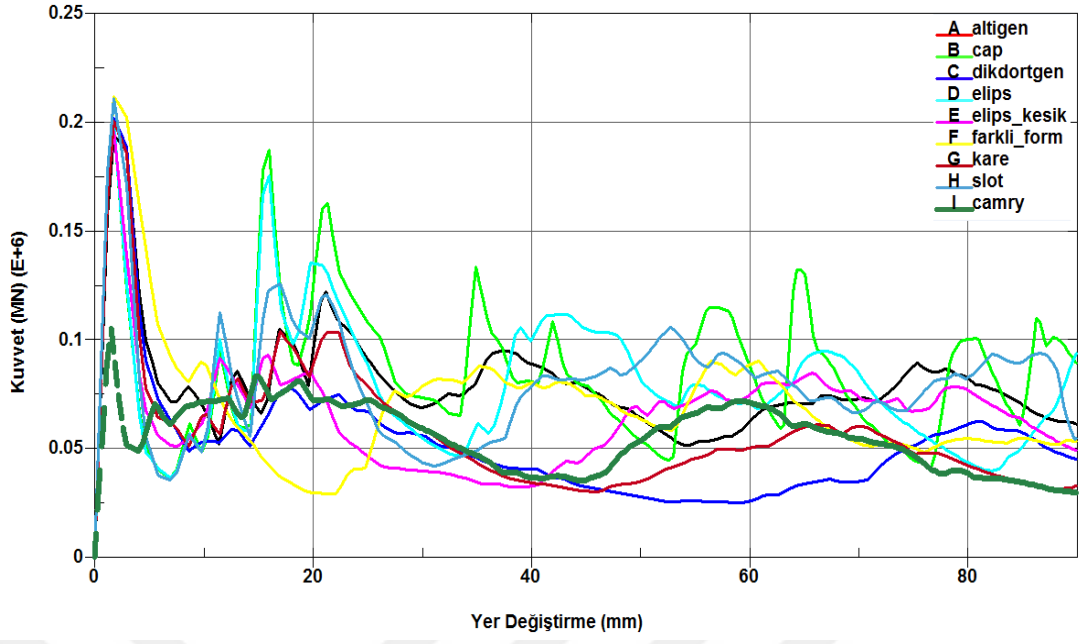
Sonlu elemanlar modeli hazırlanan darbe emciler Ls-Dyna yazılımında çarpışma analizleri tamamlanmıştır (Şekil 5.7, 5.11, 5.15). Çarpışma işlemi darbe emicilerin taban bölgesinden 6 serbestlik derecesiyle sabitlenmesinin ardından darbe emicileri kapsayacak şekilde düzlem geometriye sahip rijit duvarın 90 kg ve aksenal olarak 15 m/sn hızla darbe emcilere çarptırılmasıyla gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.8, 5.12, 5.16). Gerçekleştirilen tüm çarpışma analizi modellerinde 90 mm' lik ezilme miktarları dikkate alınarak buna doğrultuda ezilme kuvveti, maksimum (pik) ezilme kuvveti ve toplam enerji emilimi verimi hesaplanmıştır (Şekil 5.9, 5.10, 5.13, 5.14, 5.17, 5.18). Sonuçları elde edilen bu geometriler birbirleriyle kıyaslanmıştır (Çizelge 5.2, 5.3, 5.4).



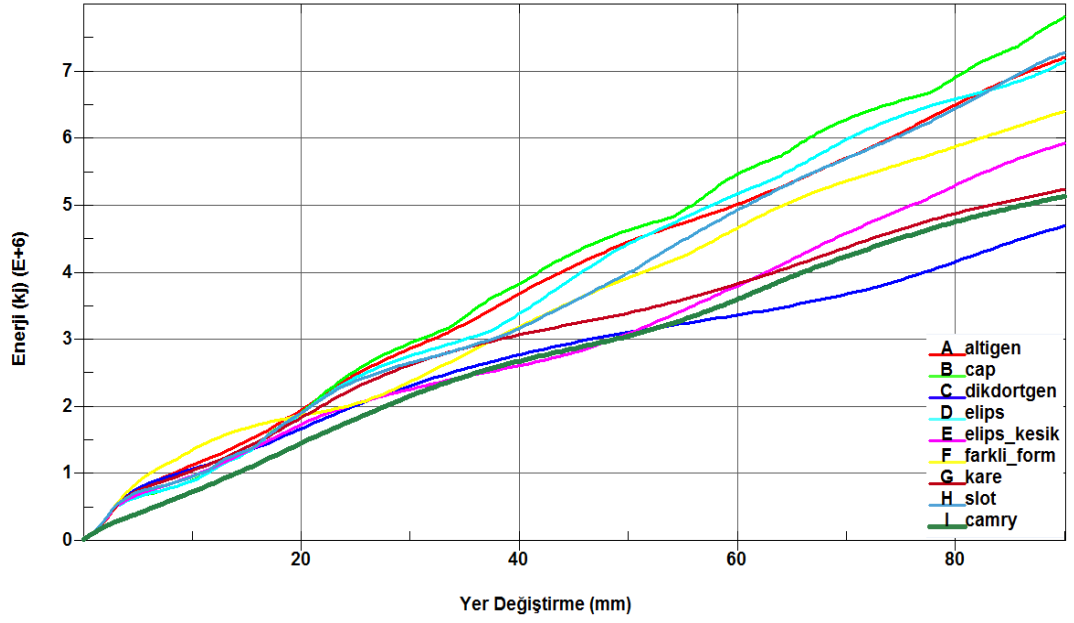
Şekil 5.7 8 farklı düz tip darbe emicilerin mesh görünümü



Şekil 5.8 8 farklı düz tip darbe emicilerin çarpışma analizi sonrası görünümü












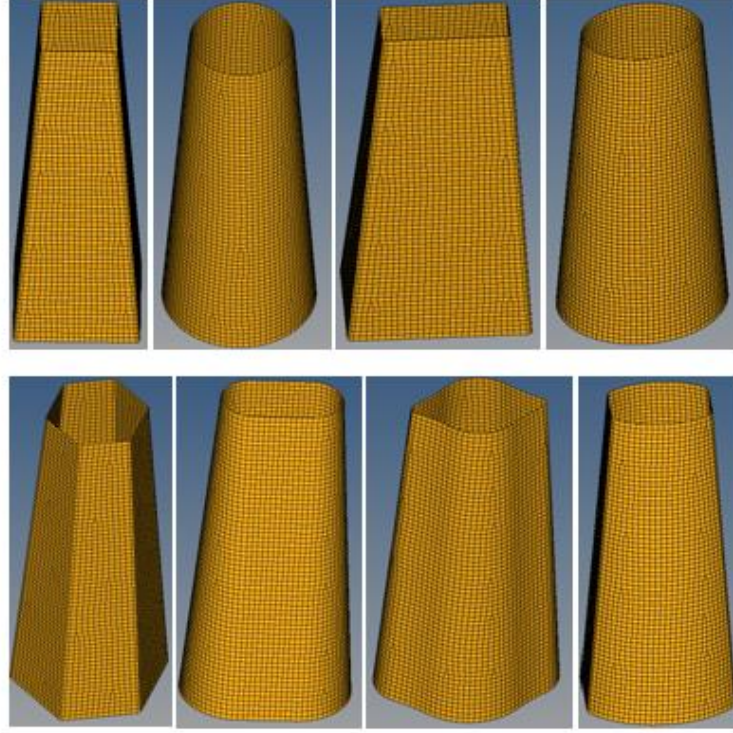
Şekil 5.9 8 farklı düz tip darbe emicilerin 1-8. model için kuvvet-yer değiştirme grafiği



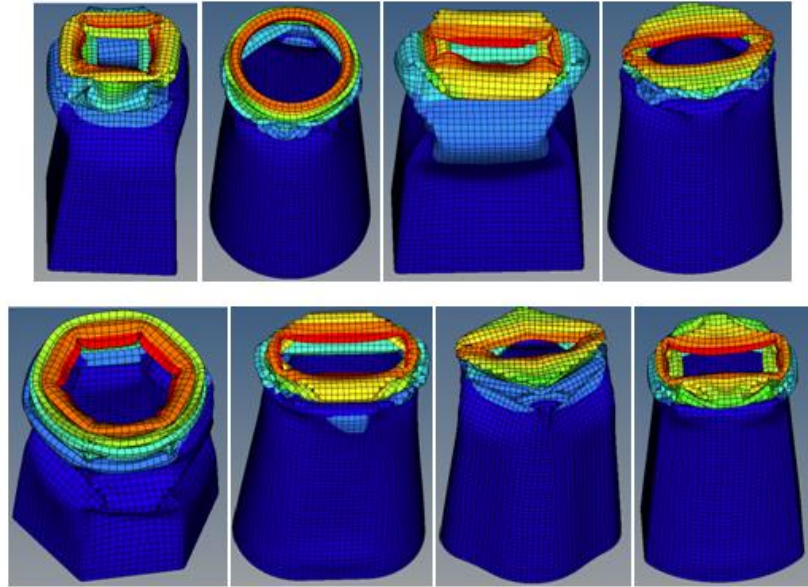
Şekil 5.10 8 farklı düz tip darbe emicilerin 1-8. model için enerji-yer değiştirme grafiği

Çizelge 5.2 8 farklı geometri ve Yaris modeli için çarpışma analizi sonuçları

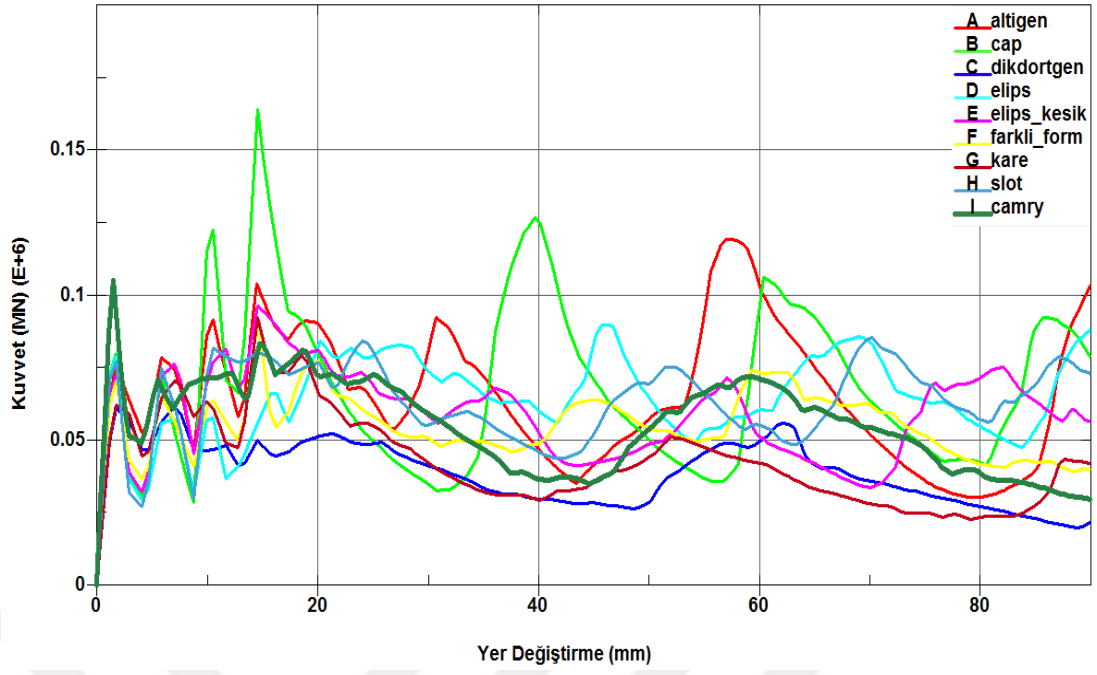
Model Kodu	Model Adı	Modelin Geometrisi	Emilen Enerji [Kj]	Maksimum Ezilme Kuvveti[kN]	Ortalama Ezilme Kuvveti[kN]	Ezilme Kuvveti Verimi [%]
M1	Düz Kare Form		5,23	200	58,1	29
M2	Düz Cap Form		7,81	200	86,8	43,4
M3	Düz Dikdörtgen Form		4,70	202	52,2	26,1
M4	Düz Elips Form		7,16	200	79,5	40
M5	Düz Altıgen Form		7,20	194	80	41
M6	Düz Slot Form		7,29	211	81	38
M7	Düz Farklı Form		6,42	212	71,3	34
M8	Düz Elips Kesik Form		5,93	196	65,9	34
M9	Yaris Modeli		5,13	109	56	51



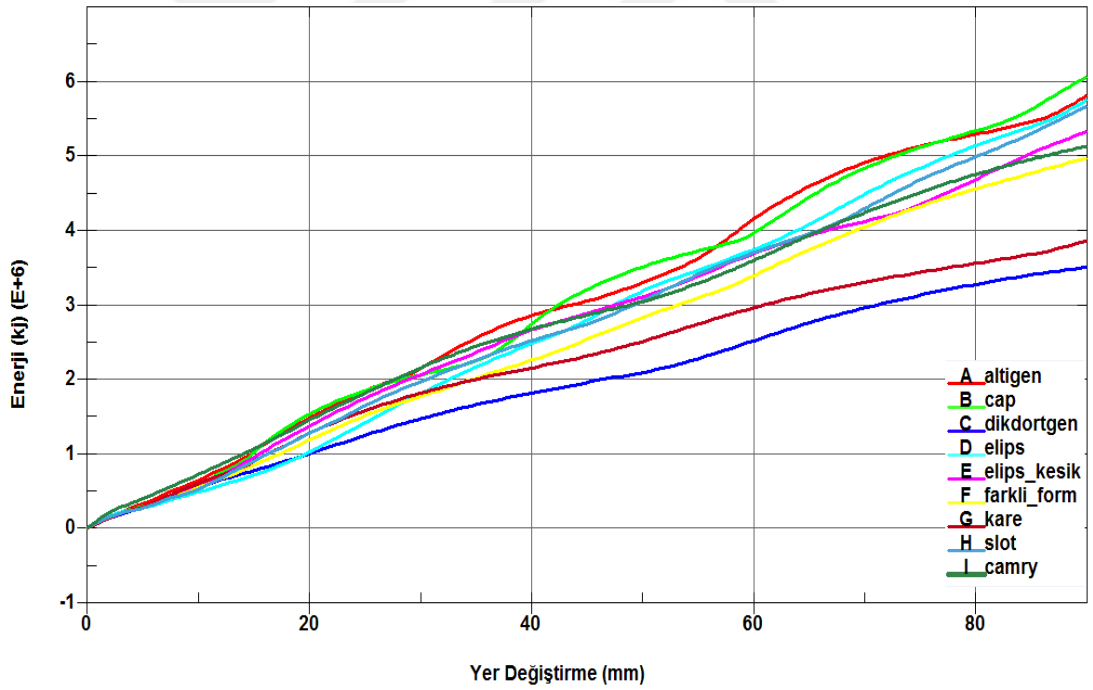
Şekil 5.11 8 farklı açılı tip darbe emicilerin mesh görünümü



Şekil 5.12 8 farklı açılı tip darbe emicilerin çarpışma analizi sonrası görünümü

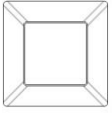

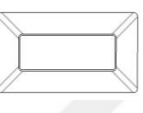
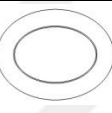
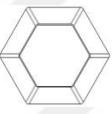
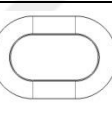
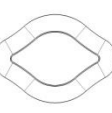
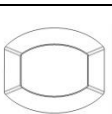



Şekil 5.13 8 farklı açılı tip darbe emicilerin 10-18. model için kuvvet-yer değiştirme grafiği



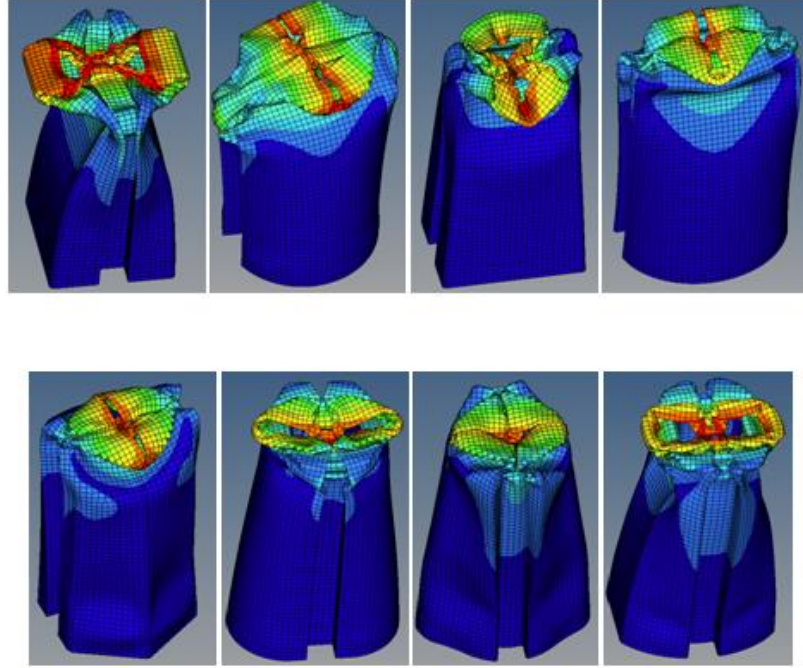
Şekil 5.14 8 farklı açılı tip darbe emicilerin 10-18. model için enerji-yer değiştirme grafiği

Çizelge 5.3 8 farklı açılı tip geometri ve Yaris modeli için çarpışma analizi sonuçları

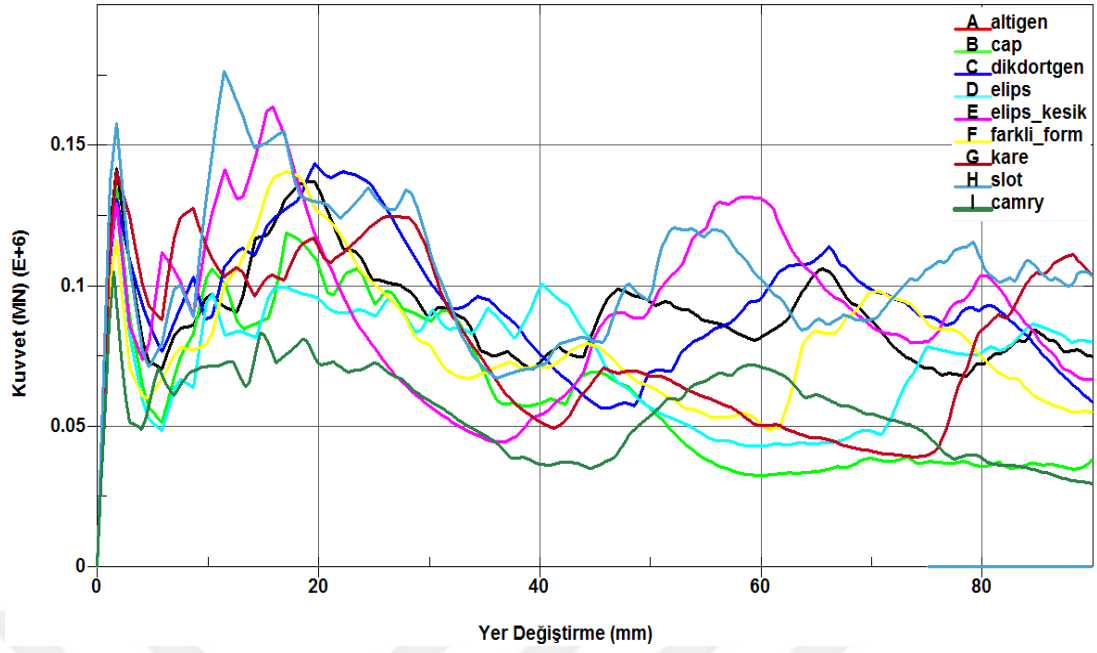
Model Kodu	Model Adı	Modelin Geometrisi	Emilen Enerji [Kj]	Maksimum Ezilme Kuvveti[kN]	Ortalama Ezilme Kuvveti[kN]	Ezilme Kuvveti Verimi [%]
M10	Açılı Kare Form		3,86	92	43	46,7
M12	Açılı Cap Form		6,06	164	67	41
M13	Açılı Dikdörtgen Form		3,52	54	39	72
M14	Açılı Elips Form		5,77	96	64	66
M15	Açılı Altıgen Form		5,82	128	65	51
M16	Açılı Slot Form		5,67	89	63	71
M17	Açılı Farklı Form		4,97	92	55	60
M18	Açılı Elips Kesik Form		5,33	96	59	62
M9	Yaris Modeli		5,13	109	56	51



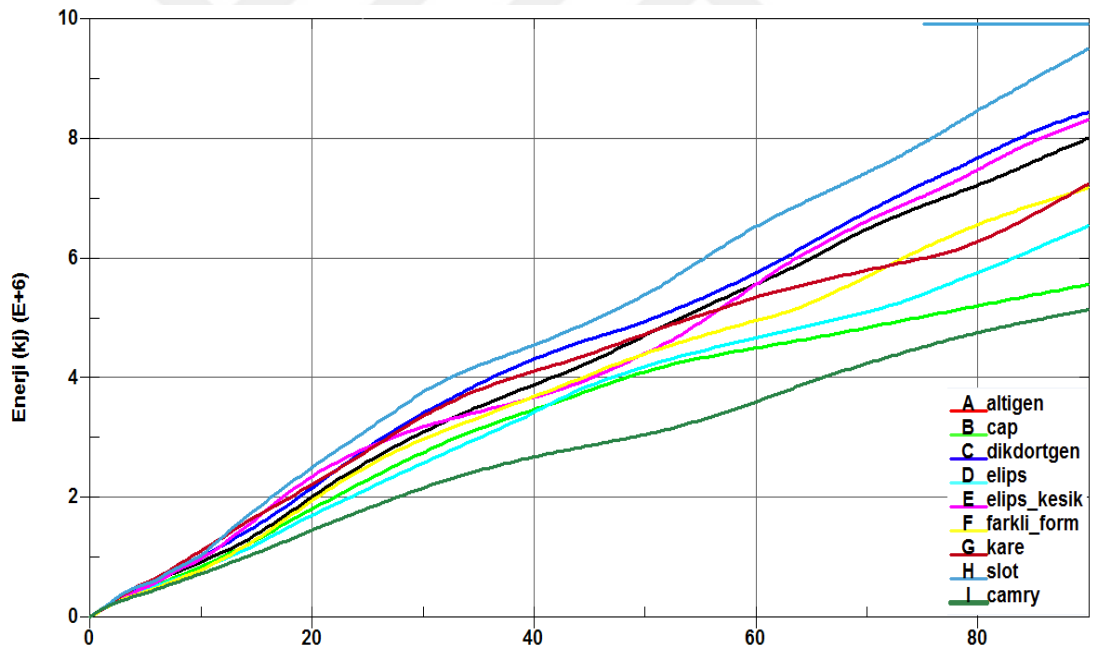
Şekil 5.15 8 farklı açılı-oluklu tip darbe emicilerin mesh görünümü



Şekil 5.16 8 farklı açılı-oluklu tip darbe emicilerin çarpışma analizi sonrası görünümü

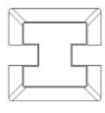
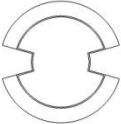
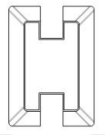
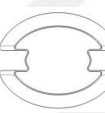
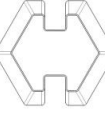
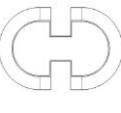
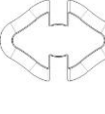
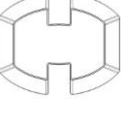



Şekil 5.17 8 farklı açılı-oluklu tip darbe emicilerin 19-26. model için kuvvet-yer değiştirme grafiği

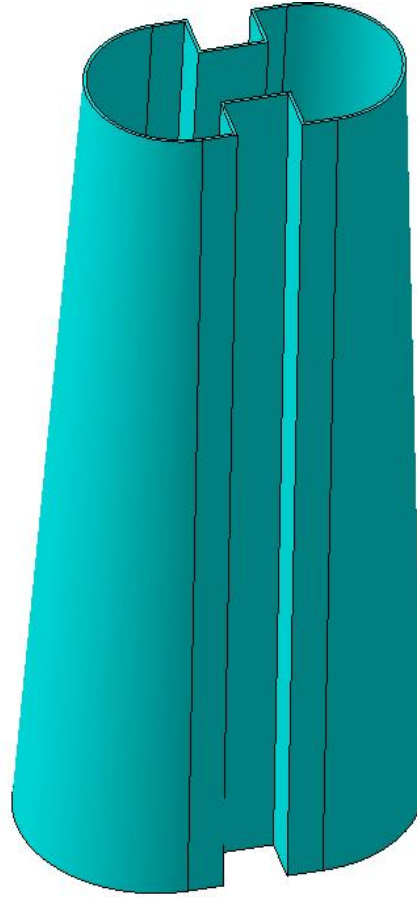


Şekil 5.18 8 farklı açılı tip darbe emicilerin 19-26. model için enerji-yer değiştirme grafiği

Çizelge 5.4 8 farklı açılı-oluklu tip geometri ve Yaris modeli için çarpışma analizi sonuçları

Model Kodu	Model Adı	Modelin Geometrisi	Emilen Enerji [Kj]	Maksimum Ezilme Kuvveti[kN]	Ortalama Ezilme Kuvveti[kN]	Ezilme Kuvveti Verimi [%]
M19	Açılı ve Dikey Oluklu Kare Form		7,264	140	80	57
M20	Açılı ve Dikey Oluklu Cap Form		5,565	135	61	45
M21	Açılı ve Dikey Oluklu Dikdörtgen Form		8,452	144	93	64,5
M22	Açılı ve Dikey Oluklu Elips Form		6,538	129	72,6	56
M23	Açılı ve Dikey Oluklu Altıgen Form		8,00	141	88,8	62
M24	Açılı ve Dikey Oluklu Slot Form		9,514	173	105	60
M25	Açılı ve Dikey Oluklu Farklı Form		7,172	140	79,6	56
M26	Açılı ve Dikey Oluklu Elips Kesik Form		8,327	164	92	56
M9	Yaris Modeli		5,13	109	56	51

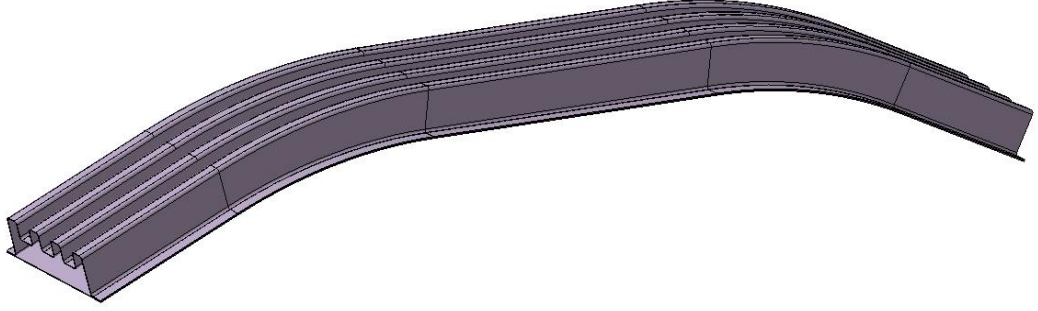
Çarpışma analizlerinde, öncelikle farklı kesitlerdeki geometrilerin düz formları denenmiş ve ezilme kuvveti verimlerinin düşük olduğu görülmüştür. Sonrasında mevcut formlara konik açısı verilerek çarpışma analizlerine tabi tutulduklarında enerji verimleri yükseldiğini bununla birlikte aynı ezilme miktarında enerji emiliminin düştüğü görülmüştür. Emilen enerji miktarını artırmak amacıyla mevcut konik geometrilere çarpışma düzlemine dikey oluklar ilave edilmiştir. Dikey oluklar emilen enerji miktarını artırmış ve ortalama ezilme kuvveti verimini bir miktar düşürmüştür. Bu çalışmalar sonucunda en ideal geometri olarak toplam emilen enerji ve ezilme kuvveti verimi açısından M24 olduğu belirlenmiştir (Çizelge 5.4, Şekil 5.19).



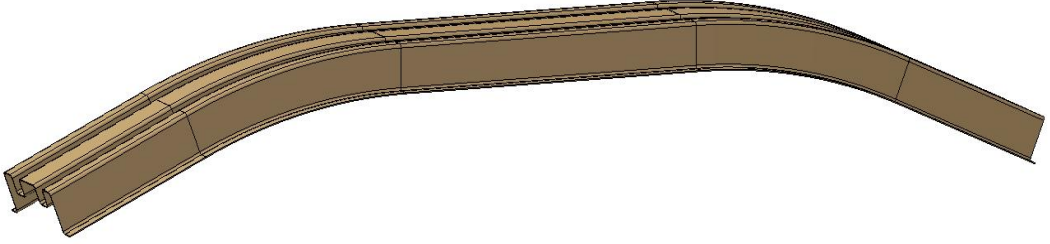
Şekil 5.19 Yapılan çarpışma analizleri sonucu en ideal geometri olarak belirlenen M24 modeli

5.1.4. Yeni tampon tasarımları

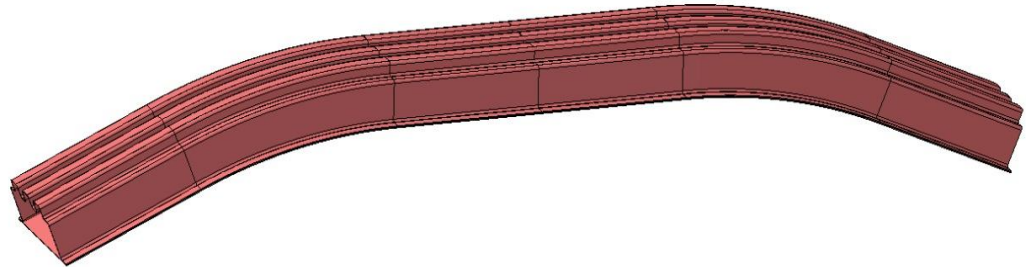
En ideal darbe emici geometrisi olarak belirlenen M24 modeli üzerine uygulanacak tamponu belirlemek amacıyla, 5 farklı profil geometrisine sahip tampon modeli geliştirilmiş ve farklı profil geometrileri karşılaştırmak amacıyla her tamponu et kalınlığı ($t=1$ mm), boy ($h=1150$ mm) olarak sabit tutulmuştur (Şekil 5.20, 5.21, 5.22, 5.23, 5.24).



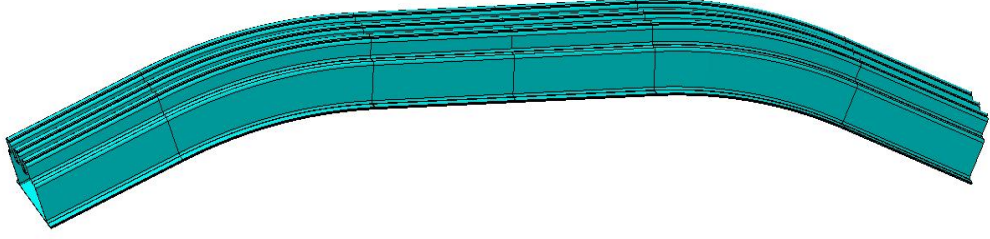
Şekil 5.20 Üç oluklu profil geometrisine sahip T1 tampon modeli



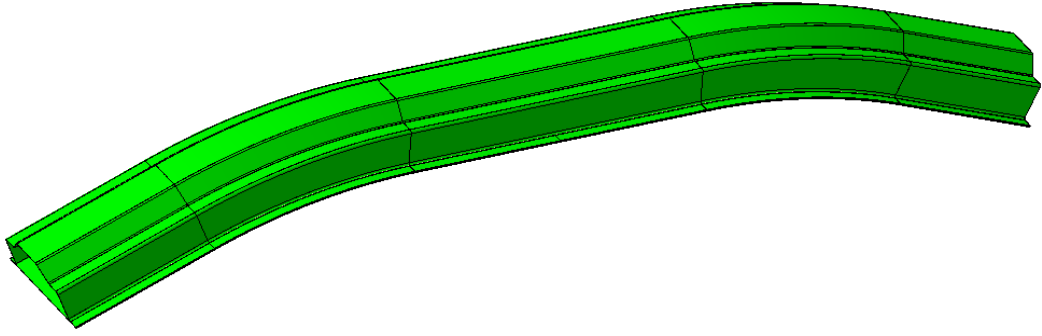
Şekil 5.21 İki oluklu profil geometrisine sahip T2 tampon modeli



Şekil 5.22 Dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T3 tampon modeli



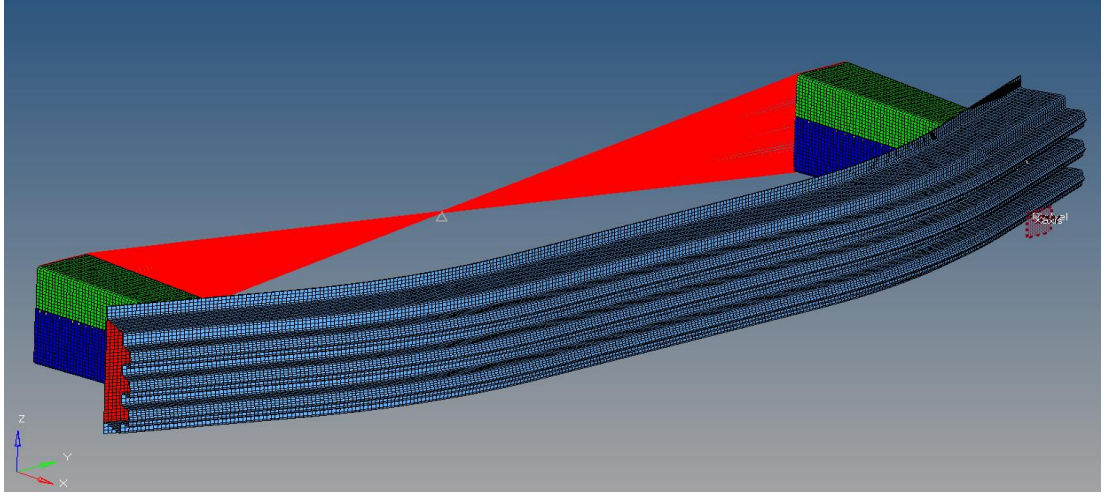
Şekil 5.23 Oluk eklentili dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T4 tampon modeli



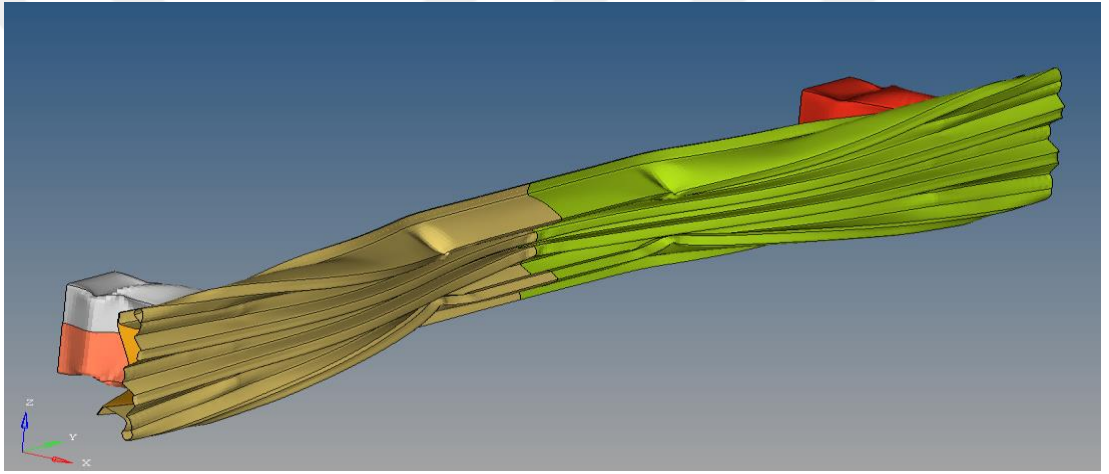
Şekil 5.24 Trapez profil geometrisine sahip T5 tampon modeli

5.1.5. Yeni tampon çarpışma analizleri ve sonuçları

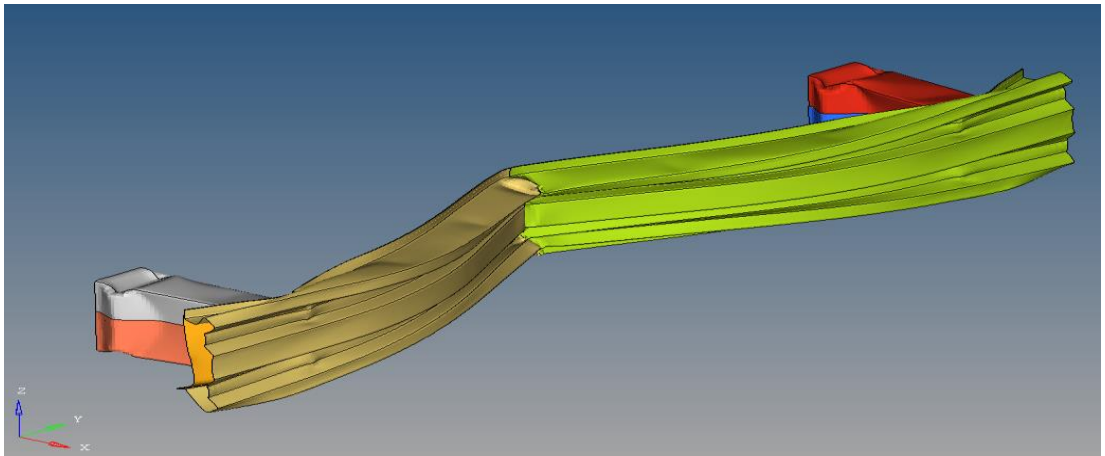
Catia V5 programında modelleme işlemleri tamamlanan tamponlar için sonlu elemanlar modeli Hypermesh yazılımında tamamlanmıştır. Hazırlanan sonlu eleman modelleri çarpışma analizlerinin yapılabilmesi amacıyla LsDyna programına aktarılmıştır. Tampon ve darbe emicilerin malzeme kartları, kaynak bilgileri, rijit duvar ve sınır şartları LsDyna programı üzerinde tanımlanmıştır. Analizin gerçekleştirilebilmesi amacıyla tanımlanan rijit duvarın kütlesi 1400 kg olarak belirlenmiştir. Ayrıca rijit duvar, sabitlenmiş enerji yutucuya ve tampon gövdesine aksenal yönde 15,6 m/s hız ile çarptırılmıştır (Şekil 5.25, 5.26, 5.27, 5.28, 5.29, 5.30).



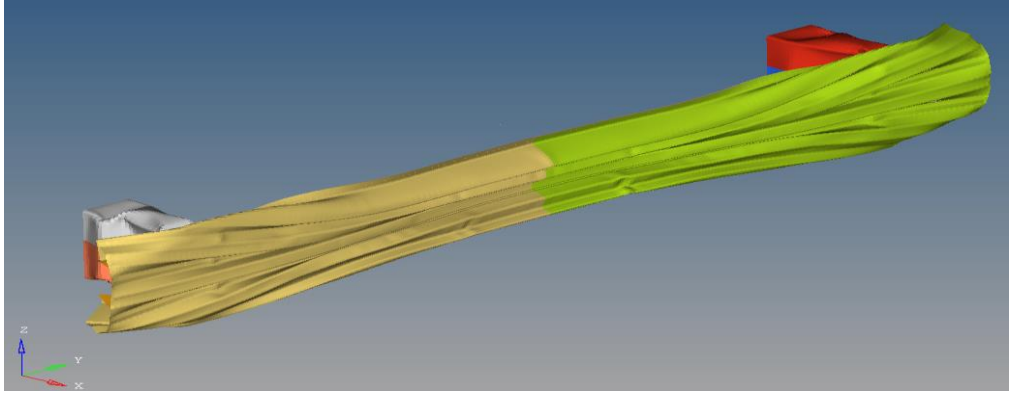
Şekil 5.25 Rijit duvar, sınır şartlar ve tampon mesh modeli



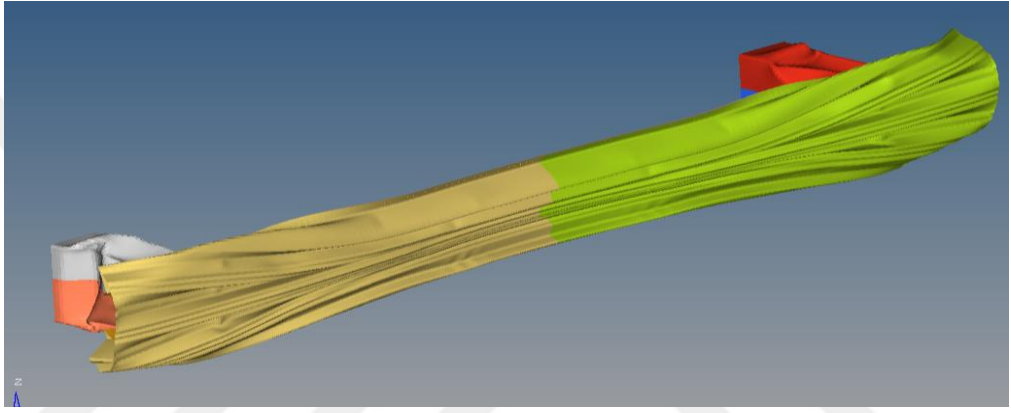
Şekil 5.26 Üç oluklu profil geometrisine sahip T1 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri



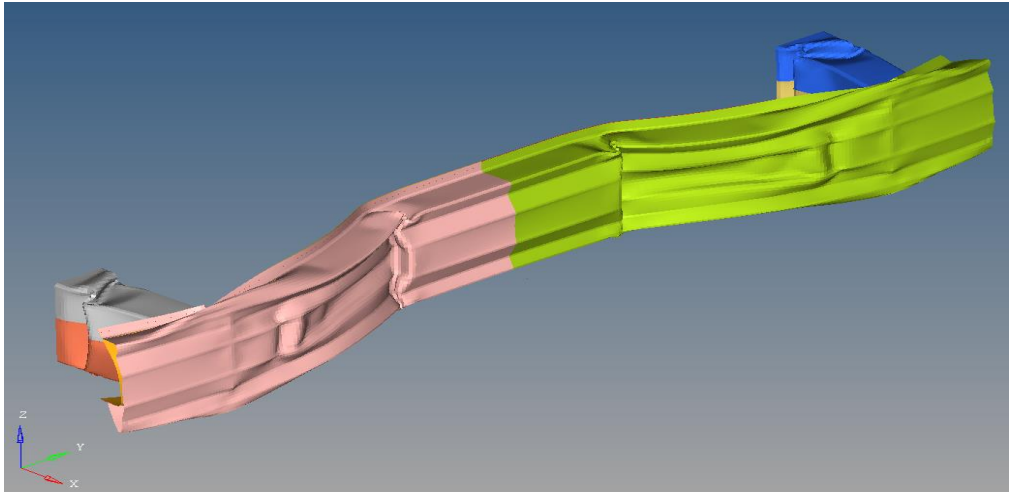
Şekil 5.27 İki oluklu profil geometrisine sahip T2 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri



Şekil 5.28 Dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T3 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri



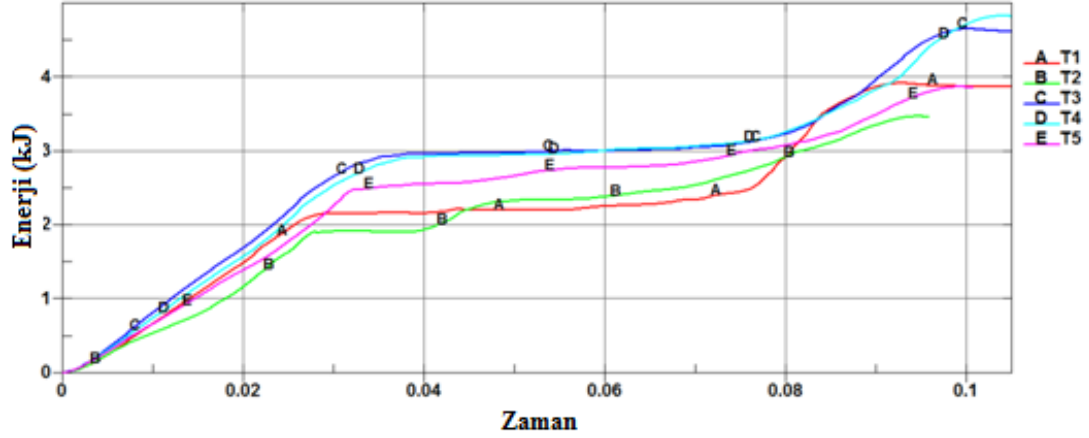
Şekil 5.29 Oluk eklentili dışa dönük üç oluklu profil geometrisine sahip T4 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri



Şekil 5.30 Trapez profil geometrisine sahip T5 tampon modelinin çarpışma sonrası sahip olduğu geometri





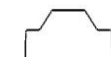
Tamponlar için yapılan çalışmada öncelikli hedef çarpışma anında en yüksek enerjiyi emebilen tamponu elde etmektir. Fakat bunun yanında sistemin ağırlığının düşük

olmasında hedef kriter olmasından dolayı hem yüksek enerji emebilen hemde düşük ağırlığa sahip geometriye ulaşılması gerekmektedir. Bundan dolayı uygun geometriyi belirlemek amacıyla özgül enerji emilimi (Enerji emilimi/Model Ağırlığı) değeri hedef kriter seçilmiştir. Yapılan çarpışma analizi sonuçlarına göre özgül enerji emilimi 1,01 değeri en yüksek olan T5 modeli seçilmiştir (Şekil 5.31).



Şekil 5.31 Oluşturulan 5 farklı tampon modeline ait çarpışma anından oluşan toplam enerji emilim-zaman grafiği

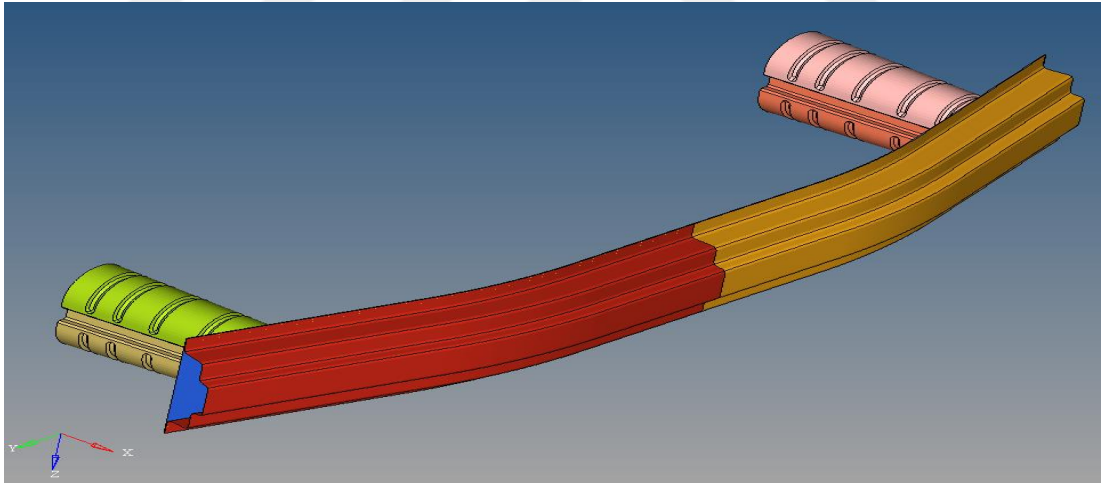
Çizelge 5.5 Oluşturulan 5 farklı tampon modeline ait çarpışma analizi sonuçlarının karşılaştırılması

Model-Adı	Model Kodu	Model Görseli	Model Ağırlığı(kg)	Enerji Emilimi(kj)	Özgül Enerji Emilimi
Üç Oluklu Tampon	T1		4,637	3,92	0,85
1+2 Tampon	T2		4,316	3,47	0,8
Üç Oluklu Dışa Dönük Tampon	T3		4,64	4,66	1
Üç Oluklu Eklentili Dışa Dönük	T4		4,726	4,8	0,98
Trapez Oluklu Tampon	T5		3,829	3,87	1,01

5.2. Tampon ve Darbe Emicinin Bütünleşik Olarak Tasarımları ve Çarpışma Analizi Sonuçları

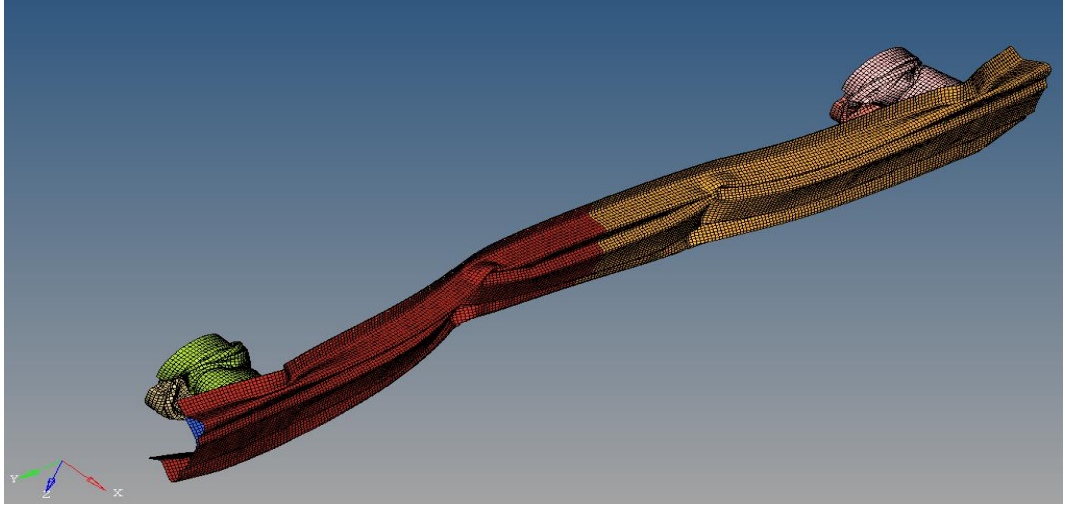
Nihai modeli elde etmek amacıyla yapılan çalışmalar neticesinde darbe emici ve tampon modeline karar verilmiştir. En yüksek enerjiyi emebilen ezilme kuvveti verimi yüksek M24 modeli en ideal darbe emici olarak tespit edilmiştir. Çarpışma analizi doğrultusunda özgül enerji emilimi değeri en yüksek T5 modeli ise tampon modeli olarak seçilmiştir. En ideal modeller olarak belirlenen darbe emici ve tampon birbirleri üzerine eklenerek en uygun geometri belirlenmeye çalışılmıştır.

Bu kapsamda 6 farklı tampon ve darbe emici gövde oluşturulmuştur. Birinci modelde T5 tamponunda olduğu gibi hem alt parça hem üst parça 1mm kalınlığında DP 600 malzemesi kullanılarak tasarlanmış ve darbe emici modeli içinse 1mm kalınlıkta DP600 malzeme kullanılarak oluşturulmuştur. Yapılan literatür araştırmaları doğrultusunda darbe emici gövdeler üzerine çarpışma anındaki pik kuvvetlerin düşmesini, lokal ve global ezilmenin ortadan kaldırılması amacıyla yatay oluklar eklenmiştir (Şekil 5.32).

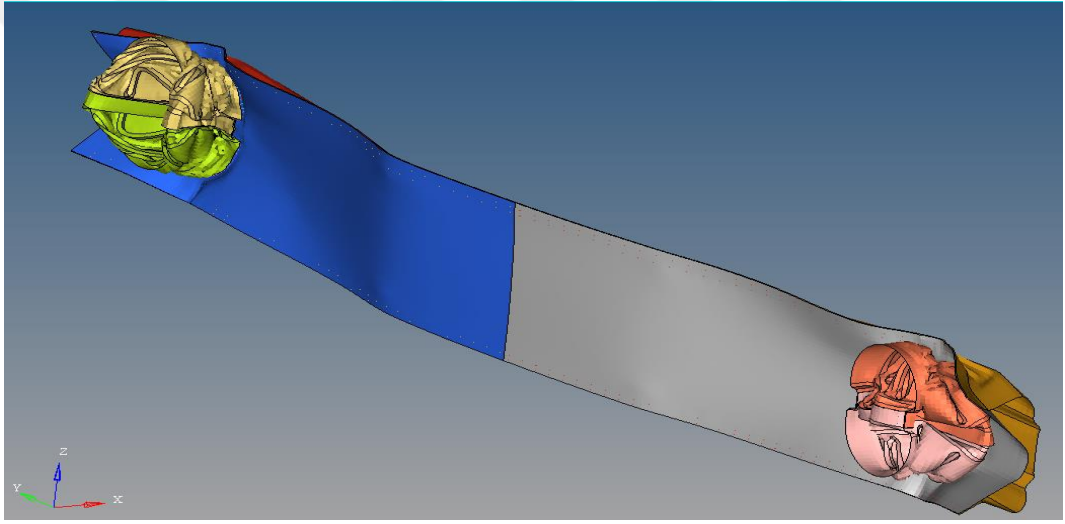


Şekil 5.32 6 oluklu darbe emici ve tampon modeli

Oluşturulan model çarpışma testi için, tampon çeliklerinin taban bölgeleri sabitlenmiş ve karşı yönden 16 km/h hız ve 1400 kg kütleyle sahip duvar ile aksnel olarak çarpıştırılmıştır (Şekil 5.33, 5.34).

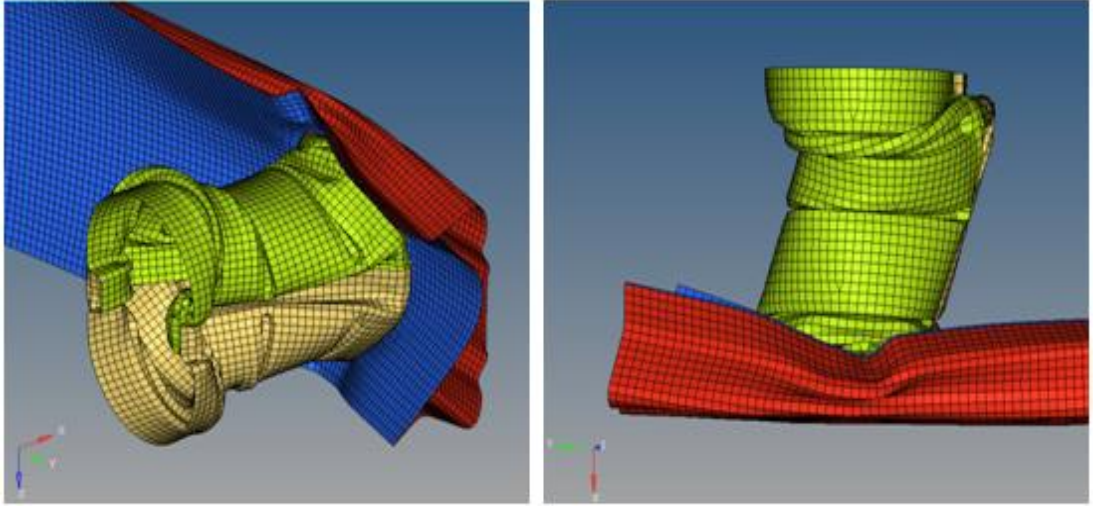


Şekil 5.33 6 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

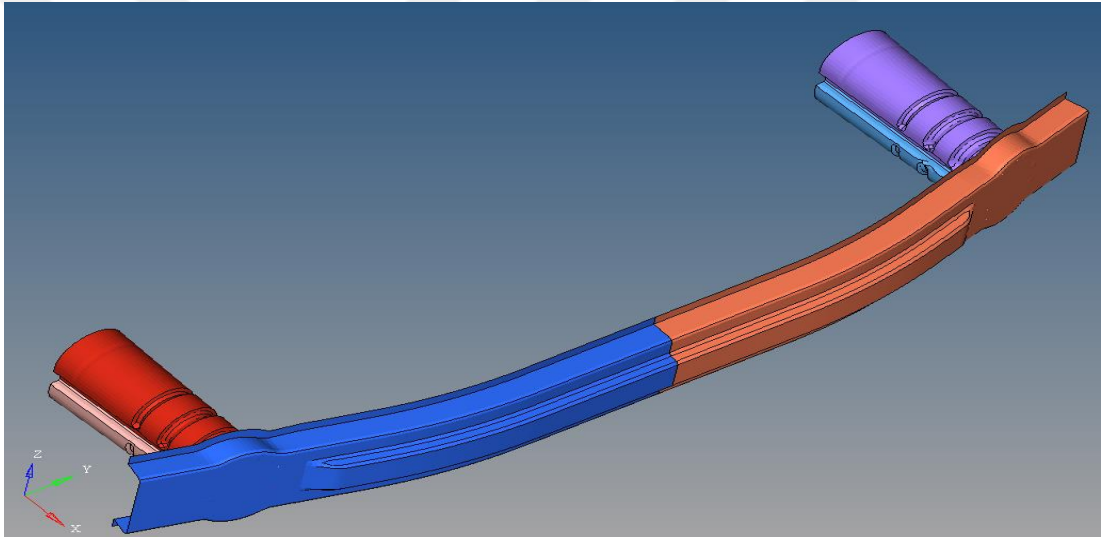


Şekil 5.34 6 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

Eksenel olarak gerçekleştirilen çarpışma testi sonucunda birinci modelde pik kuvvetinde azaltma ve burkulmaları önlemek amacıyla kullanılan 6 yatay oluk, darbe emicilerin rijitliğinin azalmasına ve çarpışma enerjisinin uygun bir şekilde emilememesine sebep olmuştur (Şekil 5.35). Bundan dolayı geliştirilen ikinci darbe emici ve tampon modelinde, darbe emiciler üzerindeki yatay oluk sayısı üçe indirilmiştir. Ayrıca darbe emicilerin rijitliğini artırılması amacıyla kalınlıkları 1 mm den 1,3 mm çıkarılmıştır. İkinci modelde tampon içinse alt parça iptal edilerek tek parçaya indirilmiş ve 1mm olan tampon kalınlığı 2,5 mm çıkarılmıştır (Şekil 5.36).

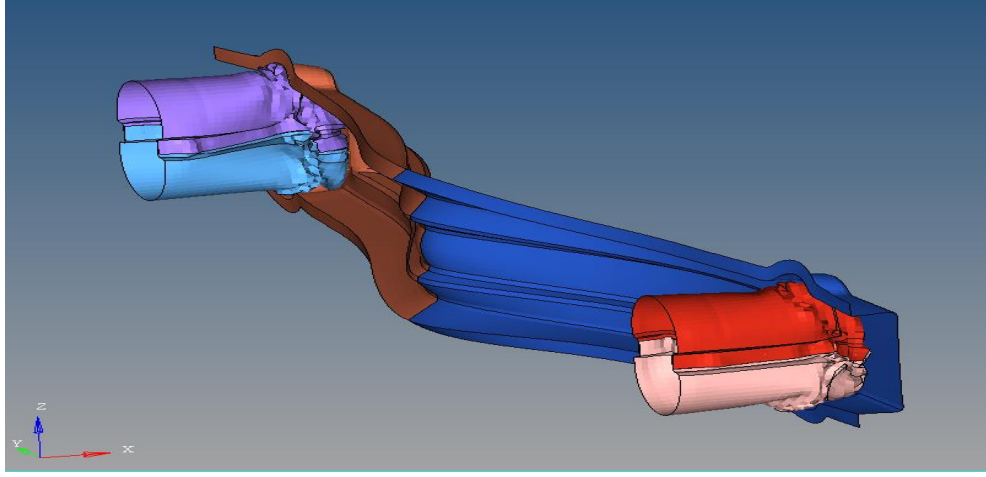


Şekil 5.35 6 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

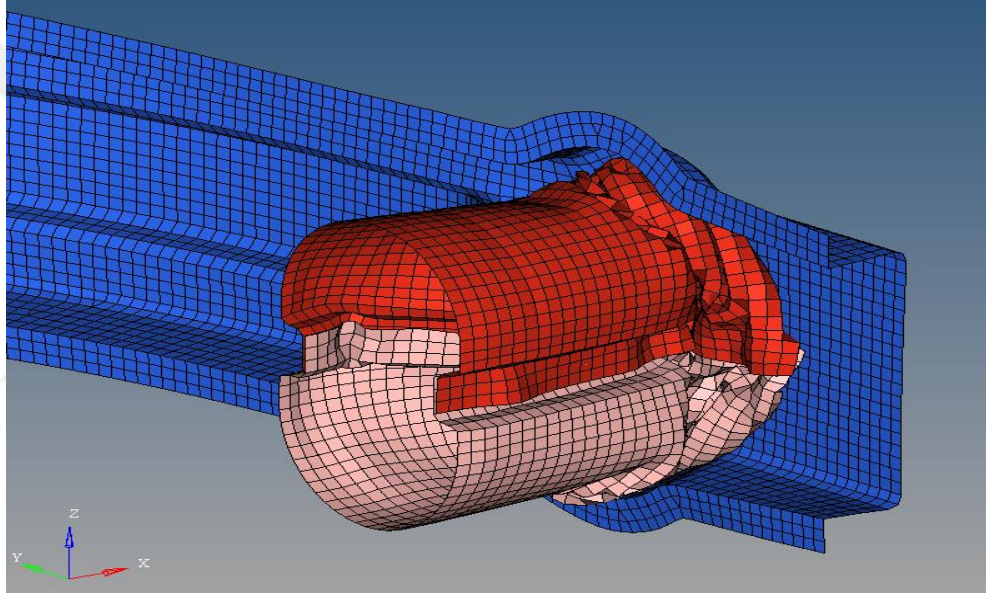


Şekil 5.36 3 oluklu darbe emici ve tampon modeli

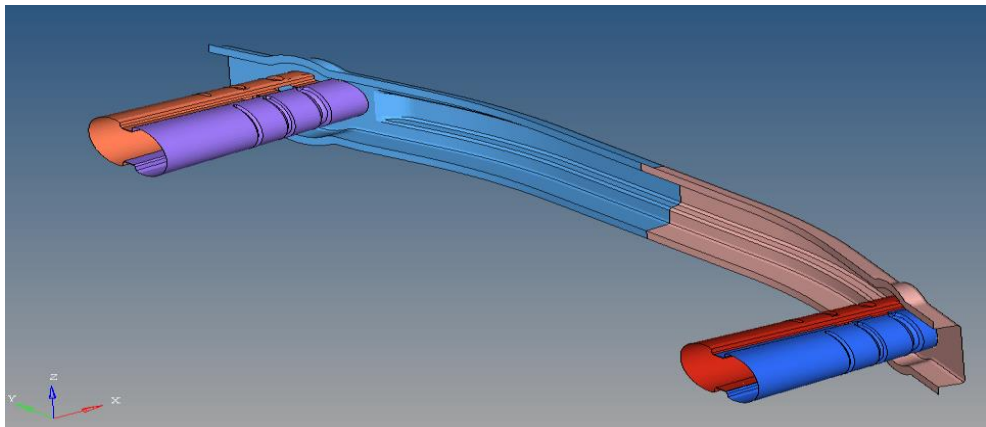
İkinci model için yapılan analizler sonucunda, 3 oluklu darbe emici modelinin 6 oluklu darbe emici modeline göre daha rijit olduğu saptanmıştır. Ancak rijitlik sağlanmasına rağmen tampon modeli çarpışma anında istenilen özelliği göstermediği tespit edilmiş olup, bunun nedeninin de yapılan incelemeler doğrultusunda darbe emicide bulunan dikey olukların pozisyonundan kaynaklandığı ön görülmüştür (Şekil 5.37, 5.38). Bundan dolayı geliştirilen üçüncü modelde darbe emiciler 90° döndürülerek dikey oluklar tamponun eğilerek form almasını engelleyecek pozisyona getirilmiştir (Şekil 5.39).



Şekil 5.37 3 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

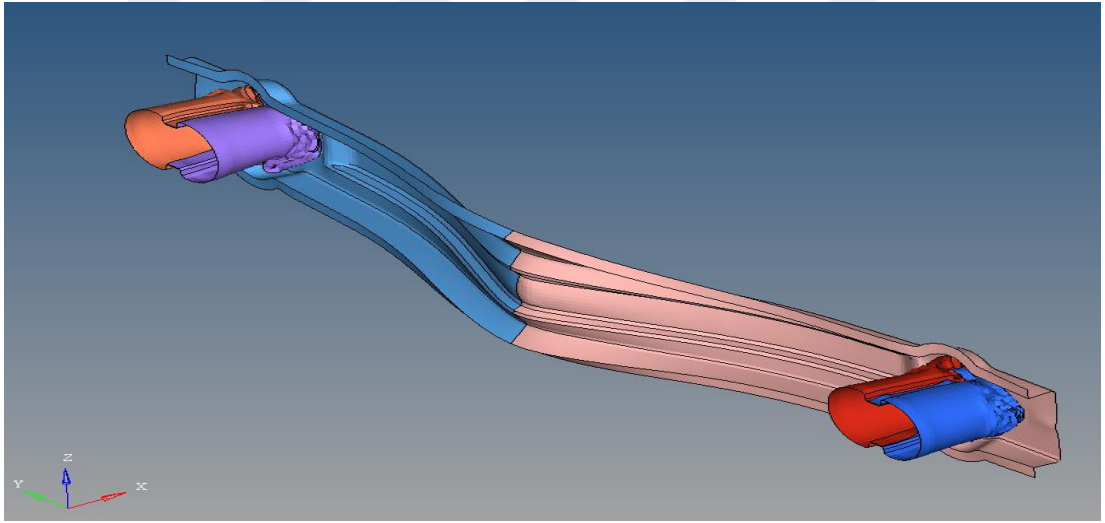


Şekil 5.38 3 oluklu darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

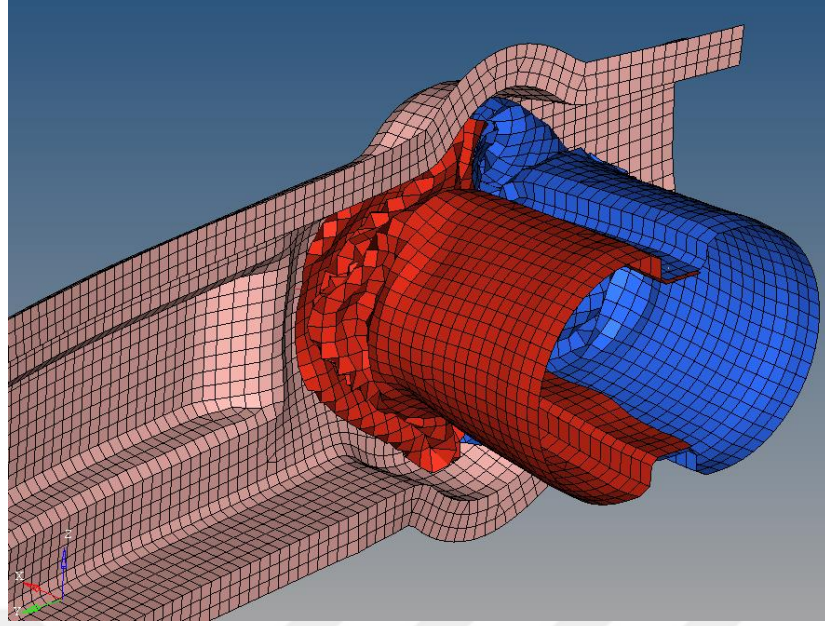


Şekil 5.39 Dikey oluklar 90° pozisyonu değiştirilmiş darbe emici ve tampon modeli

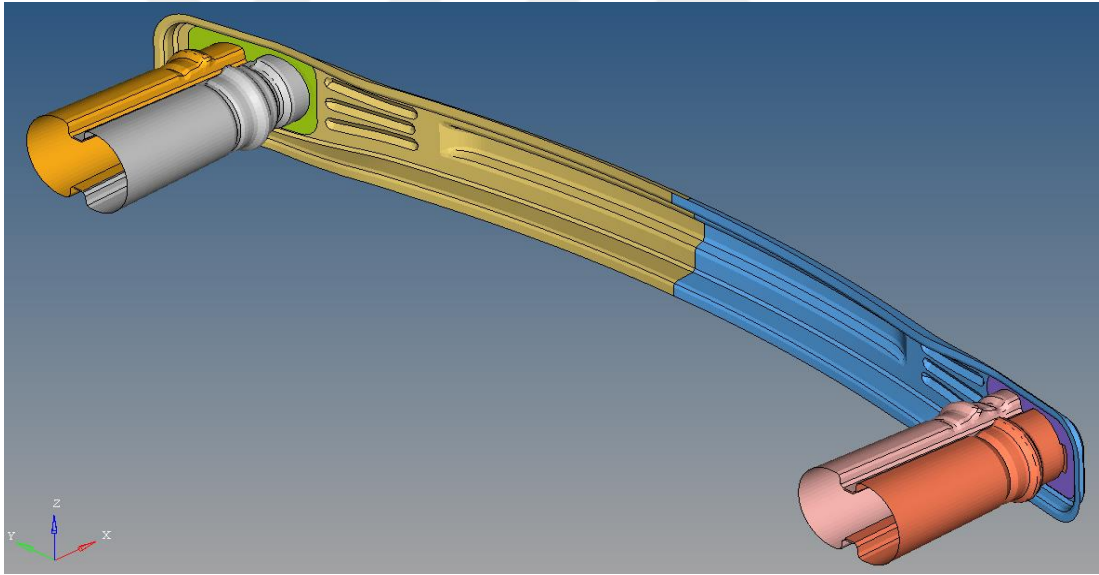
Üçüncü model için yapılan çarpışma analizlerinde ikinci modele göre tamponun orta bölgesindeki yer değiştirme azalmış fakat istenilen seviyede olmadığı yapılan çalışmalarda gözlenmiştir (Şekil 5.40, 5.41). Dördüncü modelde darbe emicilerden iç darbe emici bölgesine iki adet içe dönük oluk bir adet dışa dönük oluk, dış kısımda bulunan darbe emici bölgesine ise bir adet içe dönük oluk bir adet dışa dönük oluklar eklenmiştir. Darbe emicinin iç bölgesindeki geometri yüksekliğinin dış bölgeye göre daha yüksek olmasından dolayı tampon eğilme çizgisine yakın bir oluk eklenmiştir. İki darbe emici parçası arasındaki bu yükseklik farkı, çarpışma analizleri incelendiğinde üst bölgenin uygun bir şekilde katlanmayarak S_2 bölgesinin ilk olarak katlanmasına sebep olmaktadır. Eklenen bu oluk ile plastik deformasyonun daha ön bölgede oluşturularak yer değiştirmenin azaltılması sağlanmıştır. Aynı zamanda S_2 bölgesinden S_1 bölgesine tampon çizgisi düz bir doğrultu boyunca taşınarak burkulmaların önüne geçilmiştir. Olukların bir iç bir dış şeklinde tasarlanma sebebi ise katlanmanın sürekli içe doğru veya sürekli dışa doğru katlanmasını engellemektir. Bütün bu değişiklikler sonucu pik kuvvetin düşürülmüş ve yer değiştirme azaltılmıştır (Şekil 5.42, 5.43, 5.44, 5.45).



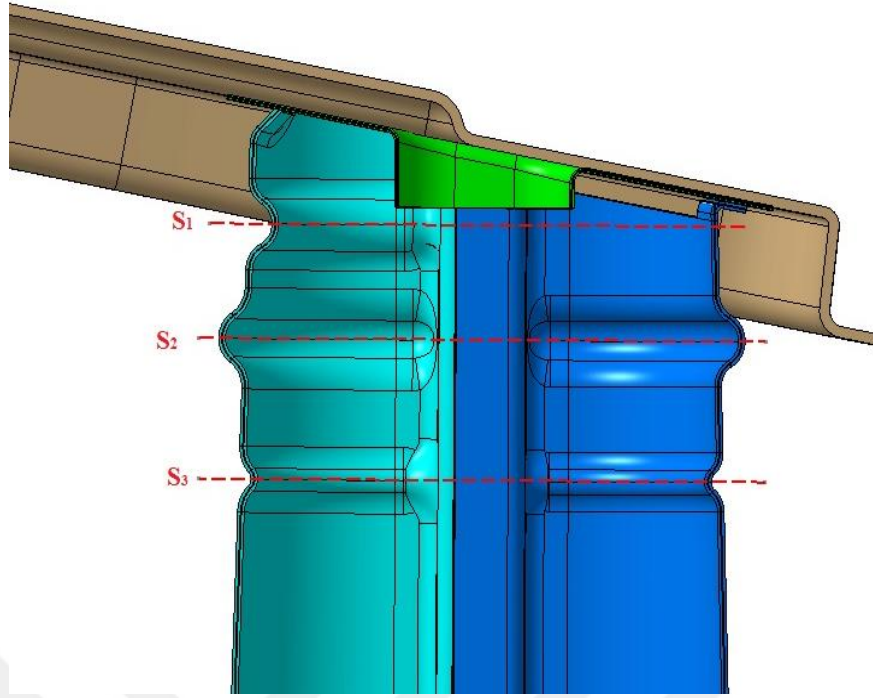
Şekil 5.40 Dikey oluklar 90° pozisyonu değiştirilmiş darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi



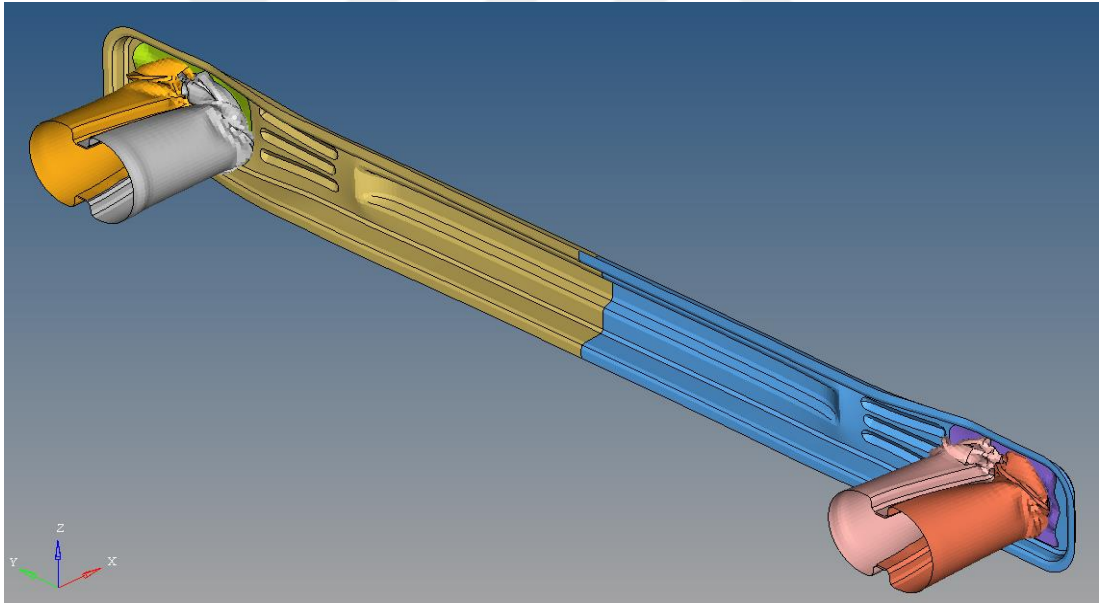
Şekil 5.41 Dikey oluklar 90° pozisyonu değiştirilmiş darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi



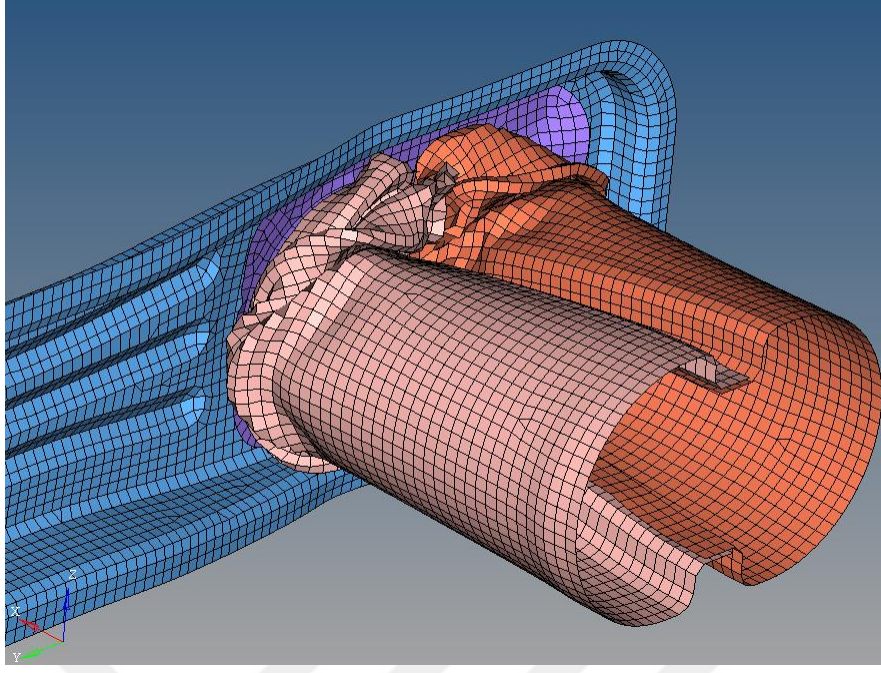
Şekil 5.42 Dördüncü darbe emici ve tampon modeli



Şekil 5.43 Dördüncü darbe emici üzerindeki oluk pozisyonları



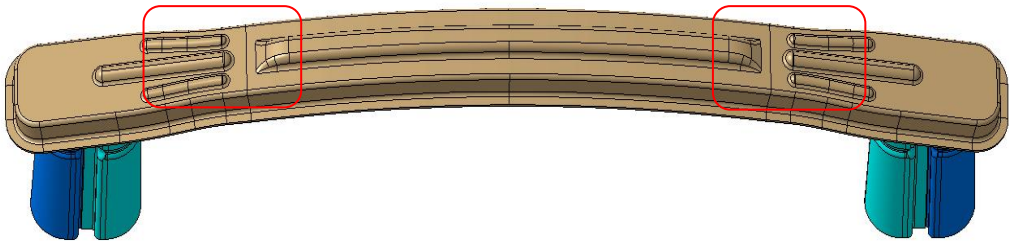
Şekil 5.44 Dördüncü darbe emici ve tamponun çarpışma analizi



Şekil 5.45 Dördüncü darbe emici ve tamponun çarpışma analizi

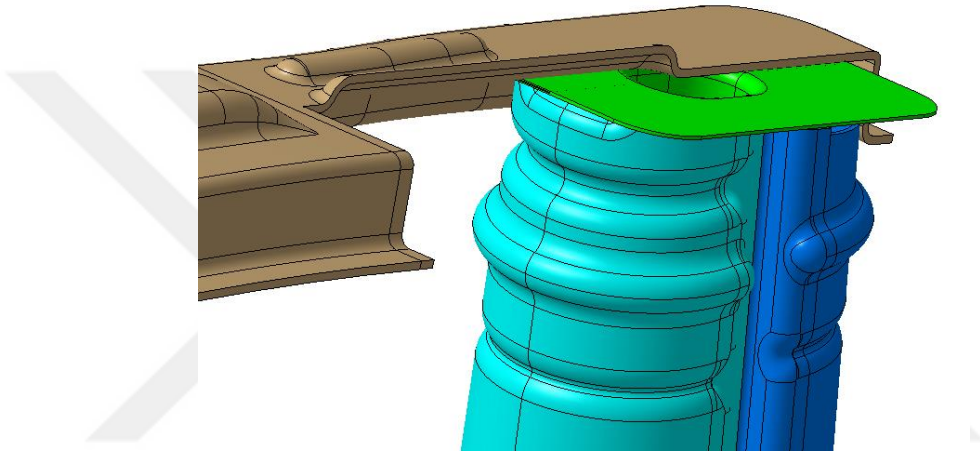
Tampon içinse daha önceki yapılan çarpışma analizi çalışmalarında malzeme olarak DP 600 malzeme kullanılmıştır. Dördüncü tasarımda daha önceki tasarımlar incelendiğinde DP 600 malzemenin uzama değeri yüksek olmasından dolayı tamponun orta bölgesinde istenmeyen formlar oluşmaktadır. Bu sorunu ortadan kaldırmak amacıyla akma değeri daha yüksek ve uzama değeri daha düşük olan S 500 MC malzeme seçilmiştir. Bu şekilde çarpışma analizleri sırasında tamponun orta bölgesinde istenmeyen form azaltılacak ve elde edilen rijitlik ile kuvvetin darbe emicilere akmasını sağlanacaktır.

Tampon için yapılan malzeme değişikliğinin yanında geometrisi de geliştirilmiştir. Bu geometri geliştirme işlemiyle çarpışma analizlerinde tamponun bir kaç noktadan formunun bozularak şekil değiştirmesi sağlanmıştır (Şekil 5.46).



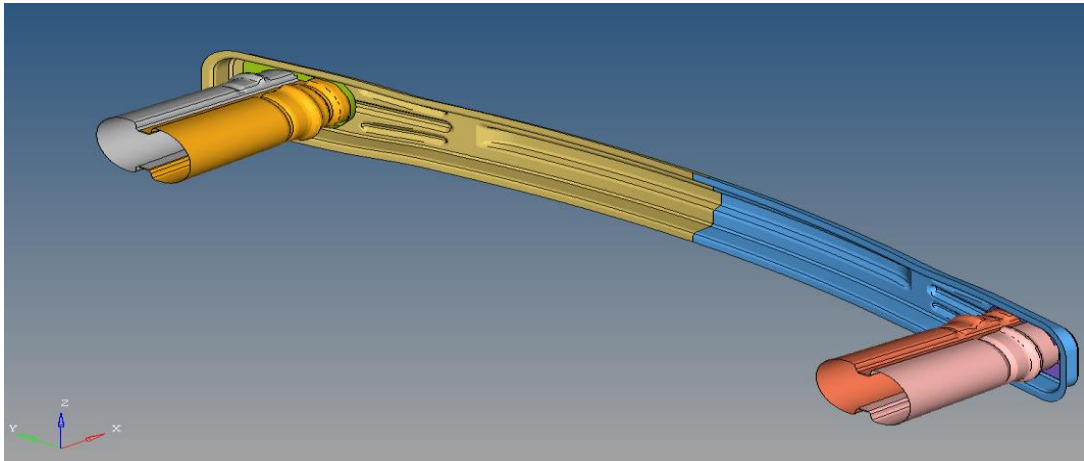
Şekil 5.46 Dördüncü tampon üzerinde oluşturulan form geçişleri

Dördüncü modelde tampon ve darbe emici sistem için yapılan çalışmalara ek olarak; tampon ve darbe emici arasına konumlandırılan ara parça eklenmiştir. Çarpışma analizleri incelendiğinde tamponun aldığı çarpma darbesi ile ilk olarak çarpma yönünde paralel bir pozisyona geçmeye yönelirken bir diğer taraftan iç darbe emiciyi burkma yönlü bir geometri ortaya koymaktadır. Bu durumda düzgün bir katlanmayı engellemektedir. Bundan dolayı akma değeri daha düşük olan ve darbe anında tamponun daha düzlemsel hale gelmesine yardımcı olacak bir ara parça eklenmiştir. Sisteme kazandırılan bu özellik ile darbe emiciler üzerine gelen kuvvetler aksel olacaktır (Şekil 5.47).

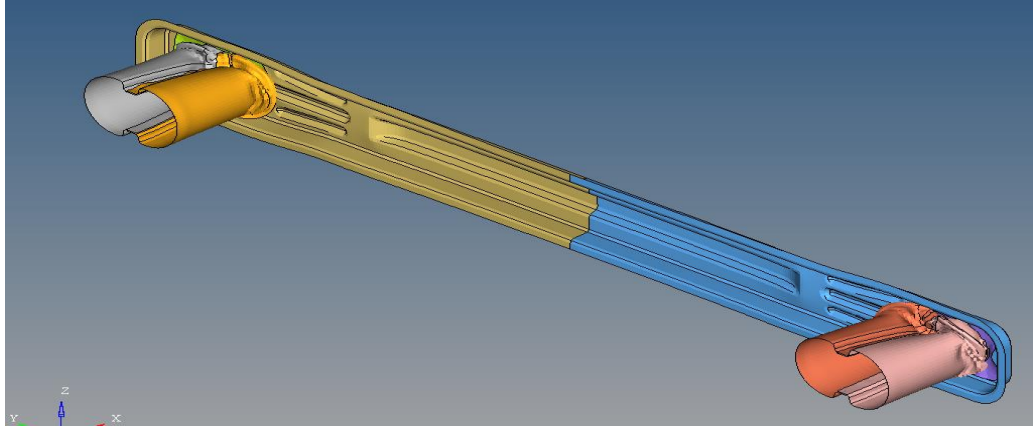


Şekil 5.47 Dördüncü darbe emici ve tampon modeline eklenen ara parça

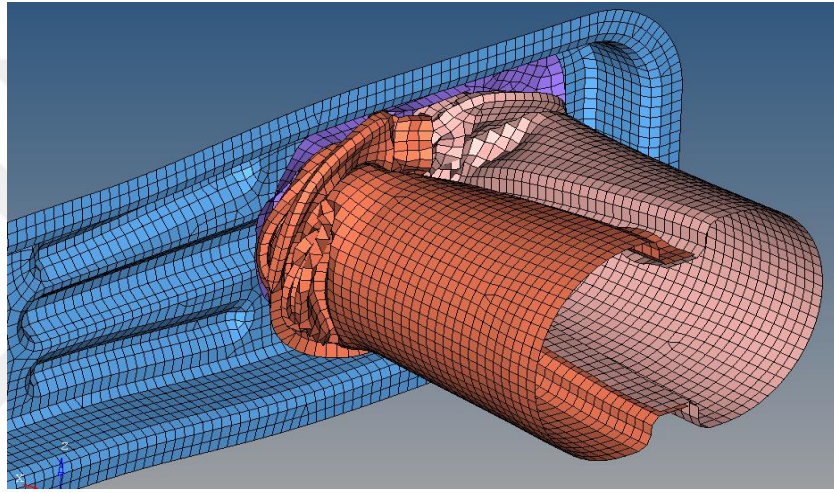
Beşinci ve altıncı modellerde sırasıyla ara parçanın fazla form değiştirmesini engelleyecek şekilde etekler eklenmiş ve tamponun imalatını kolaylaştıracak şekilde geometriler oluşturulmuştur (Şekil 5.48, 5.49, 5.50).



Şekil 5.48 Beşinci darbe emici ve tampon modeli

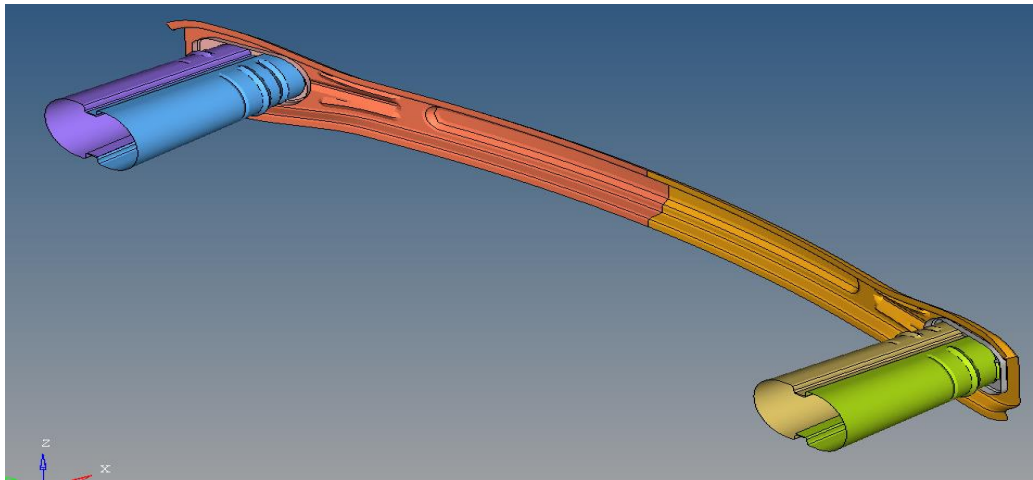


Şekil 5.49 Beşinci darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

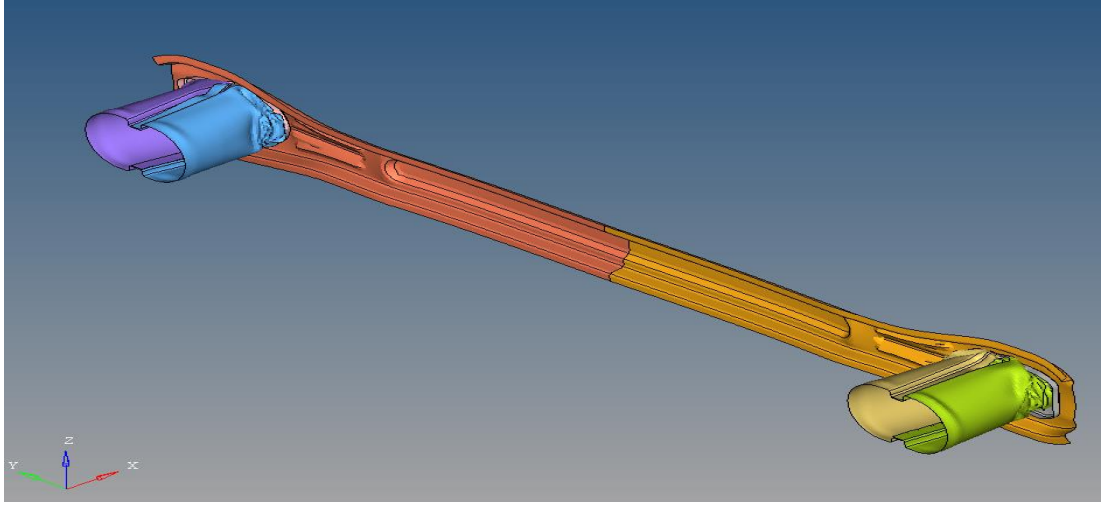


Şekil 5.50 Beşinci darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

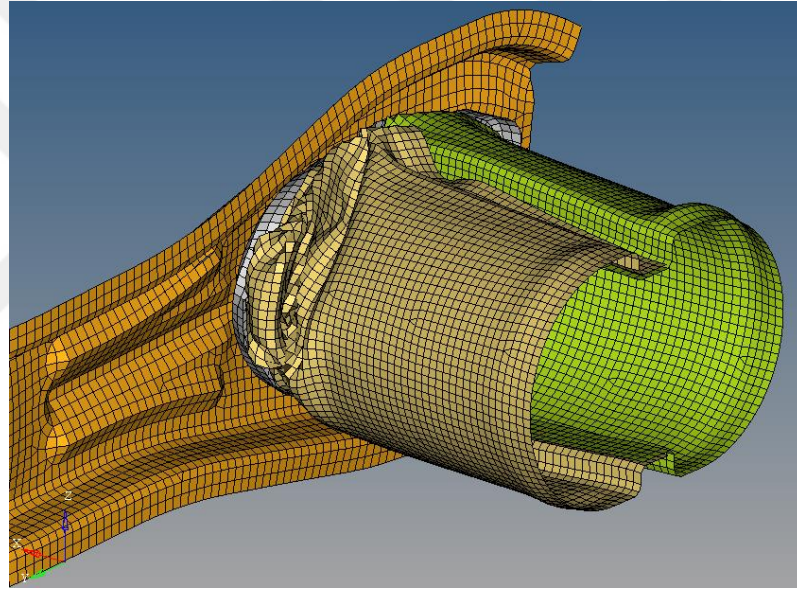
Çalışılan altıncı tampon ve darbe emici modeli optimizasyon çalışmaları yapılabilmesi amacıyla baz model olarak belirlenmiştir (Şekil 5.51, 5.52, 5.53).



Şekil 5.51 Altıncı darbe emici ve tampon modeli



Şekil 5.52 Altıncı darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

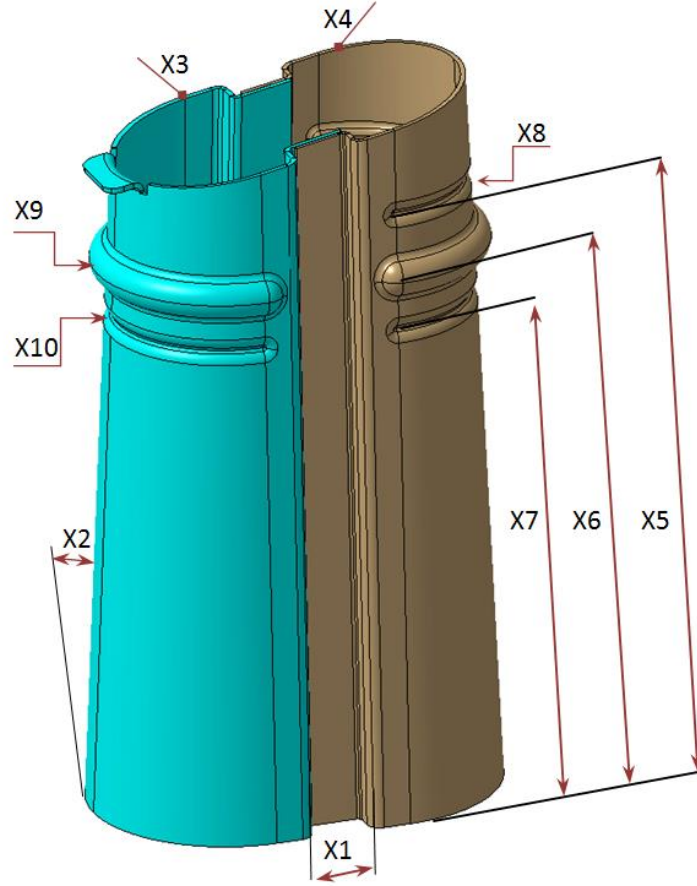


Şekil 5.53 Altıncı darbe emici ve tampon modelinin çarpışma analizi

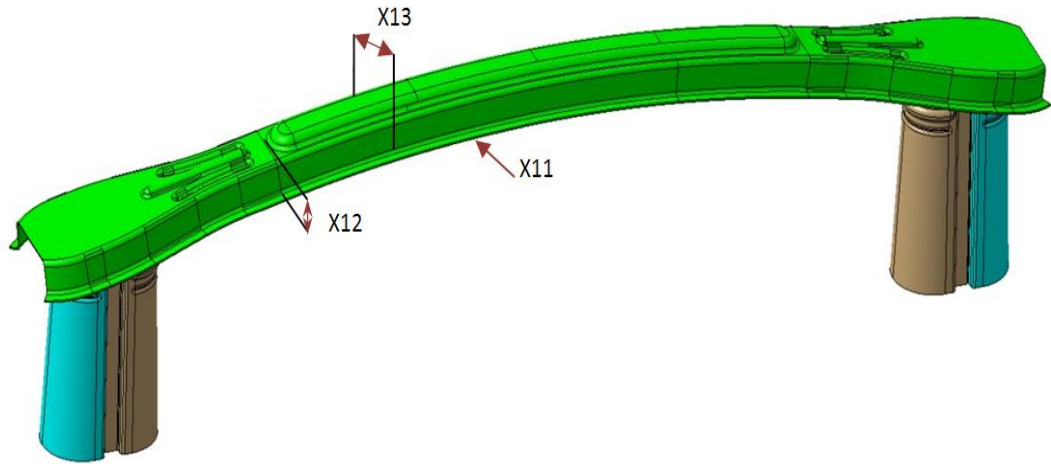
5.3. Tampon ve Darbe Emicinin Tasarım ve Optimizasyon Çalışmaları

5.3.1. Tampon ve darbe emicilerin parametrik tasarımı ve optimum modelinin belirlenmesi

Daha önceki çalışmalarda baz model olarak belirlenen tampon ve darbe emici sistem Catia V5 programında optimizasyon çalışması yapılabilmesi amacıyla 13 farklı bölgede parametre tanımlaması yapılmıştır (Şekil 5.54, 5.55).



Şekil 5.54 Parametrik tasarımda oluşturulan darbe emici değişkenleri



Şekil 5.55 Parametrik tasarımda oluşturulan tampon değişkenleri

Tampon ve darbe emiciler için optimize edilecek değişkenlerin alt limiti, ilk değeri ve üst limit değerleri Çizelge 5.6 'da verildiği gibidir.

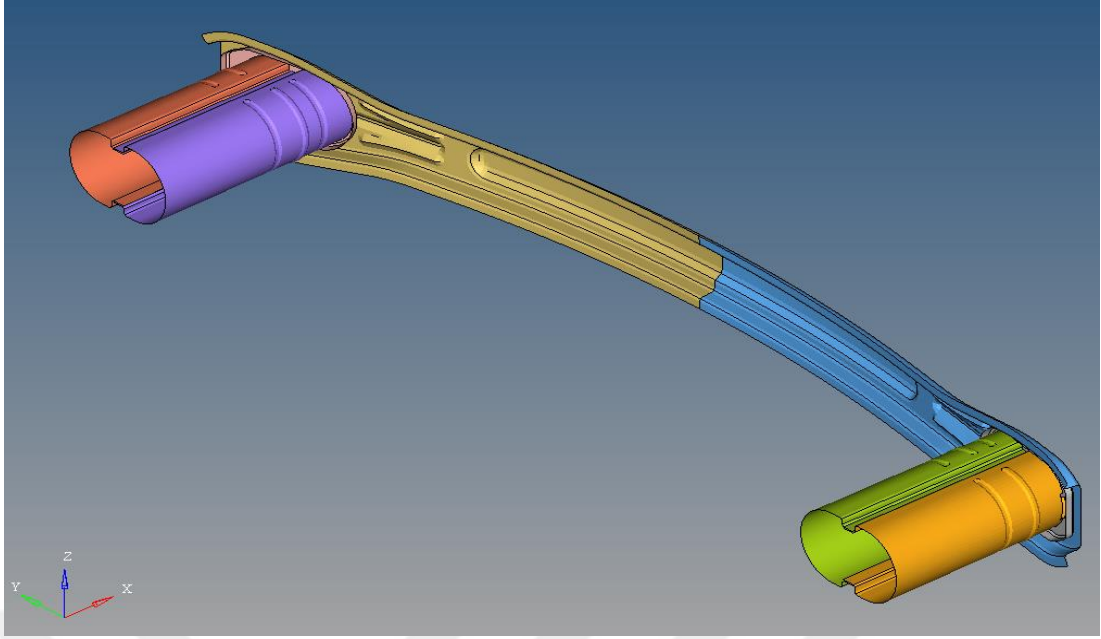
Çizelge 5.6 Tasarım değişkenlerinin alt, ilk ve üst limitleri

Tasarım Değişkenleri	Değişkenlerin Tanımlanması	Alt Limit	İlk Değer	Üst Limit
X1	Darbe Emici Dikey Oluk Genişliği	15	20	22
X2	Darbe Emici Açısı	0,5	1	5
X3	İç Darbe Emici Et Kalınlığı	1,5	1,8	1,9
X4	Dış Darbe Emici Et Kalınlığı	1,5	1,6	1,9
X5	1. Oluk Konumu	190	192	202
X6	2. Olukların Konumu	168	172	178
X7	3. Olukların Konumu	135	140	154
X8	1. Oluk Çapı	2	4	5
X9	2. Oluk Çapı	2	5	5
X10	3. Oluk Çapı	2	3	5
X11	Tampon Et Kalınlığı	1,7	2	2,1
X12	Tampon Etek Uzunluğu	18	26	32
X13	Tampon Genişliği	60	80	83

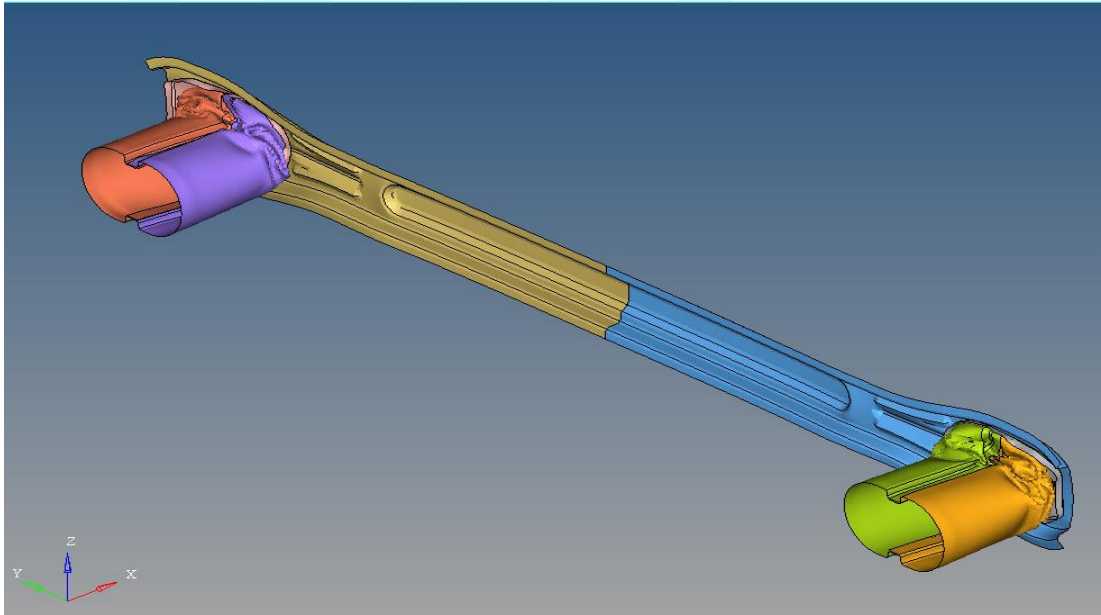
Optimizasyon sürecinde kurulacak denklemlerin elde edilmesi için cevap yüzey yaklaşımı kullanılmıştır. Bu amaçla Taguchi tabloları kullanılarak 27 adet model oluşturulmuştur (Çizelge 5.7). Oluşturulan 27 adet model çarpışma analizlerine tabi tutularak cevaplar (toplam enerji emilimi, ağırlık, pik kuvvet ve toplam yer değiştirme) elde edilmiştir (Çizelge 5.8, Şekil 5.56, 5.57). Cevap yüzey yaklaşımı ile bu cevapları veren denklemler diferansiyel gelişim algoritması kullanılarak yapılan optimizasyon sürecinde amaç ve kısıt fonksiyonu olarak kullanılmıştır. Cevap yüzey yaklaşımı ve diferansiyel gelişim algoritmasının detayları aşağıdaki bölümlerde anlatılmıştır.

Çizelge 5.7 27 adet model için oluşturulmuş Taguchi tablosu

	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	X ₇	X ₈	X ₉	X ₁₀	X ₁₁	X ₁₂	X ₁₃
1	15	0,5	1,5	1,5	190	168	135	2	2	2	1,7	18	60
2	15	0,5	1,5	1,5	196	173	144,5	3,5	3,5	3	1,9	25	71,5
3	15	0,5	1,5	1,5	202	178	154	5	5	5	2,1	32	83
4	15	2,75	1,7	1,7	190	168	135	3,5	3,5	3	2,1	32	83
5	15	2,75	1,7	1,7	196	173	144,5	5	5	5	1,7	18	60
6	15	2,75	1,7	1,7	202	178	154	2	2	2	1,9	25	71,5
7	15	5	1,9	1,9	190	168	135	5	5	5	1,9	25	71,5
8	15	5	1,9	1,9	196	173	144,5	2	2	2	2,1	32	83
9	15	5	1,9	1,9	202	178	154	3,5	3,5	3	1,7	18	60
10	18,5	0,5	1,7	1,9	190	173	154	2	3,5	5	1,7	25	83
11	18,5	0,5	1,7	1,9	196	178	135	3,5	5	2	1,9	32	60
12	18,5	0,5	1,7	1,9	202	168	144,5	5	2	3	2,1	18	71,5
13	18,5	2,75	1,9	1,5	190	173	154	3,5	5	2	2,1	18	71,5
14	18,5	2,75	1,9	1,5	196	178	135	5	2	3	1,7	25	83
15	18,5	2,75	1,9	1,5	202	168	144,5	2	3,5	5	1,9	32	60
16	18,5	5	1,5	1,7	190	173	154	5	2	3	1,9	32	60
17	18,5	5	1,5	1,7	196	178	135	2	3,5	5	2,1	18	71,5
18	18,5	5	1,5	1,7	202	168	144,5	3,5	5	2	1,7	25	83
19	22	0,5	1,9	1,7	190	178	144,5	2	5	3	1,7	32	71,5
20	22	0,5	1,9	1,7	196	168	154	3,5	2	5	1,9	18	83
21	22	0,5	1,9	1,7	202	173	135	5	3,5	2	2,1	25	60
22	22	2,75	1,5	1,9	190	178	144,5	3,5	2	5	2,1	25	60
23	22	2,75	1,5	1,9	196	168	154	5	3,5	2	1,7	32	71,5
24	22	2,75	1,5	1,9	202	173	135	2	5	3	1,9	18	83
25	22	5	1,7	1,5	190	178	144,5	3	3,5	2	1,9	18	83
26	22	5	1,7	1,5	196	168	154	2	5	3	2,1	25	60
27	22	5	1,7	1,5	202	173	135	3,5	2	5	1,7	32	71,5



Şekil 5.56 Parametrik tasarımda oluşturulan model



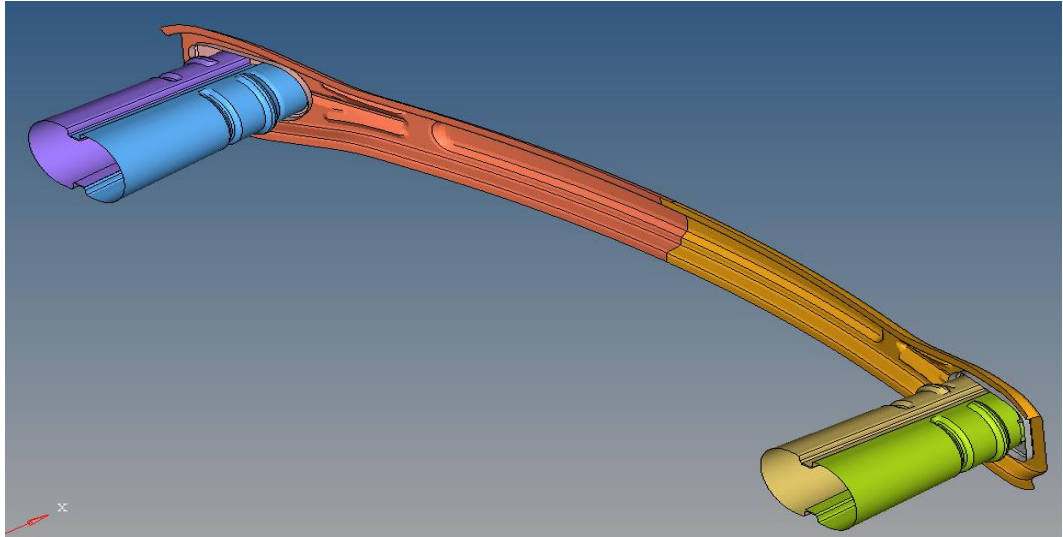
Şekil 5.57 Parametrik tasarımda oluşturulan modelin çarpışma analizi sonrası görseli

Çizelge 5.8 27 modele ait cevap (toplam enerji emilimi, ağırlık, maksimum kuvvet ve toplam yer değiştirme) değer bilgileri

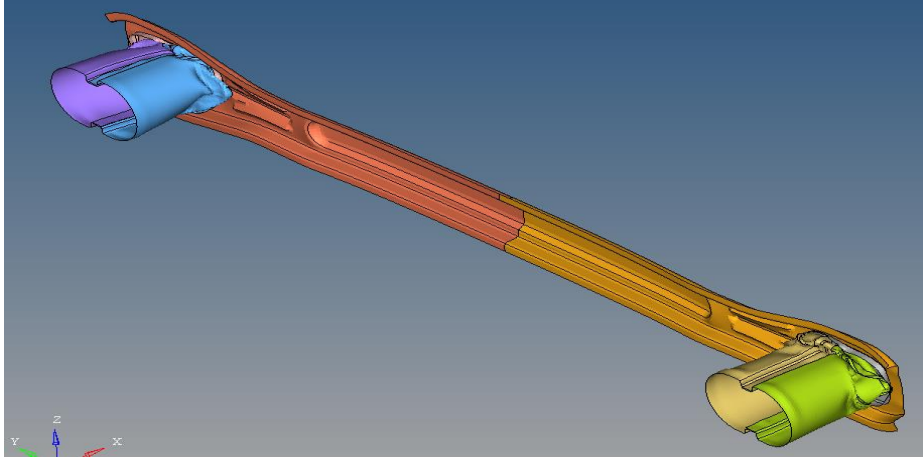
Model No	Toplam Yer Değiştirme	Toplam Pik Kuvvet	Toplam Emilen Enerji	Toplam Ağırlık	Verim (%)	Özgül Verim(%)
1	158	184	13,31	4305	45,8	30,9
2	161	156	13,41	4953	53,4	27,1
3	156	161	13,4	5678	53,4	23,6
4	143	204	13,4	5804	45,9	23,1
5	145	193	13,48	4504	48,2	29,9
6	144	210	13,48	5083	44,6	26,5
7	152	211	13,28	5261	41,4	25,2
8	137	218	13,51	5911	45,2	22,9
9	134	227	13,52	4604	44,4	29,4
10	152	160	13,33	5257	54,8	25,4
11	137	226	13,5	5480	43,6	24,6
12	137	272	13,48	5391	36,2	25,0
13	145	170	13,44	5165	54,5	26,0
14	170	210	13,3	4994	37,3	26,6
15	154	172	13,41	5227	50,6	25,7
16	140	187	13,48	4972	51,5	27,1
17	161	153	13,29	4919	54,0	27,0
18	147	174	13,44	4772	52,5	28,2
19	139	184	13,51	5384	52,8	25,1

20	151	166	13,22	5340	52,7	24,8
21	139	251	13,35	5529	38,3	24,1
22	158	170	13,24	5278	49,3	25,1
23	144	210	13,44	5120	44,4	26,3
24	146	183	13,44	5108	50,3	26,3
25	161	185	13,5	4844	45,3	27,9
26	163	219	13,42	5047	37,6	26,6
27	164	162	13,3	4873	50,1	27,3

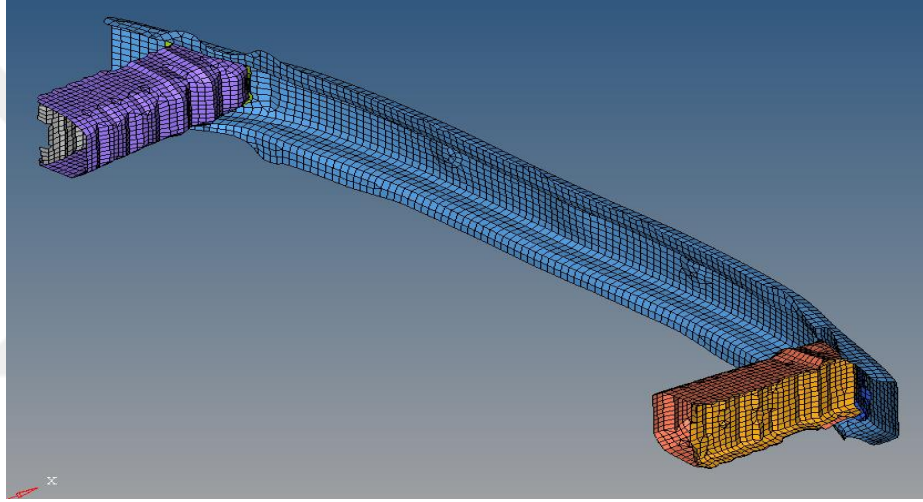
Cevap yüzey yaklaşımı ile bu cevapları veren denklemler diferansiyel gelişim algoritması kullanılarak optimizasyonlar tamamlanmıştır. Optimizasyondan elde edilen sonuçlar parametrik modele uygulanmış ve en uygun geometri belirlenmiştir. Oluşturulan 3D model çarpışma analizine tabi tutulmuş ve sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 5.58, 5.59). Elde edilen sonuçlar ile hedef ürün olarak belirlenen Yaris modelinin cevap değerleri karşılaştırılmıştır (Şekil 5.60, 5.61, 5.62, 5.63).



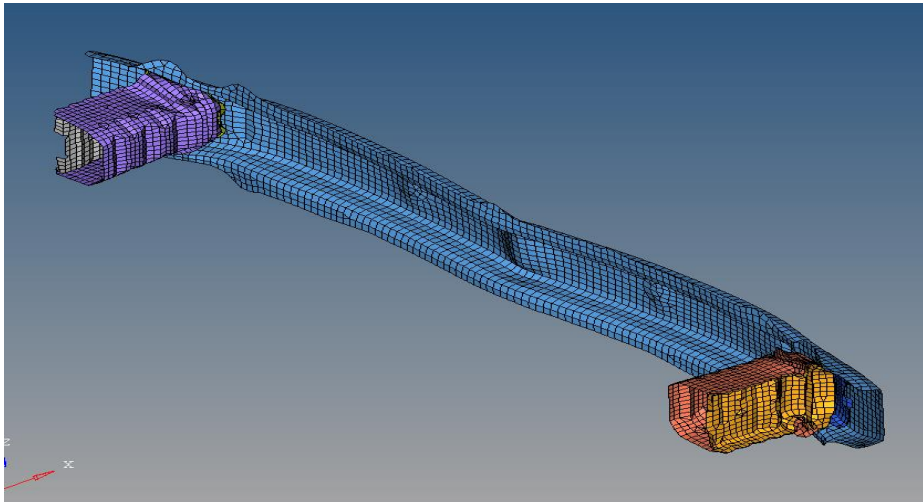
Şekil 5.58 Parametrik tasarımda oluşturulan optimum model



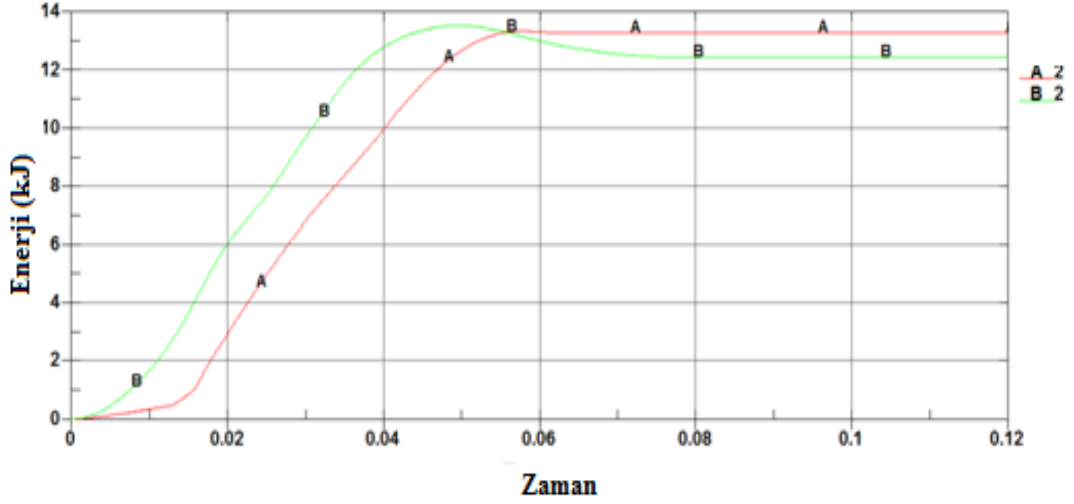
Şekil 5.59 Parametrik tasarımda oluşturulan optimum modelin çarpışma analizi sonrası görseli



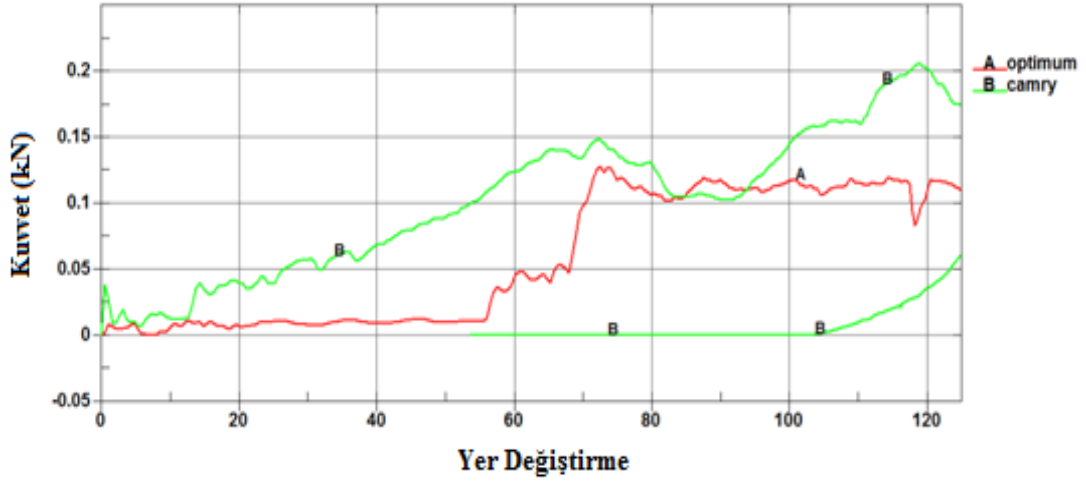
Şekil 5.60 Yaris aracına ait tampon ve darbe emici modeli



Şekil 5.61 Yaris aracına ait tampon ve darbe emici modelinin çarpışma analizi sonrası görseli



Şekil 5.62 Yaris ve optimum tampon ve darbe emici modele ait enerji-zaman grafiği



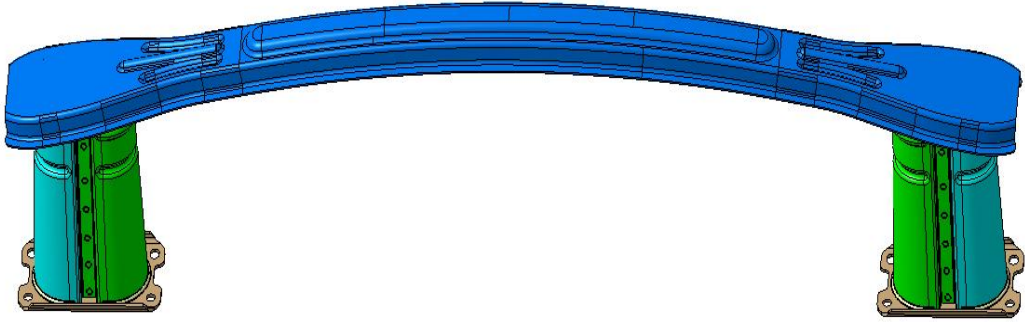
Şekil 5.63 Yaris ve optimum tampon ve darbe emici modele ait kuvvet-konum grafiği

Yapılan karşılaştırmalar sonucu istenildiği gibi pik kuvvet değeri 205 N değerinden 127 N değerine düşürülmüştür. İki model karşılaştırıldığında ağırlıkta %40 azalma sağlanmıştır. Aynı şekilde Yaris modelinde Enerji verimi %50 iken optimum olarak geliştirilen modelde enerji verimi %64 değerine çıkartılmıştır. Bununla beraber özgül verim (birim ağırlık başına düşen enerji verimi) %18'den %32'ye çıkartılmıştır (Çizelge 5.9).

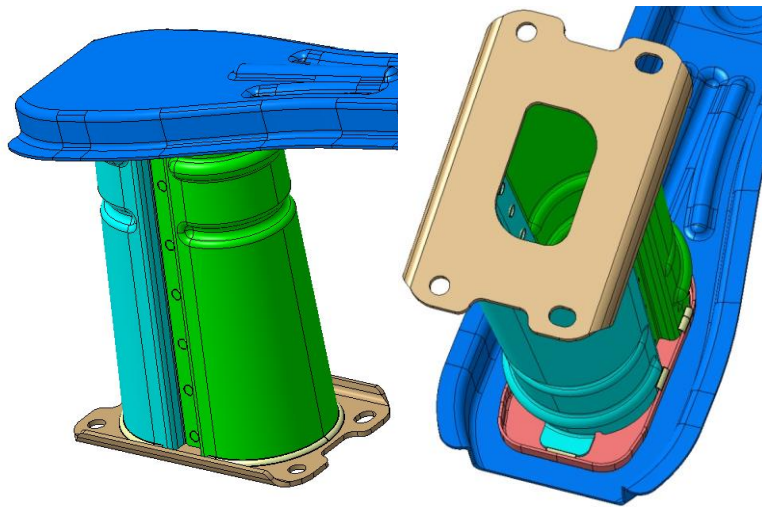
Çizelge 5.9 Optimum model ve Yaris modeline ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması

	Toplam Yer Değiştirme	Toplam Pik Kuvveti	Toplam Enerji Emilimi	Verim	Özgül Verim	Ağırlık
Optimum	165	127	13,45	64%	32%	4132
Yaris	131	205	13,5	50%	18%	7314

Optimum olarak belirlenen tampon ve darbe emici geometri üzerine araç bağlantısı için kullanılan taban braketleri eklenmiştir. Kaynak (Gazaltı ve Punta) bölgeleri belirlenmiş ve malzeme listeleri oluşturularak ürün son halini almıştır (Şekil 5.64, 5.65, Çizelge 5.10).












Şekil 5.64 Optimum tampon ve darbe emici geometrinin son hali



Şekil 5.65 Optimum tampon ve darbe emici geometrinin kaynak tanımlamaları

Çizelge 5.10 Tampon ve darbe emici geometrinin ağırlık ve kalınlık bilgileri

No	Parça Adı	Parça Resmi	Adet	Kalınlık (mm)	Ağırlık (gr)
1	Ön Tampon		1	1,7	2043
2	Darbe Emici İç Parça Sol		1	1,5	485
3	Darbe Emici Dış Parça Sol		1	1,5	477
4	Darbe Emici İç Parça Sağ		1	1,5	485
5	Darbe Emici Dış Parça Sağ		1	1,5	477
6	Üst Kapak Braketi Sol		1	1,4	116
7	Üst Kapak Braketi Sağ		1	1,4	116
8	Taban Braketi Sol		1	3	326
9	Taban Braketi Sağ		1	3	326
				TOPLAM	4851

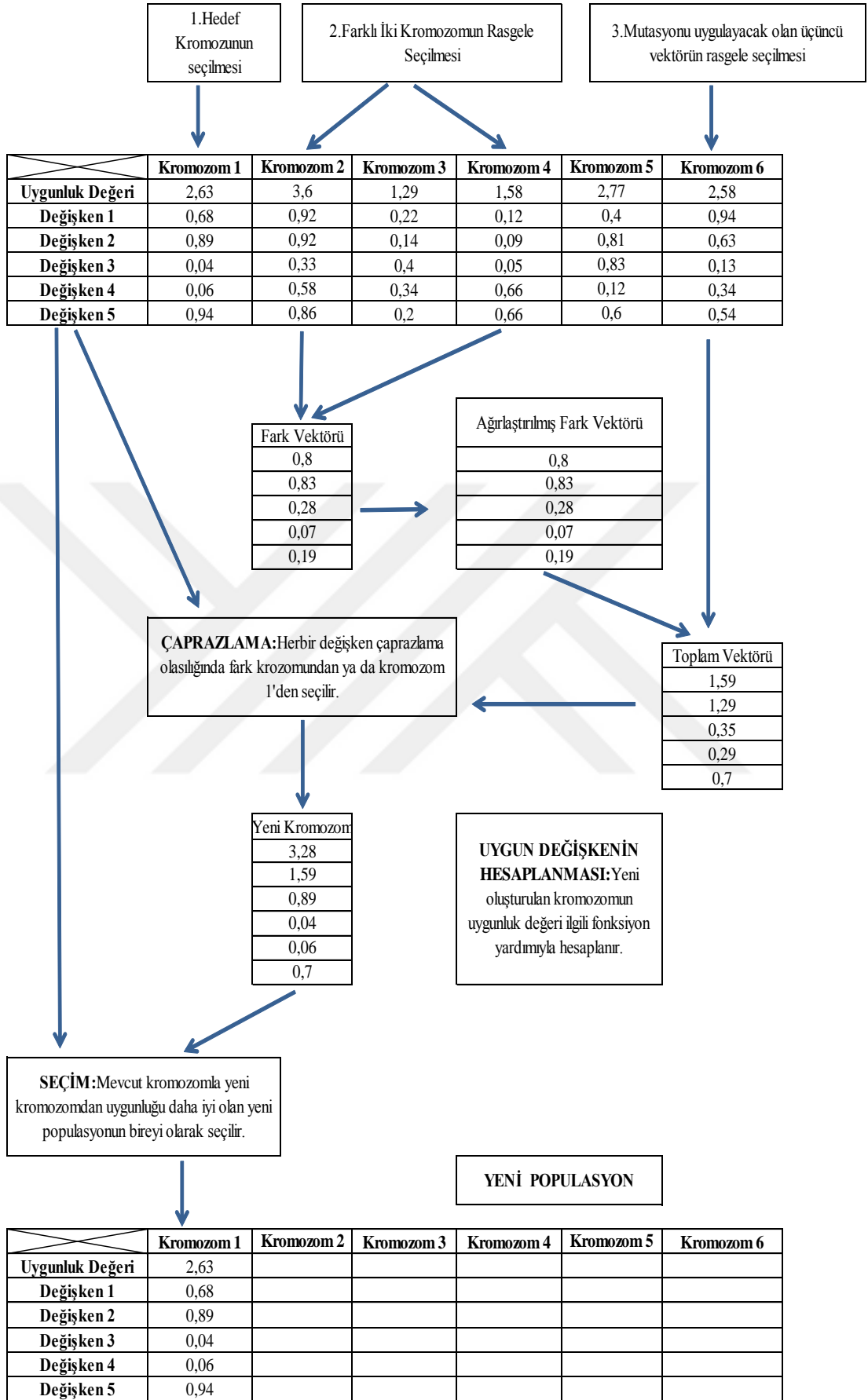
5.3.2. Tampon ve darbe emicilerin optimizasyonunda kullanılan yöntemler

Diferansiyel gelişim algoritması

Price ve Storn tarafından 1995 yılında geliştirilen diferansiyel gelişim algoritması, sürekli verilerin konu olduğu problemlerde sonuç ortaya koyabilen, popülasyon temelli genetik algoritmaya dayanan sezgisel bir optimizasyon metodudur [28].

Genetik algoritmasına benzer olarak diferansiyel gelişim algoritmasında seçim operatörleri, mutasyon ve çaprazlama kullanılmaktadır. Diferansiyel gelişim algoritmasında tüm popülasyona sırasıyla her bir operatörün uygulanması bu methodu genetik algoritmadan farklı kılmaktadır. Yeni bir bireyin elde edilmesi kromozomların tek olarak ele alınması ve rastgele seçilen diğer üç kromozomda kullanılması ile mümkündür. Elde edilen yeni kromozom ile mevcut durumdaki kromozom karşılaştırılarak yeni ve daha iyi olan birey olarak bir sonraki popülasyona aktarılmaktadır (Şekil 5.66) [29].

Diferansiyel gelişim algoritması dışındaki diğer algoritmalar binlerle ifade edilen satırlardan oluşan kodlar söz konusu iken diferansiyel gelişim algoritması için yaklaşık 20 satırlık kodun yeterli olabilmesi onun diğer algoritmalarından ayrı bir üstün yönü olarak ortaya çıkmaktadır [30].



Şekil 5.66 Algoritmanın şematik diyagram formunda gösterimi [29]

Problem ve Parametreler ;

NP: Popülasyon büyüklüğü (kromozom sayısı) $NP \geq 4$ (1,2,3,.....,i)

D: Değişken sayısı (gen sayısı) (1,2,3,.....,j)

CR: Çaprazlama oranı [0.1, 1.0]

G: Jenerasyon (1,2,3,....., G_{max})

F: Ölçekleme faktörü

$x_{j,i,G}$: G jenerasyonunda, i kromozomunun j parametresi (gen)

$n_{j,i,G+1}$: $x_{j,i}$ G den bir sonraki jenerasyon için üretilen kromozom

$u_{j,i,G+1}$: Yeni kromozomun üretilmesinde kullanılacak rastgele seçilmiş kromozomlar $r_1, r_2, r_3 \in \{1, 2, 3, \dots, NP\}$ $r_1 \neq r_2 \neq r_3 \neq i$

$x_{j(1)}, x_{j(u)}$: Değişkenlere ait alt ve üst sınır değerleri

Genel olarak optimizasyon problemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$\text{Minimize } f(x) \quad (5.1)$$

$$\text{Kısıtlar } g_k(x) \leq 0 \quad (5.2)$$

$$x_{j(1)} \leq x_j \leq x_{j(u)} \quad j= 1, \dots, n \quad (5.3)$$

f (x) amaç fonksiyonu, g_k (x) kısıt seti ve $x=\{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}$ gerçek değerleri değişkenler setidir. $x_{j(1)}$ ve $x_{j(u)}$ sırasıyla değişkenlere ait alt ve üst sınır değeridir.

Aşağıdaki adımlar izlenerek probleme ait amaç fonksiyonu, kısıtlar ve değişkenler belirlendikten sonra diferansiyel gelişim algoritması uygulanmaktadır.

Adım.1 Kodlama ve Başlangıç Popülasyonu;

$$\forall i \leq NP \cap \forall j \leq D : x_{j,i,G=0} = x_j^{(l)} + \text{rand}_j[0,1] \cdot (x_j^{(u)} - x_j^{(l)}) \quad (5.4)$$

Adım.2 Mutasyon;

$$\forall j \leq D : n_{j,i,G+1} = x_{j,r_3,G} + F \cdot (x_{j,r_1,G} - x_{j,r_2,G}) \quad (5.5)$$

Adım.3 Çaprazlama;

$$\forall j \leq D : x_{j,u,G+1} = \begin{cases} x_{j,n,G+1} & \text{eğer } \text{rand} [0,1] \leq RC \cup j = j_{\text{rand}} \\ x_{j,i,G} & \text{aksi durumda} \end{cases} \quad (5.6)$$

Adım.4 Uygunluk Fonksiyonu;

$u_i, G+1$ 'e ait tüm u_j değerleri problemin amaç fonksiyonuna girilerek kromozomun değerleri hesaplanır.

Adım.5 Seçim;

$$\forall i \leq NP : x_{i,G+1} = \begin{cases} x_{u,G+1} & \text{eğer } f(x_{u,G+1}) \leq f(x_{i,G}) \\ x_{i,G} & \text{diğer durumlarda} \end{cases} \quad (5.7)$$

Adım.6 Algoritmanın Durdurulması;

$$\varepsilon \sim 10^{-6}$$

$$G = G_{\max}$$

$$f_{\max} - f_{\min} \leq \varepsilon \quad (5.8)$$

Cevap yüzey yaklaşımı

Box ve Wilson tarafından 1951 yılında “Denemelerin Optimum Koşullara Ulaşması” ismi ile cevap yüzey yöntemi geliştirilmiş ve tanımlanmıştır. Yanıt yüzey yöntemi, süreç değişkenlerinin deneysel alanını incelemek ve deneysel stratejileri, sistemin yanıtı ve üzerinde etkili olan bağımsız değişkenler ile arasında olan ilişkiyi belirlemek amacıyla yanıt yüzey yöntemi kullanılmaktadır. Yanıt yüzey yöntemi, sistem yanıtında kullanılan ve süreç değişkenlerinin istenilen etkiyi gösterdiği seviyelerinin bulunması amacıyla kullanılan optimizasyon tekniklerini içermektedir [31].

Cevap yüzey yöntemi eleme denemeleri ile çözümün veya ürünün optimizasyonu ve bölge araştırmasından oluşmaktadır. Daha verimli esas deneme yapılmasına ve bu

denemelerin daha az sayıda gerçekleştirilmesine izin veren aşama eleme denemeleri aşamasıdır. Eleme denemeleri ile belirlenmiş bağımsız değişkenlerin sistemin cevabında oluşturdukları değerlerin, optimum noktaya yakın sonuçlar verip vermediğini bölge araştırması ile sağlanmaktadır. İşlemin veya ürünün optimizasyonu işlem optimum noktaya yaklaşıldığında anda başlar. Gerçek yanıt fonksiyonu en uygun nokta etrafında önemli bir eğrilik göstermekte ve saptanmasında genellikle ikinci dereceden polinom modeller, üssel modeller veya eksponensiyel modeller ve lineer olmayan modeller kullanılmaktadır. Uygun modelin ortaya konulması ile birlikte elde edilmiş model optimum noktanın araştırılmasında kullanılır [32].

Yanıt yüzey modelinin oluşturulması

Sistem cevabının bağımsız değişkenin bir lineer fonksiyonu olması durumunda yaklaşma sağlanıyorsa modelde birinci dereceden polinom denklem tercih edilebilir. Ancak cevap yüzeyinde lineer olmayan eğriler mevcutsa bu durumda iki veya daha yüksek mertebeden polinom denklemleri kullanılmalıdır. Bu gibi durumlarda birinci dereceden polinom denklemleri problemi tanımlamada yetersiz kalmaktadır. Yanıt yüzey yönteminde ikinci dereceden polinom denklemlerinin tercih edilmesinin birçok sebebi mevcuttur. Değişik fonksiyonel formlar olarak gerçek cevap yüzeyinin tahmin edilmesini kolaylaştırmakta, katsayılar en küçük kareler metodu kullanılarak işlem kalabalığı olmadan belirlenmekte ve optimum noktaya çok daha kolay bir şekilde ulaşılmaktadır [33].

Polinom modellere benzerlik gösteren üssel modeller de empirik modeller olup polinom modellerin bazı dezavantajlarını elimine ederler. Araştırmacılar tarafından kullanılan üssel modeller Eşitlik 5.9 ve Eşitlik 5.10'da gösterilmiştir. En küçük kareler yöntemi kullanılarak bu modellerin katsayıları tahmin edilebilmektedir.

$$y_i = \beta_0 + \sum_{i=1}^m \beta_i x_i^{r_i} \quad (5.9)$$

$$y_i = \beta_0 + \sum_{i=1}^m \beta_i (x_i - x_{0,i})^{r_i} \quad (5.10)$$

Üs r_i 'nin negatif olması ters terimleri oluşturur ve yanıt içindeki pik ile temsil edilir. Üssel model kullanılarak tahminlenen yanıtların bazı durumlarda transformasyonunun deneysel verilerin temsilini iyileştirdiği rapor edilmiştir [33].

Yanıtların tahminlenmesin de kullanılan exponansiyal modeller Eşitlik 5.11, Eşitlik 5.12 ve Eşitlik 5.13'te gösterilmiştir. Eşitlik 5.12'te olduğu gibi pek çok exponansiyal model tek bağımsız değişken içermektedir. Birden fazla bağımsız değişken içeren exponansiyal modeller yanıt alogaritma transformasyonu yapıldıktan sonra kullanılabilir. Eşitlik 5.12'te olduğu gibi pek çok exponansiyal model tek bağımsız değişken içermektedir. Birden fazla bağımsız değişken içeren exponansiyal modeller yanıt alogaritma transformasyonu yapıldıktan sonra kullanılabilir.

$$\log y_i = \beta_0 + \sum_{i=1}^m \beta_i x_i \quad (5.11)$$

$$y = \beta_0 + (1 - e^{-\beta_1 x_i}) \quad (5.12)$$

$$\log \left(\frac{y_0 - y_i}{y_i} \right) = \beta_0 + \sum_{i=1}^m \beta_i x_i \quad (5.13)$$

Bir veya daha fazla bağımsız değişken ile bağımlı değişken (yanıt) arasındaki ilişkiyi fonksiyonel olarak inceleyen model parametrelerinin tahmininde kullanılan lineer regresyon analizi, istatistiksel bir methoddur. Regresyon katsayıları çoklu lineer regresyon modelinde, en küçük kareler yöntemi kullanılarak tahmin edilmektedir. Yanıt yüzeyin tahmin edilmesini sağlayan ve en küçük kareler yönteminin uygulandığı 2. dereceden polinomial denklem Eşitlik 5.14'de gösterilmektedir. Seçilen modelin matematiksel formunun uygun olduğu, dolayısıyla gerçek ortalama yanıtı temsil edebildiği, denemelerde rastgele hatanın (ϵ) birbirinden bağımsız normal dağılım gösterdiği, ayrıca beklenen değerinin ($E[\epsilon]=0$), ve varyansının (σ_2) sabit ($\text{Var}[\epsilon]=\sigma_2$), ($\epsilon \sim N(0, \sigma_2)$) olduğu en küçük kareler yöntemi uygulanırken varsayılmıştır. Yapılan hipotez testlerinin geçerliliği açısından rastgele hatanın (ϵ_i) normal dağılıma sahip olması, katsayılar ve regresyon modelinin doğruluğu üzerinde önem kazanmaktadır. En iyi yansız tahminleyicilerinin elde edilmesi rastgele hatanın (ϵ_i) birbirinden bağımsız ve varyansının sabit olması ile sağlamaktadır [34].

$$y_i = \beta_0 + \sum_{1 \leq j \leq m} \beta_j x_j + \sum_{1 \leq k \leq m} \beta_k x_j x_k + \epsilon_i \quad (i=1,2,3, \dots, n) \quad (5.14)$$

Burada, m bağımsız değişken sayısını, y_i bağımlı değişkeni, n gözlem sayısını, β 'lar tahminlenecek model katsayılarını, x_{ij} bağımsız değişkeni, ε_i ise gözlemdaki rastgele hatayı ifade etmektedir [32].

5.4. Sac Şekillendirme Etkisi Dahil Edilerek Yapılan Çarpışma Analizi ve Şekillendirme Geçmişi Aktarılmadan Gerçekleştirilen Çarpışma Analizinin Karşılaştırılması

Literatür araştırmalarında da belirtildiği gibi gerçekçi çarpışma sonuçları elde etmek için tampon ve darbe emcilerin ideal geometrilerinin yanı sıra şekillendirme sırasında oluşan etkileri de düşünülmelidir. Araç yapısında kullanılan parçaların birçoğu sac şekillendirme işlemiyle üretilirler. Üretim işlemi sırasında sac parçalarda şekillendirmeye bağlı olarak üniform olmayan dağılımlar ortaya çıkmaktadır. Şekillendirmeye bağlı olarak gelişen plastik şekil değişim sırasında parçalarda kalınlık, incelme ve katlanmalar meydana gelmektedir. Bu durumlara rağmen yapılan bir çok literatür çalışmasında şekillendirmeden kaynaklı oluşan hatalar dikkate alınmadan çarpışma analizleri gerçekleştirilerek sonuçlar elde edilmiştir. Ortaya konulan bu hataların çarpışma analizlerde hesaba dahil edilmemesi çarpışma performanslarının elde edilmesinde hatalı sonuçlara sebebiyet verdiği gözlemlenmiştir.

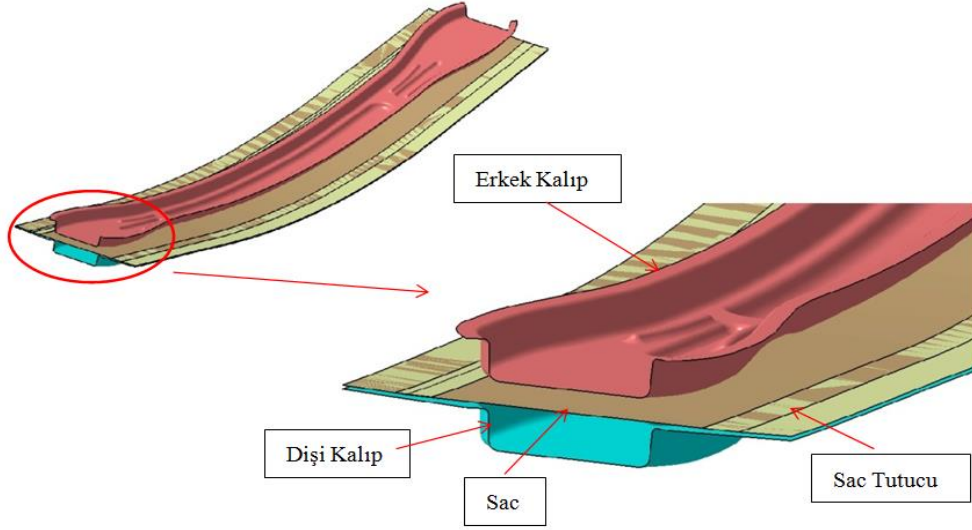
Bu sebeple tez çalışması kapsamında optimum olarak belirlenen darbe emici ve tampon gövdesi için sac şekillendirme etkisi dahil edilerek çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekillendirme analizlerini gerçekleştirmek amacıyla Hyperworks sonlu elemanlar yazılımı içerisinde bulunan Hyperform forming modülü kullanılmıştır.

5.4.1. Optimum olarak belirlenen tampon ve darbe emici modellerin sac şekillendirme analizleri

Sonlu elemanlar modelinin hazırlanması

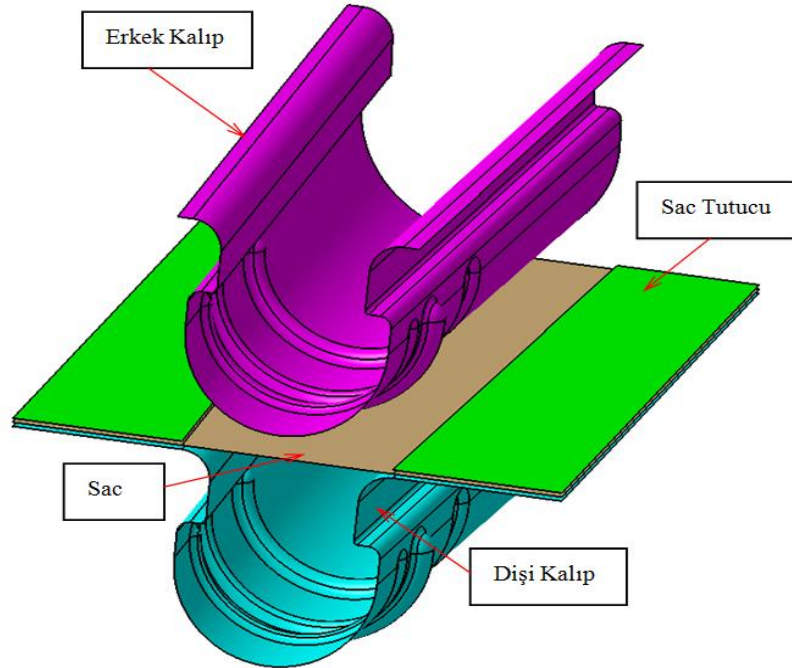
Tez çalışmasının daha önceki bölümlerinde ortaya konulan optimum darbe emici ve tamponun, sac şekillendirme kalıpları için sonlu elemanlar modeli hypermesh yazılımında tamamlandıktan sonra Radioss yazılımında çözdürülerek sac şekillendirme analizi gerçekleştirilmiştir.

Sac şekillendirme analizinde ilk olarak tampon sacı için dişi kalıp tasarımı yapılmış ve daha sonra dişi kalıba uygun bir erkek kalıp tasarımı oluşturulmuştur. Bu işlemlerin ardından şekil verilecek sac tasarımı yapılmış ve sisteme uygun bir sac tutucu tasarımı ile sistem tamamlanmıştır (Şekil 5.67).



Şekil 5.67 Tampona ait sac şekillendirme kalıpları

Aynı şekilde darbe emiciler için de sac şekillendirme analizine uygun kalıp tasarımları oluşturulmuştur (Şekil 5.68).

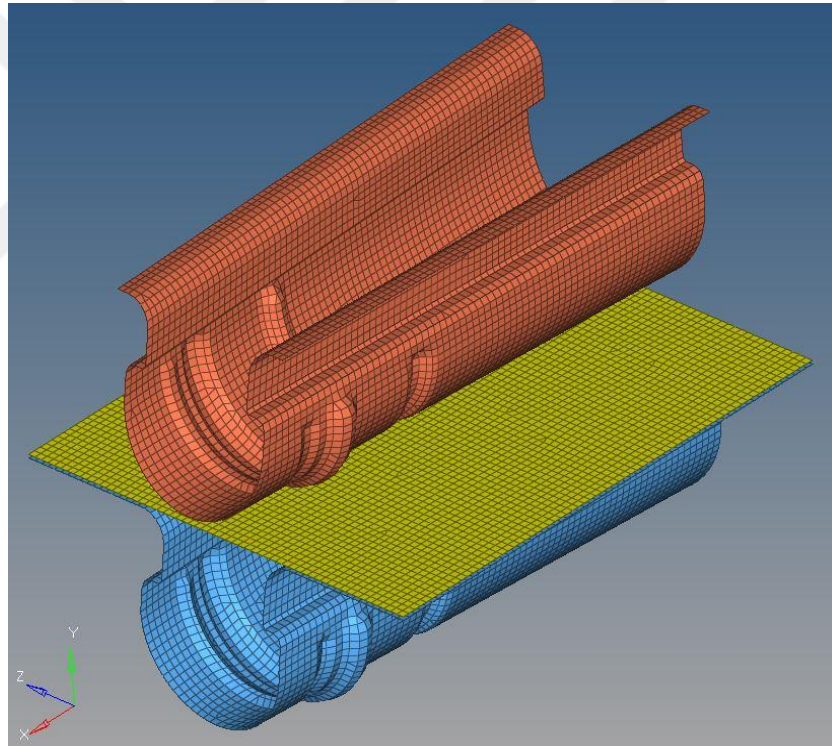


Şekil 5.68 Darbe emici parçasına ait sac şekillendirme kalıpları

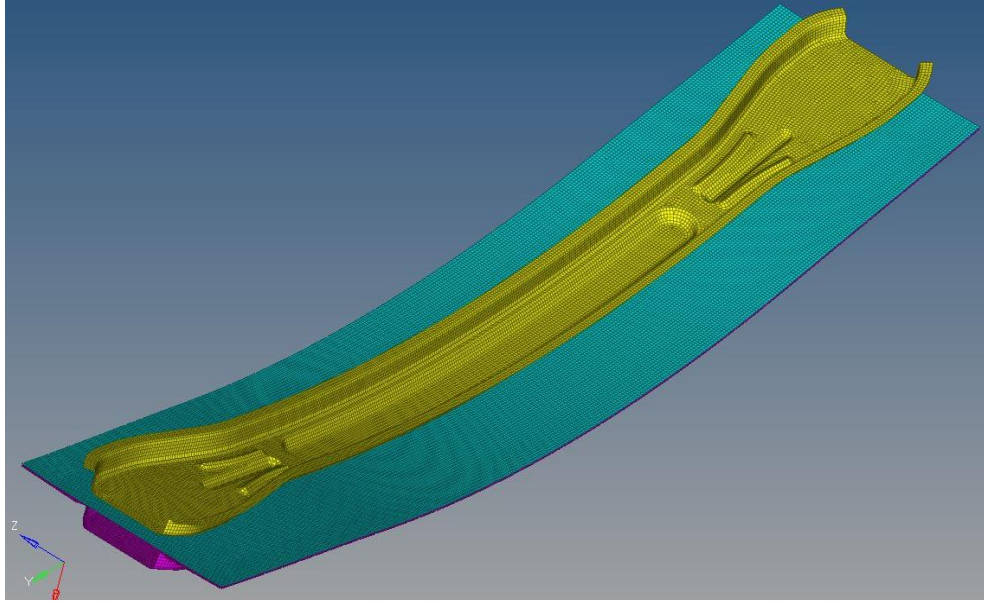
Sonlu elemanların tipi ve büyüklüğü

Tez projesi kapsamında sac şekillendirme analizi yapılacak olan tampon ve darbe emiciler ince cidarlı, homojen kalınlığa sahip ve boyutlarının yanında kalınlıkları çok küçük olmasından dolayı kabuk (shell) elemanlarla modellenmiştir. HyperMesh yazılımında 4 düğüm noktalı Belytschk-Lin-Tsay kabuk eleman formülasyonu (Type 2), kalınlık doğrultusunda beş integrasyon noktası ile modellenmiştir.

Sonuçlardaki istenilen doğruluk ve analiz süresi sonlu elemanlar modelleri oluşturulurken göz önüne alınmış olup, 3x3 mm boyutlarındaki dört düğüm noktalı quadrilateral kabuk elemanlar kullanılmıştır. Optimum olarak geliştirilen tampon ve darbe emicisine ait kalıplar sonlu elemanlar ağ yapısı ile modellenmiştir (Şekil 5.69, 5.70).



Şekil 5.69 Darbe emici kalıplarının sonlu elemanlar mesh modeli



Şekil 5.70 Tampon kalıbına ait sonlu elemanlar mesh modeli

Malzeme modeli

HyperForm yazılım kütüphanesindeki malzeme modellerinden biri olan elasto-plastik malzeme türü darbe emiciler ve tamponlar için parçalı doğrusal izotrop plastik malzeme seçilimi yapılmıştır. Bu çalışmada darbe emici sac malzemeleri için DP 600, tampon sacı için S 500 MC çeliği kullanılmıştır.

Mekanik Özellikler (DP 600 Malzemesi):

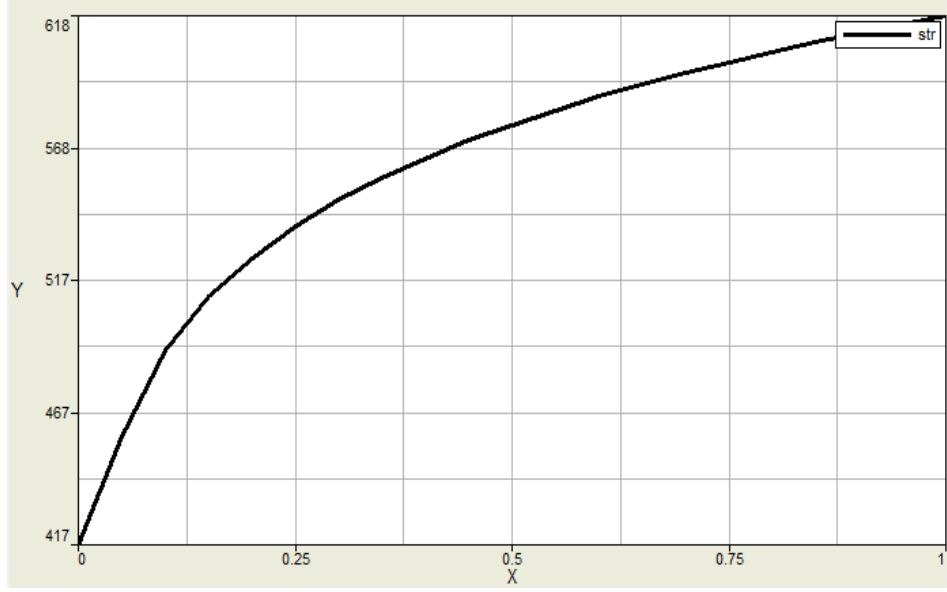
Malzemenin Yoğunluğu (R_O)= 7850 kg/m³

Elastisite Modülü (E)= 210 GPa

Poisson Oranı (P_R) = 0.3

Akma Gerilmesi = 417 MPa

Kullanılan DP 600 çelik malzemenin darbe emiciler için plastik bölgedeki gerilme-gerinim eğrisi Şekil 5.71' de gösterilmektedir.



Şekil 5.71 DP 600 malzeme için gerilme-gerinim eğrisi

Mekanik Özellikler (S 500 MC Malzemesi):

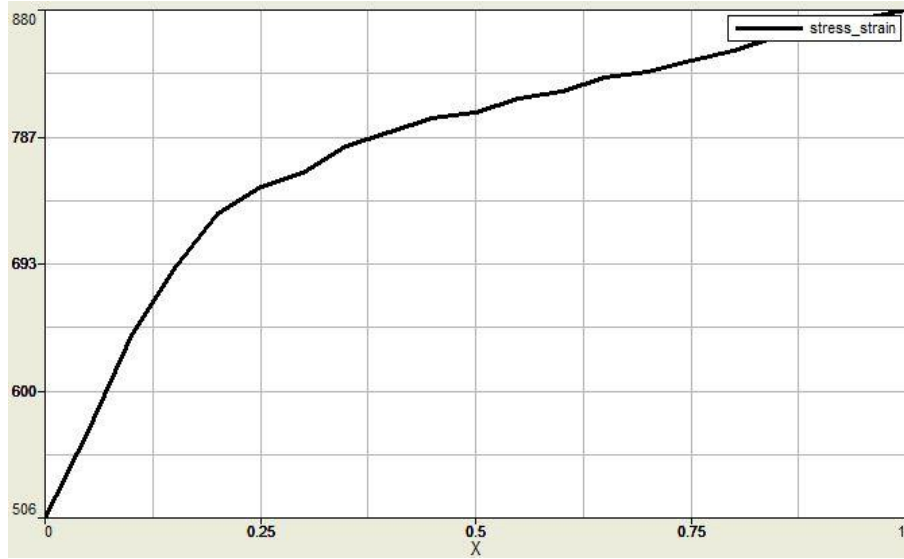
Malzemenin Yoğunluğu (R_0)= 7850 kg/m³

Elastisite Modülü (E)= 210 GPa

Poisson Oranı (P_R) = 0.3

Akma Gerilmesi (SIGY)= 500 MPa

Kullanılan S 500 MC çelik malzemenin tampon için plastik bölgedeki gerilme-gerinim eğrisi Şekil 5.72' de gösterilmektedir.



Şekil 5.72 S 500 MC malzeme için gerilme-gerinim eğrisi

Sac şekillendirme analiz parametreler

Sac şekillendirme analizi hazırlık aşamasında kullanılan parametreler;

-Erkek kalıbın hareket mesafesi için, erkek kalıp ve dişi kalıp arasındaki mesafe ölçülmüş ve sac kalınlığı miktarı kadar azaltılarak erkek kalıbın hareket bölgesi belirlenmiştir.

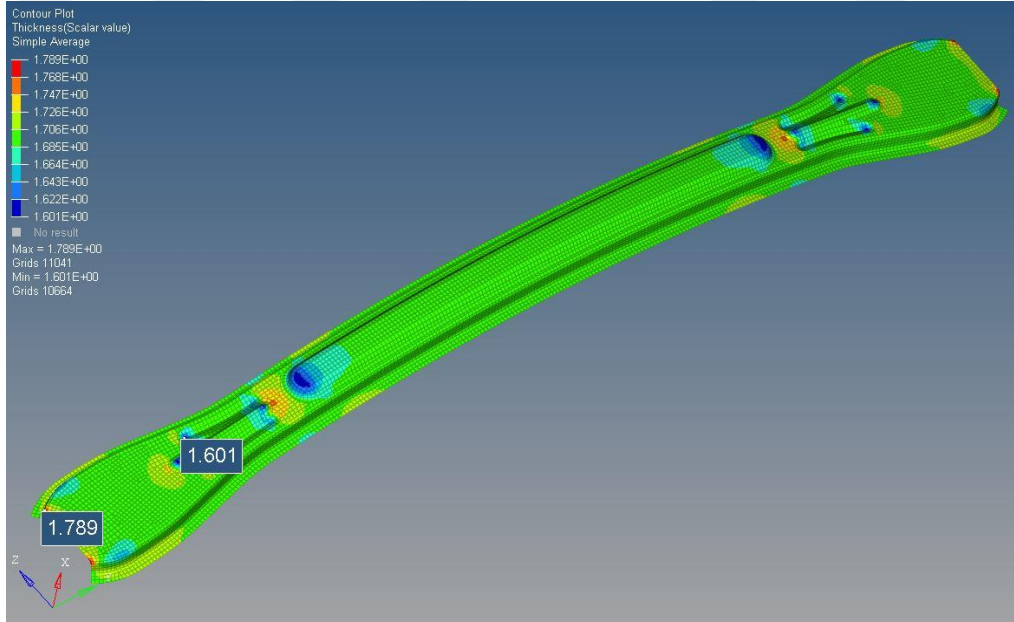
-Erkek kalıbın z yönündeki hareket hızı 2000 mm/s olarak belirlenmiştir.

-Son olarak sac tutucunun, saca uygulamış olduğu kuvvet 70.000 N olarak belirlenmiştir.

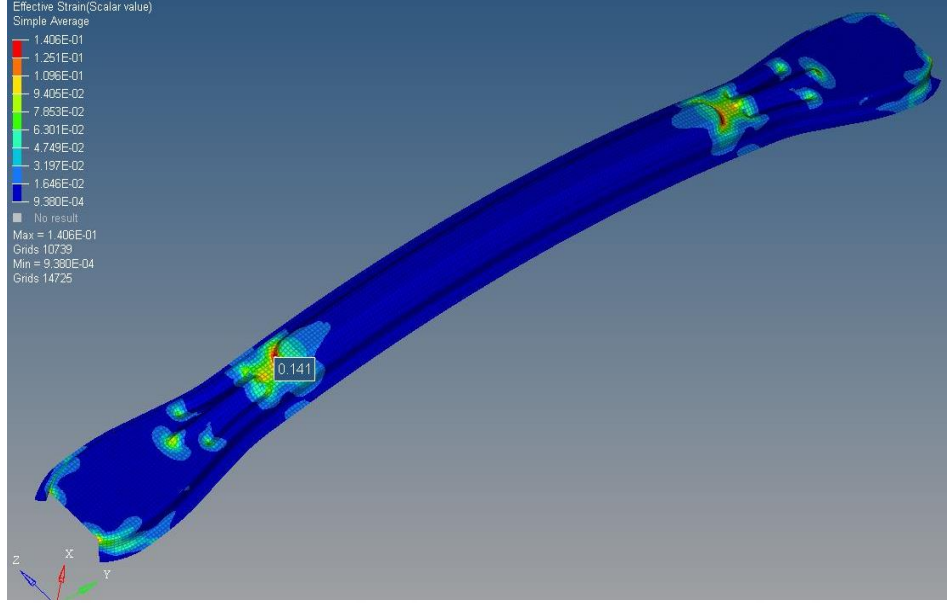
5.4.2. Tampon ve darbe emicilerin sac şekillendirme analizi ve sonuçları

Sonlu elemanlar modeli hazırlanan tampon ve darbe emicilerin sac şekillendirme analizleri tamamlanmıştır. Bu analizler sonucu parçalarda meydana gelen kalınlık değişimleri, gerilmeler ve şekillendirme sınır diyagramları elde edilmiştir.

Tampon sacı için yapılan analizde parçanın sac şekillendirme işlemi sonucu oluşan kalınlık değişimi ve parçada meydana gelen efektif gerinim sonuçları görülmektedir (Şekil 5.73, 5.74).

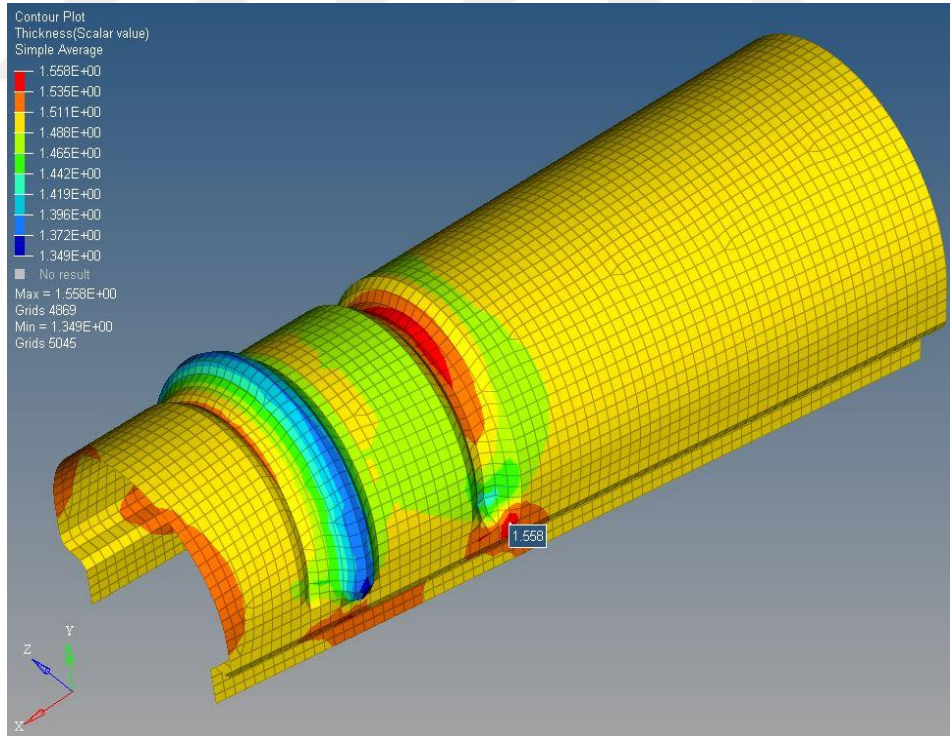


Şekil 5.73 Tampona ait kalınlık değişimleri

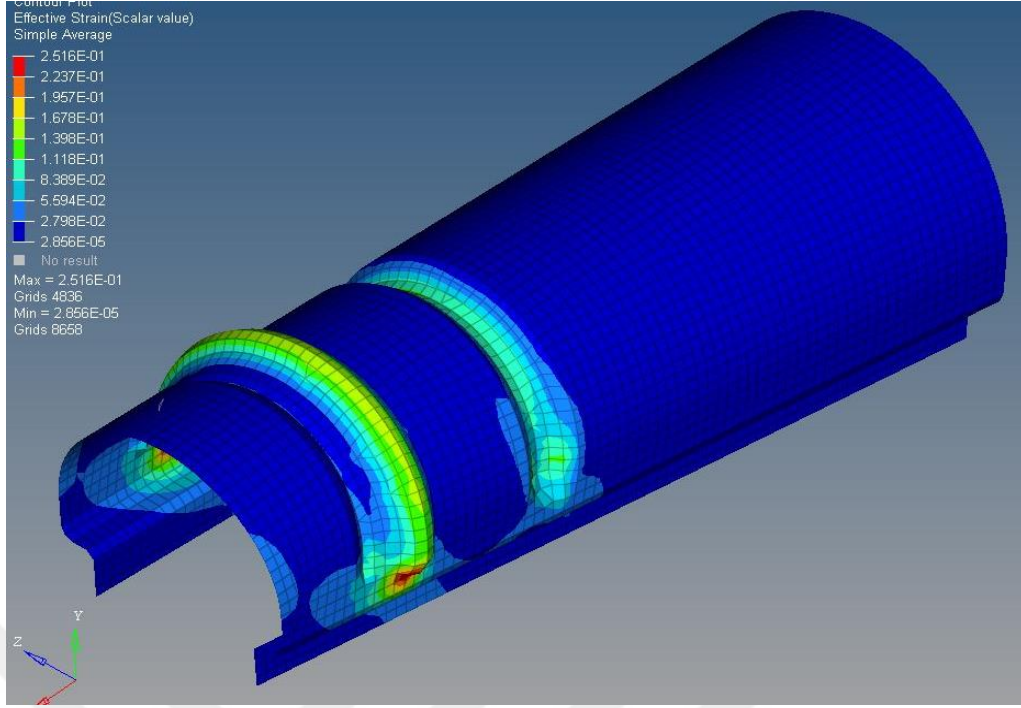


Şekil 5.74 Tampon için efektif gerinim sonuçları

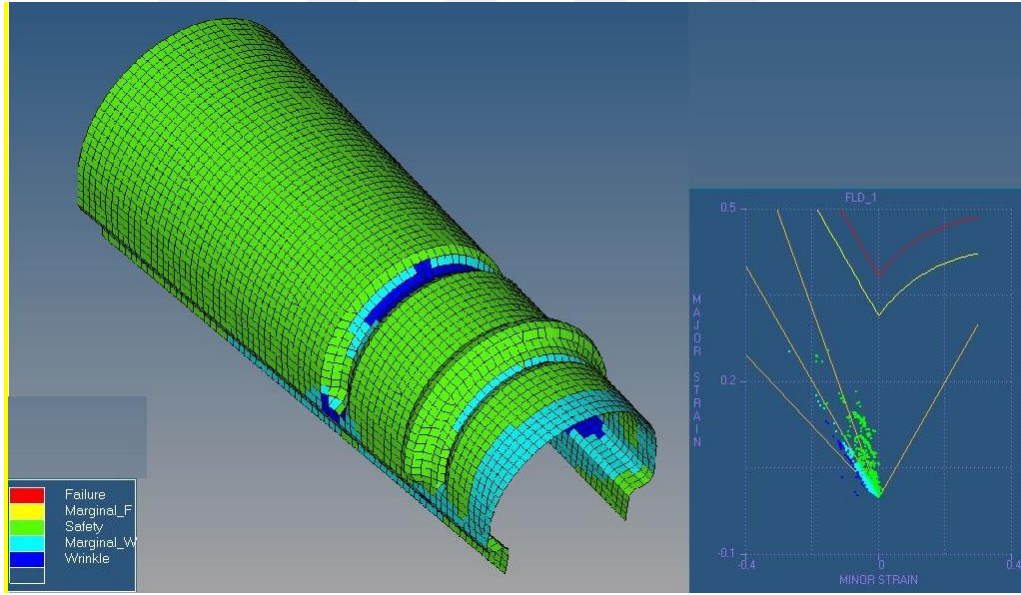
Darbe emici parçası için yapılan analiz ile parçanın sac şekillendirme işlemi sonucu oluşan kalınlık değişimi, parçada meydana efektif gerinim sonuçları ve parçaya ait şekil değiştirme diyagramı görülmektedir (Şekil 5.75, 5.76, 5.77).



Şekil 5.75 Darbe emici için elde edilen kalınlık değişimleri



Şekil 5.76 Darbe emici parça için efektif gerinim sonuçları



Şekil 5.77 Darbe emici parçası için şekillendirme sınır diyagramı

5.4.3. Sac şekillendirme geçmişinin aktarılması ve çarpışma analizi

Gerçekleştirilen sac şekillendirme analizlerinin sonuçlarının, parçalara aktarılabilmesi için HyperCrash programının Result Mapper modülü kullanılmıştır. Bu kapsamda HyperForm programı ile elde edilen şekillendirme analizleri sonuçları,

şekillendirilen parçanın sonlu elemanlar modelindeki nodların uzaydaki konumları ile ilişkilendirilmiştir.

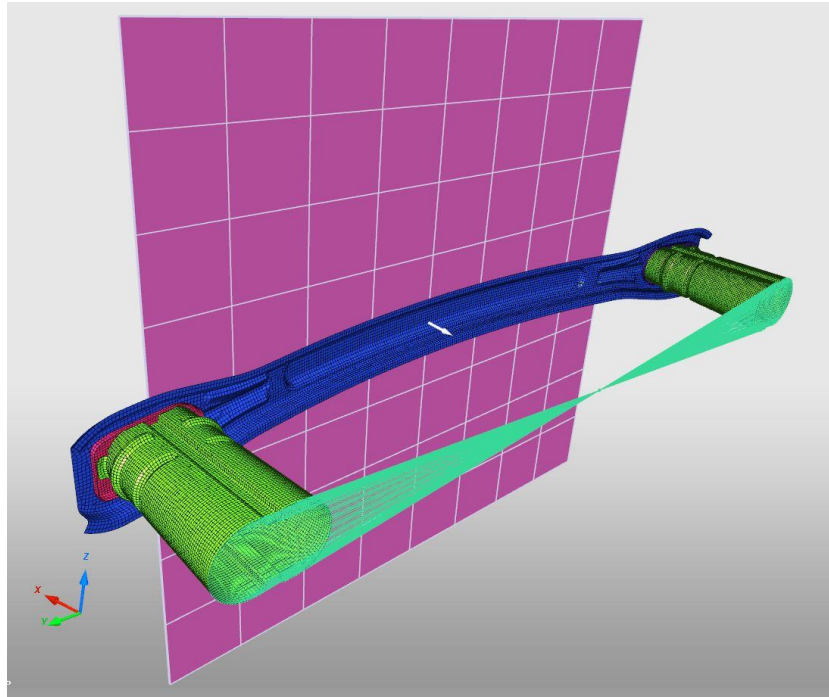
HyperCrash programının Result Mapper modülünde, sonuç dosyasındaki bilgiler döndürülüp ötelenebilmekte ve hatta aynı parça için, sac şekillendirme analizinden kullanılan sonlu elemanlar modelinden farklı bir sonlu elemanlar modeline aktarılabilmektedir.

Sınır şartlarının tanımlanması

Yapılacak olan çarpışma analizlerinde enerji yutucunun bağlantı noktalarının tanımlanması için Ls-Dyna yazılımındaki *BOUNDARY kartı kullanılmıştır. Tampon ve darbe emicilerin sabitlenmesini istediğimiz kısımlarının her bir eksendeki öteleme serbestlik derecesini DOFX, DOFY, DOFZ değişkenleri, dönme serbestlik derecesini ise DOFRX, DOFRY, DOFRZ değişkenleri ile tanımlanmıştır.

Rijit duvarın tanımlanması

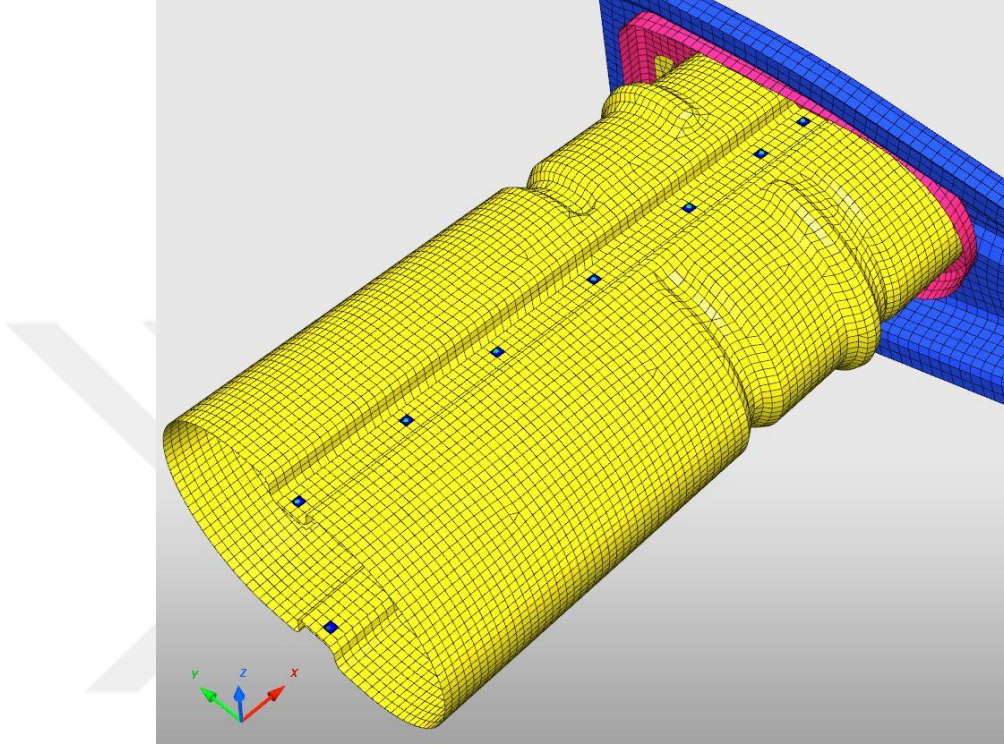
Çarpışma testi için, tampon çeliklerinin taban bölgeleri yukarıda belirtildiği gibi 6 serbestlik derecesiyle sabitlenmiş ve karşı yönden 16 km/h hız ve 1400 kg ağırlığa sahip duvar ile aksel yönde çarpıştırılmıştır (Şekil 5.78).



Şekil 5.78 Rijit duvar, sınır şartları ve tampon modeli

Kaynak tanımlaması

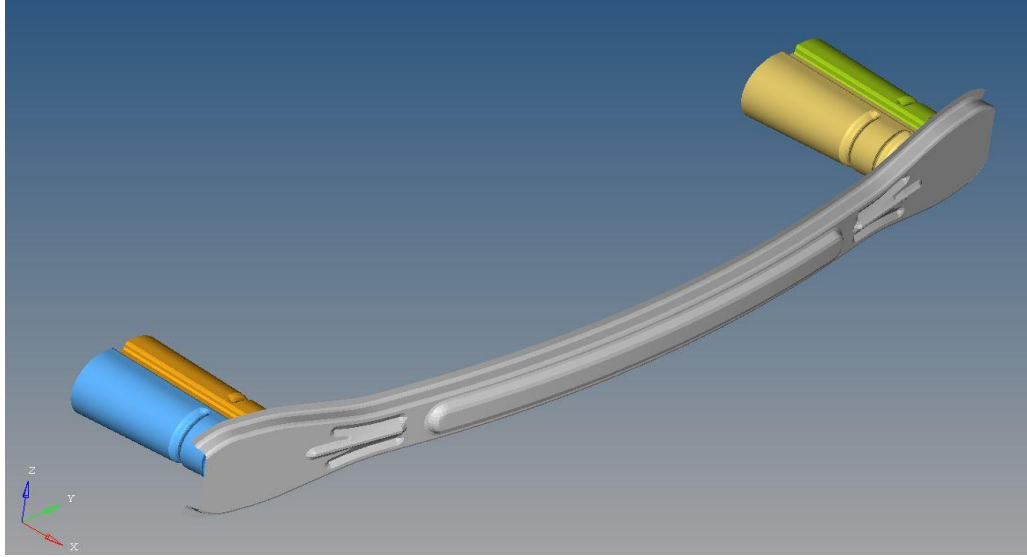
Proje kapsamında elde edilen tampon ve darbe emicilerin birbiriyle montajı kaynak yöntemiyle sağlanmıştır. Hypercrash yazılımının Ls-Dyna ara yüzünde spotweld kaynak tanımları yapılmıştır (Şekil 5.79).



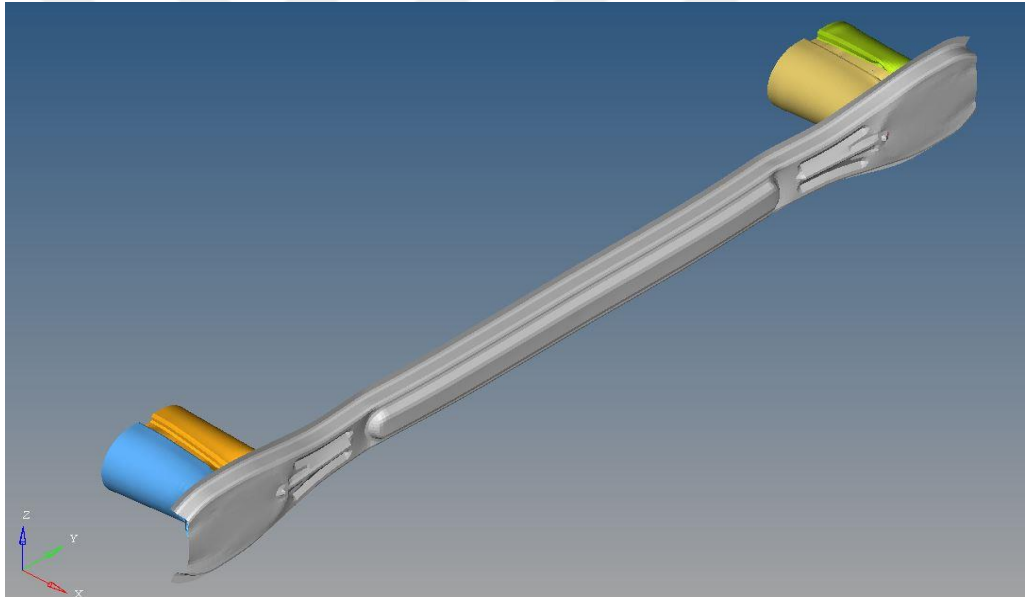
Şekil 5.79 Tampon ve darbe emici üzerinde oluşturulan kaynak tanımlaması

5.4.4. Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emici modellerinin çarpışma analiz sonuçları

Sonlu elemanlar modeli hazırlanan ve sac şekillendirme geçmişi aktarılan mevcut tampon ve darbe emicilerden oluşan modelin Ls-Dyna yazılımında çarpışma analizleri tamamlanmıştır. Çarpışma işlemi sabitlenmesinin ardından tüm sistemi kapsayacak şekilde düzlem geometriye sahip rijit duvarın 1400 kg ve eksenel olarak 16 km/h hızla tampon ve darbe emcilere çarptırılmasıyla gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.80, 5.81).

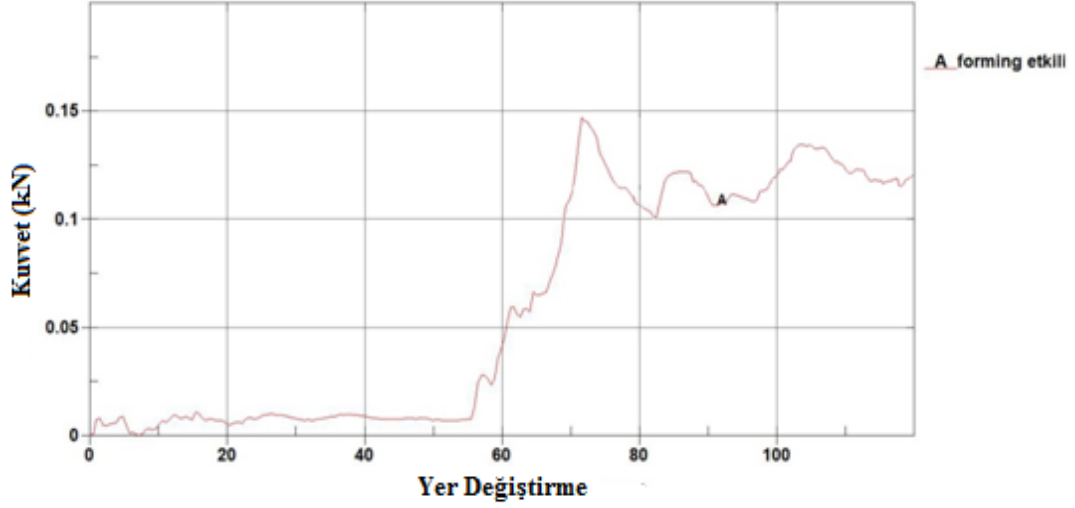


Şekil 5.80 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emiciye ait çarpışma öncesi sahip olduğu geometri

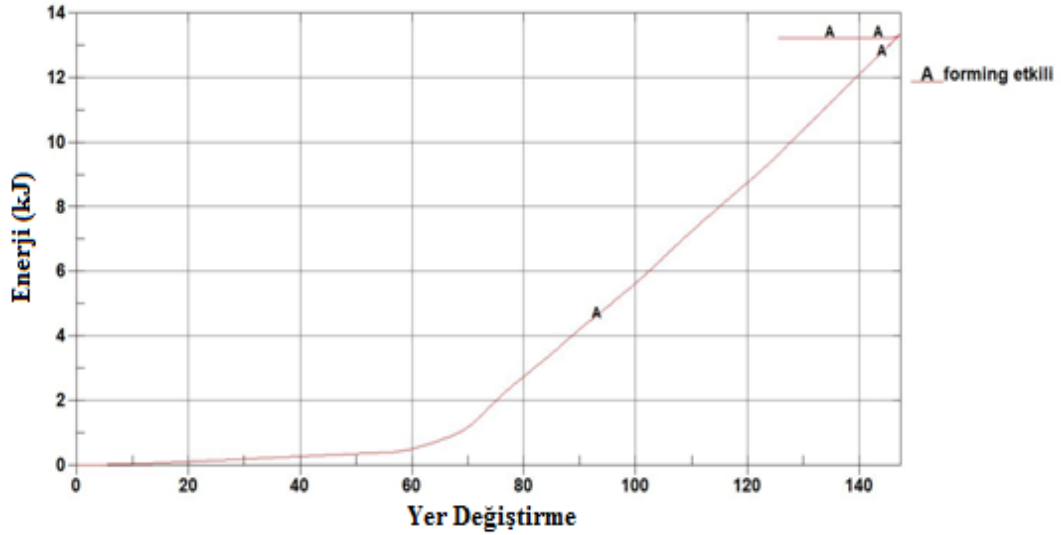


Şekil 5.81 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emiciye ait çarpışma sonrası sahip olduğu geometri

Tampon ve darbe emici modeli için yapılan çarpışma analizi sonucunda; Toplam enerji emilimi 13,27 kJ, toplam yer değıştirme değeri 147,3 mm ve maksimum (pik) kuvvet 149,025 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 5.82, 5.83).



Şekil 5.82 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anında oluşan kuvvet-yer değiştirme grafiği

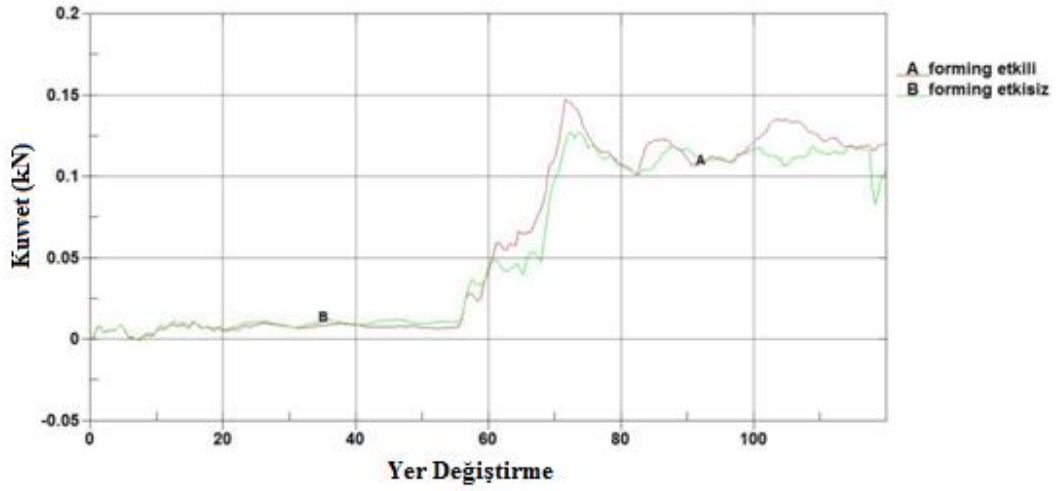


Şekil 5.83 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anındaki toplam enerji emilim-yer değiştirme grafiği

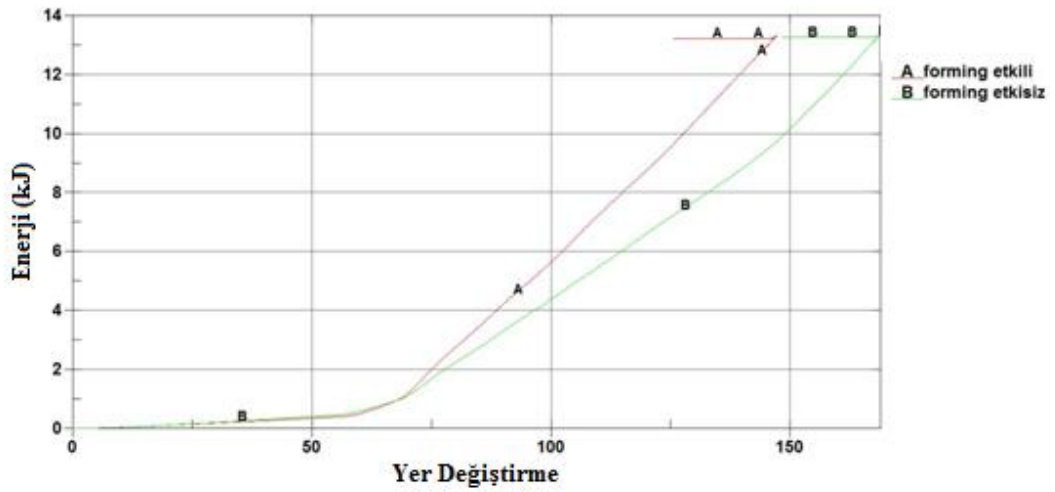
5.4.5. Sac şekillendirme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan tampon ve darbe emici modellerinin çarpışma performansının karşılaştırılması

Tampon ve darbe emiciler için yapılan, sac şekillendirme geçmişinin aktarıldığı ve sac şekillendirme geçmişinin aktarılmadığı çarpışma analizleri sonucunda; pik kuvvet değeri 127 kN değerinden 149 kN değerine çıkmıştır. Bununla beraber toplam enerji emilimi değeri 13,45 kJ den 13,27 kJ değerine düşmüştür. Çarpışmanın tamamlanması için şekillendirme geçmişi aktarılmayan modelde 165 mm mesafe

gerekli iken sac şekillendirme etkisi dahil edilen modelde 147,3 mm mesafe enerjinin emilmesi için yeterli olmuştur (Şekil 5.84, 5.85).



Şekil 5.84 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anındaki kuvvet-yer değiştirme grafiği



Şekil 5.85 Sac şekillendirme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan tampon ve darbe emici modeline ait çarpışma anından oluşan toplam enerji emilim-yer değiştirme grafiği

Yapılan analizlerin sonucunda elde edilen değerlerin karşılaştırması ve değerlerdeki değişimlerin yüzdeleri Çizelge 5.11'de verilmiştir.

Çizelge 5.11 Tampon ve darbe emici model için yapılan çarpışma analizlerinin karşılaştırılması

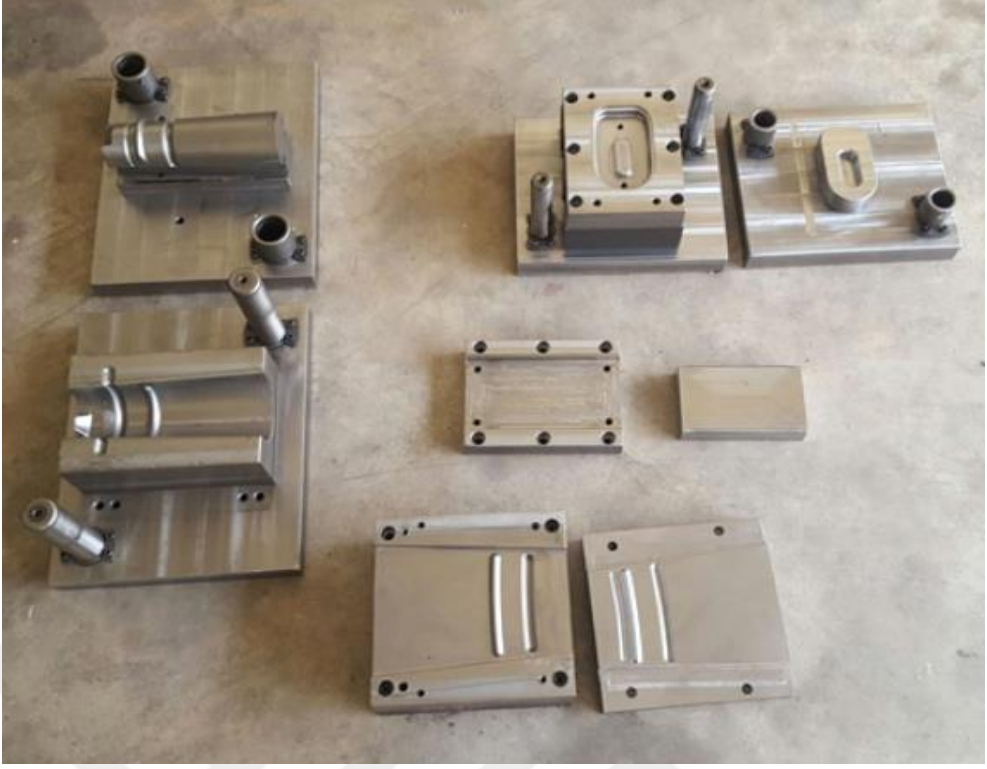
	Hedef Parça (Yaris)	Sac Şekillendirme Etkisi Dahil Edilmeyen Model (1)	Sac Şekillendirme Etkisi Dahil Edilen Model (2)	Değişim(%) (1)-(2) Arasında
Toplam Enerji Emilim (kJ)	13,5	13,45	13,27	1%
Maksimum(pik) Kuvvet (kN)	205	127	149	17,30%
Yer Değiştirme Miktarı (mm)	131	165	147,3	11%
Enerji Verimi (%)	50%	64%	60%	6%
Özgül Verim (%)	18%	32%	32%	0%
Ağırlık (gr)	7314	4132	4132	Sabit

5.4.6. Darbe emici modelin analiz sonuçları ile fiziksel testlerinin karşılaştırılması

Darbe emici modellerin kalıp imalatı ve prototip üretimi

Tez kapsamında belirlenen optimum darbe emici gövdenin imalatına karar verilmiştir. Bu doğrultuda kalıp tasarımları ve imatları gerçekleştirilmiştir. Hazırlanan kalıplar pres tezgahlarına bağlanarak sac parçalar plastik şekil verme yöntemiyle imal edilmiştir (Şekil 5.86, 5.87, 5.88).

Elde edilen iç darbe emici gövde, dış darbe emici gövde ile punta kaynak yöntemiyle birleştirilmiştir. Punta kaynak yöntemiyle birleştirilen parçaların üst bölgesine ara braket, alt bölgesine ise taban braketini gaz altı kaynak yöntemiyle birleştirilerek ürün son halini almıştır (Şekil 5.89, 5.90).



Şekil 5.86 İmalatı tamamlanan kalıp çekirdekleri



Şekil 5.87 Kalıpların kapalı görüntüleri



Şekil 5.88 Şekillendirme işlemi yapılan pres tezgahı



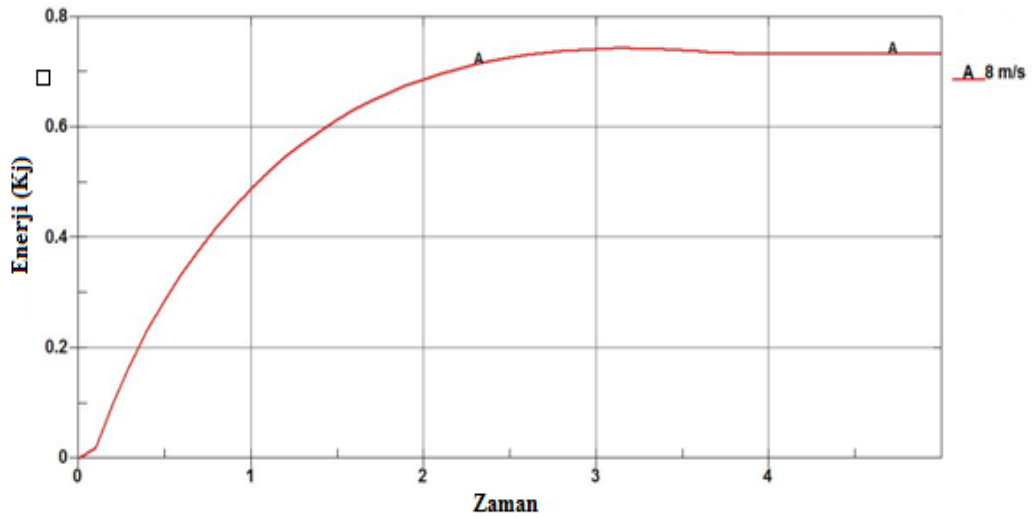
Şekil 5.89 İmalatı tamamlanan darbe emici gövdeler



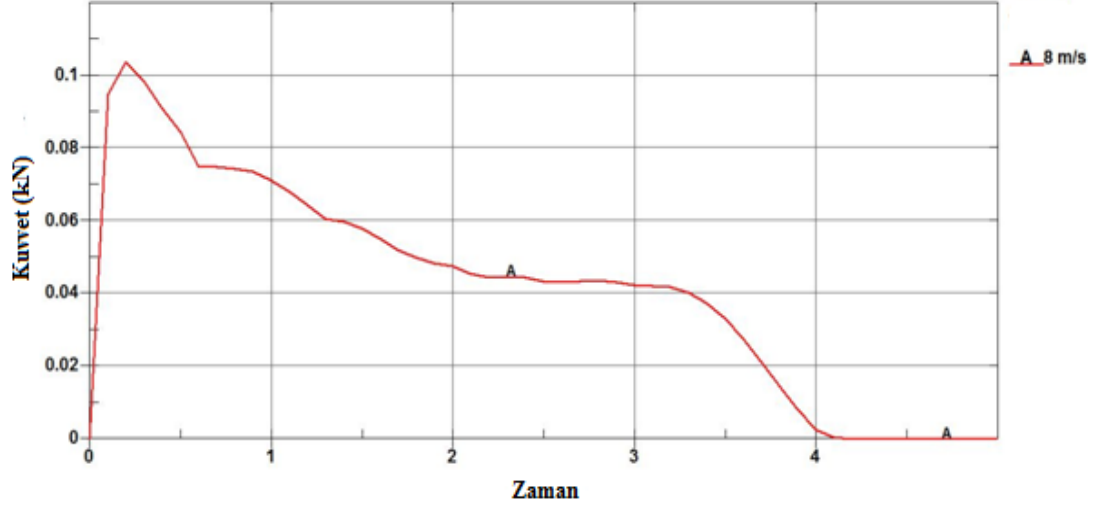
Şekil 5.90 İmalatı tamamlanan darbe emici gövdeler

Darbe emicilerin şekillendirme geçmişi aktarılmadan yapılan çarpışma analizi çalışması

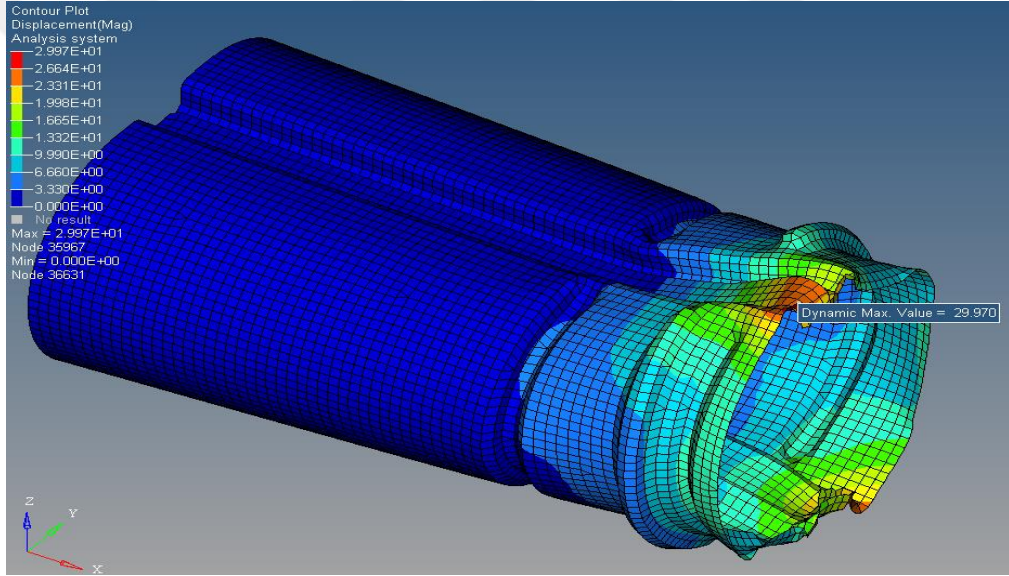
Tez kapsamında oluşturulan darbe emici modeller Hypermesh programında mesh modelleri oluşturularak çarpışma analizlerinin yapılabilmesi amacıyla LsDyna programına aktarılmıştır. Çarpışma analizleri için darbe emicinin malzeme kartları, kaynak bilgileri, rijit duvar ve sınır şartları LsDyna programı üzerinde tanıma işlemi bir önceki bölümlerde tamamlandığından bahsedilmiştir. Hazırlanan sonlu elemanlar modeli Ls-Dyna yazılımında çözdürülerek çarpışma analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 5.91, 5.92, 5.93).



Şekil 5.91 Darbe emici dataya ait enerji-zaman grafiği (750 J)



Şekil 5.92 Darbe emici dataya ait kuvvet-zaman grafiği (750 J)



Şekil 5.93 Darbe emici dataya ait çarpışma sonrası görseli (750 J)

Çarpışma analizinde kullanılan hız ve kütle değerleri Çizelge 5.12'de verildiği gibidir.

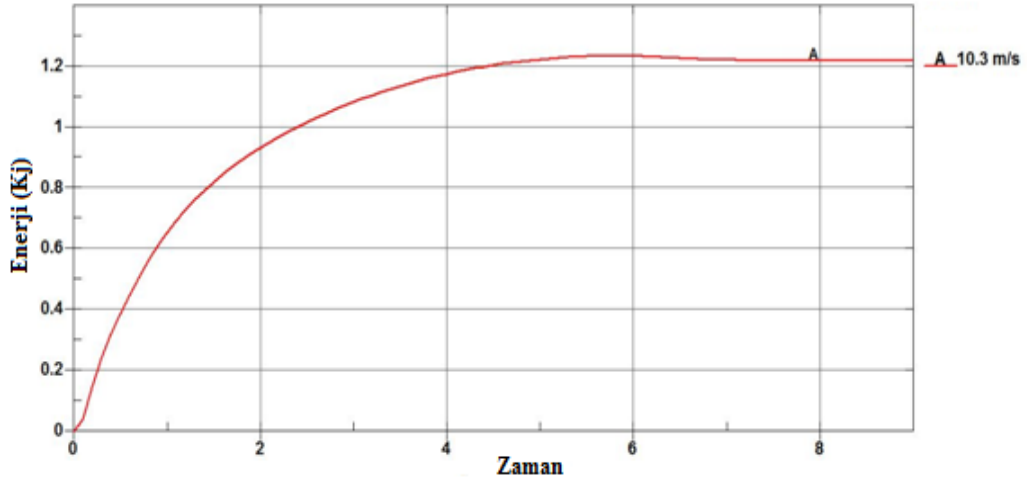
Çizelge 5.12 Çarpışma analizinde kullanılan hız ve kütle bilgileri

Test (J)	Kütle (kg)	Hız (m/s)
1500	23,5	11,3
1250	23,5	10,3
750	23,5	8
500	16,5	7,8

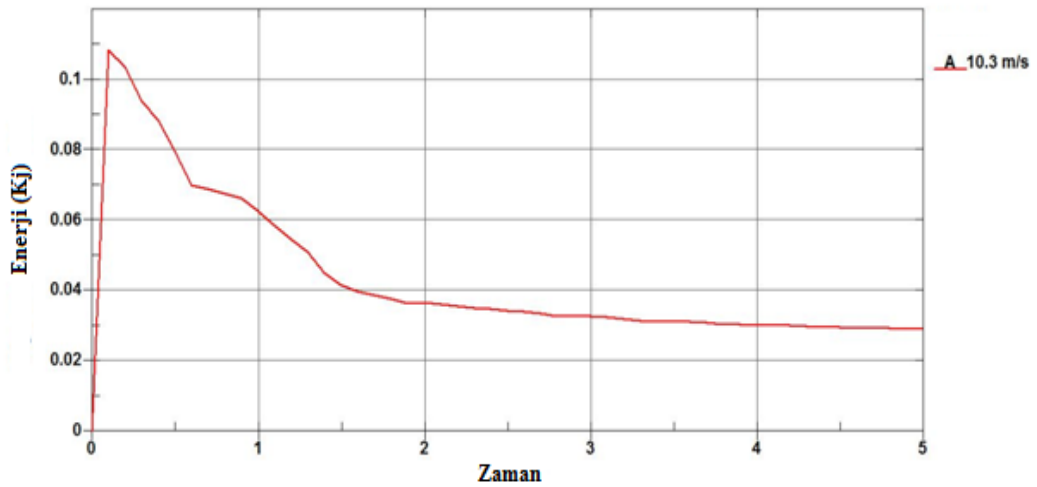
Darbe emicilerin şekillendirme geçmişi dahil edilmeden yapılan çarpışma analizi

Darbe emici modellerinin sonlu elemanlar modeli Hypermesh yazılımında tamamlandıktan sonra Radioss yazılımında çözdürülerek sac şekillendirme analizi gerçekleştirilmiştir. Sac şekillendirme analizlerinin sonuçlarının, mevcut sistemdeki parçalara aktarılabilmesi için HyperCrash programının Result Mapper modülü kullanılmıştır. Aktarılan modeller Hypercrash modülünde çözdürülerek sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 5.94, 5.95, 5.96).

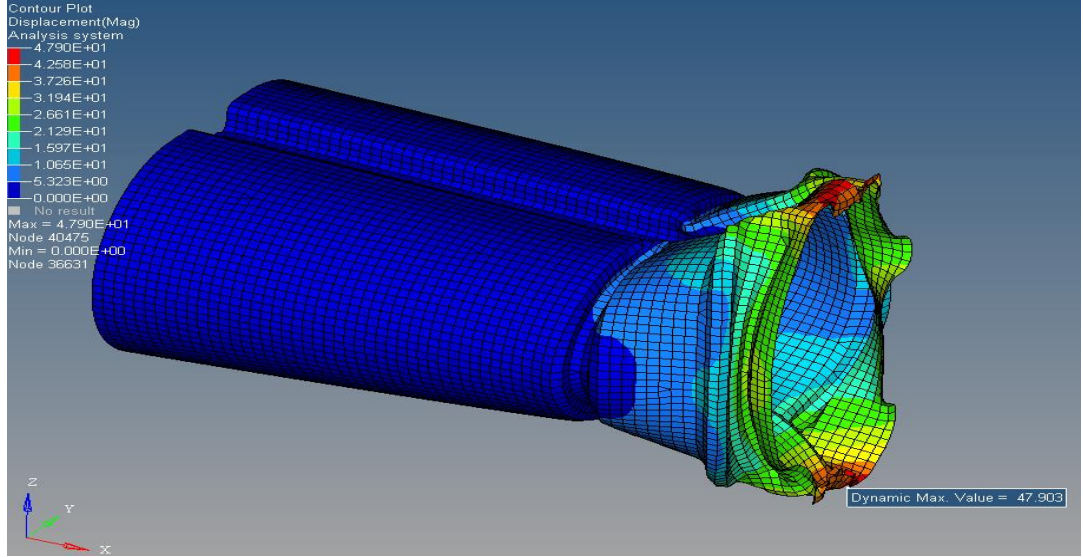
Çarpışma analizinde kullanılan hız ve kütle değerleri Çizelge 5.12'de gösterilmektedir.



Şekil 5.94 Darbe emici dataya ait enerji-zaman grafiği (1250 J)



Şekil 5.95 Darbe emici dataya ait kuvvet-zaman grafiği (1250 J)



Şekil 5.96 Darbe emici dataya ait çarpışma sonrası görseli (1250 J)

Darbe emicilerin fiziksel çarpışma testleri

Prototip üretimi gerçekleştirilen enerji yutucu gövde Çizelge 5.12'de belirlenen değerlere uygun olarak dinamik şartlar altında çarpışma testine tabi tutulmuştur.

Dinamik darbe testi serbest düşme mantığına uygun olarak çalışmaktadır. Burada çarpışma işlemini başlatan vurucu ve çarpışma için ayarlanan ek kütle, belirlenen bir yükseklikten ilk hız ile enerji yutucunun üzerine düşürülür. Çarpışma işlemi başladığı anda enerji yutucu ezilme davranışı göstermekte ve beraberinde vurucunun hızı azalmaktadır. Sonuç olarak vurucunun hızı sıfırlanarak enerji emilimi tamamlanmaktadır.

Prototip olarak üretilen enerji yutucuların çarpışma testleri, dinamik şartlar altında Ceast 9350 yüksek hızlı darbe test cihazı ile gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.97).



Şekil 5.97 Yüksek hızlı darbe test cihazı

Darbe cihazı üzerine sabitlenen enerji yutuculara Çizelge 5.12 'deki gibi 22,3 kg ve 16,5 kg ağırlığında ve ilk hıza sahip vurucu kütle çarptırılmış ve enerji yutucularda meydana gelen deformasyonlar incelenmiştir. Ayrıca enerji yutucuların emdiği enerji ve reaksiyon kuvvet değerleri hesaplanmıştır (Şekil 5.98, 5.99, 5.100, 5.101).



Şekil 5.98 Çarpışma testi sonucu oluşan durum (500 J)



Şekil 5.99 Çarpışma testi sonucu oluşan durum (750 J)



Şekil 5.100 Çarpışma testi sonucu oluşan durum (1250 J)



Şekil 5.101 Çarpışma testi sonucu oluşan durum (1500 J)

Yapılan çarpışma analizi ve fiziksel test sonuçları Çizelge 5.13'de karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 5.13 Çarpışma analizleri ve çarpışma testinde elde edilen sonuçların karşılaştırılması

	Emilen Enerji (J) (Simülasyon)	Emilen Enerji (J) (Form aktarılan)	Emilen Enerji (J) (Fiziksel Test)	Maksimum Kuvvet (kN) (Simülasyon)	Maksimum Kuvvet (kN) (Form aktarılan)	Maksimum Kuvvet (kN) (Fiziksel Test)
Deney 1	495	487	473	104	117	126
Deney 2	744	738	710	104	116	136
Deney 3	1236	1227	1181	108	120	135
Deney 4	1489	1476	1392	107	121	135

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu tez kapsamında araçlarda önden gerçekleşen kazalarda, kaza anında oluşan çarpışma kuvvetini absorbe ederek yolcu ve sürücünün daha az zarar görmesini sağlayan ve pasif güvenlik sistemlerinden olan tampon ve darbe emici gövdenin tasarım ve çarpışma analizi üzerine çalışmalar yapılmıştır.

Sac şekillendirme üretimi sırasında sac parçalarda şekillendirmeye bağlı olarak uniform olmayan dağılımlar ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple çarpışma analizlerinde şekil verme etkilerini hesaba dahil etmemek, araç çarpışma analizlerinde hatalı sonuçlara sebep olmaktadır. Bu sebeple proje kapsamında baz bir tampon ve darbe emici modeli (Toyota Yaris) seçilmiştir. Projedeki hedeflerden biri çarpışma performansını baz olarak seçilen modele göre daha iyi olan yeni bir tampon ve darbe emici tasarımı gerçekleştirmektir. Tasarımı gerçekleştirmek amacıyla 24 farklı darbe emici modeli tasarlanarak çarpışma analizlerine tabi tutulmuştur. Çarpışma analizlerinde, öncelikle farklı kesitlerdeki geometrilerin düz formları denenmiş ve ezilme kuvveti verimlerinin düşük olduğu görülmüştür. Sonrasında mevcut formlara konik açısı verilerek çarpışma analizlerine tabi tutulduklarında enerji verimleri yükseldiğini bununla birlikte aynı ezilme miktarında enerji emiliminin düştüğü görülmüştür. Emilen enerji miktarını artırmak amacıyla mevcut konik geometrilere çarpışma düzlemine dikey oluklar ilave edilmiştir. Dikey oluklar emilen enerji miktarını artırmış ve ortalama ezilme kuvveti verimini bir miktar düşürmüştür. Bu çalışmalar sonucunda en ideal geometri olarak toplam emilen enerji ve ezilme kuvveti verimi açısından M24 (slot geometrili, koniklik açısı ve dikey oluğa sahip) olduğu belirlenmiştir.

Geliştirilen darbe emiciye uygun tampon sacını belirlemek amacıyla 5 farklı model tasarlanarak çarpışma analizine tabi tutulmuştur. Tamponlar için yapılan çalışmada sistemin ağırlığının düşük olması da hedef kriter olmasından dolayı hem yüksek enerji emebilen hem de düşük ağırlığa sahip uygun geometriyi belirlemek amacıyla özgül enerji emilimi (enerji emilimi/model ağırlığı) değeri hedef kriter seçilmiştir. Yapılan çarpışma analizi sonuçlarına göre özgül enerji emilimi 1,01 değeri en yüksek olan trapez profil geometrisine sahip T5 modeli seçilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar ile taslak bir tampon ve darbe emici gövdesi ortaya konulmuştur.

En ideal modeller olarak belirlenen darbe emici (M24) ve tampon (T5) birbirleri üzerine eklenerek en uygun geometri belirlenmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda 6 farklı tampon ve darbe emici gövde sistemi oluşturulmuştur. Yapılan oluk eklemeleri ve diğer tasarım değişiklikleri sonucunda pik kuvveti düşürülmüş ve yer değiştirme azaltılmıştır. Tampon için ise üst feder noktalarında ara eklenti formları ve darbe emiciyle tampon arasına düzgün bir katlanmayı sağlayacak ek bir parça eklenmiştir. Aynı zamanda sisteme kazandırılan bu özellik ile darbe emiciler üzerine gelen kuvvetler aksenal olacak ve böylelikle darbe emiciler üzerinde oluşan global burkulma engellenmiş olacaktır.

Oluşturulan tampon ve darbe emici sistem Catia V5 programında optimizasyon çalışması yapılabilmesi amacıyla 13 farklı bölgede parametre tanımlaması yapılmıştır. Tampon ve darbe emiciler için optimize edilecek değişkenlerin alt limiti, ilk değeri ve üst limit değerleri belirlenmiştir.

Optimizasyon sürecinde kurulacak denklemlerin elde edilmesi için cevap yüzey yaklaşımı kullanılmıştır. Bu amaçla Taguchi tabloları kullanılarak 27 adet model oluşturulmuştur. Oluşturulan 27 adet model çarpışma analizlerine tabi tutularak cevaplar (toplam enerji emilimi, ağırlık, pik kuvvet ve toplam yer değiştirme) elde edilmiştir. Cevap yüzey yaklaşımı ile bu cevapları veren denklemler diferansiyel gelişim algoritması kullanılarak yapılan optimizasyon sürecinde amaç ve kısıt fonksiyonu olarak kullanılmıştır.

Optimizasyondan elde edilen sonuçlar parametrik modele uygulanmış ve en uygun geometri belirlenmiştir. Oluşturulan 3D model çarpışma analizine tabi tutularak hedef ürün olarak belirlenen Yaris modelinin cevap değerleri karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucu istenildiği gibi pik kuvvet değeri 205 N değerinden 127 N değerine düşürülmüştür. İki model karşılaştırıldığında ağırlıkta %40 azalma sağlanmıştır. Aynı şekilde Yaris modelinde enerji verimi %50 iken optimum olarak geliştirilen modelde enerji verimi %64 değerine çıkartılmıştır. Bununla beraber özgül verim %18'den %32'ye çıkartılmıştır.

Elde edilen nihai tampon ve darbe emici modeli için projenin bir diğer konusu olan sac şekillendirme etkisinin dahil edilerek çarpışma analizine tabi tutulmuş ve çarpışma performansı incelenmiştir. Şekillendirme analizlerini gerçekleştirmek amacıyla Hyperworks sonlu elemanlar yazılımı içerisinde bulunan Hyperform

Forming modülü kullanılmış ve çarpışma analizlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla Ls-Dyna programı kullanılmıştır. Çarpışma sonuçları elde edilmiş ve sac şekillendirme etkisi dahil edilerek gerçekleştirilen çarpışma analizi sonuçlarıyla sac şekillendirme etkisi dahil edilmeden gerçekleştirilen çarpışma sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda maksimum (pik) kuvvetler arasında %17, toplam yer değiştirme mesafesinde %10 ve enerji verimleri arasında %6 fark olduğu gözlemlenmiştir. Karşılaştırmada alınan sonuçlar daha önce yapılan çalışmalardaki sonuçlara paralellik gösterdiği ortaya konulmuştur.



KAYNAKLAR

- [1] Karayolu Trafik Kaza İstatistikleri, Emniyet Genel Müdürlüğü ve Türkiye İstatistik Kurumu, <http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri>,Yayın No:18510, 2015.
- [2] Demirci E., Yıldız A.R., Semerci F., Taşıtlarda Önden Çarpışma Performansını Etkileyen Enerji Yutucuların Optimum Tasarımı,7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, Mayıs 2015.
- [3] EURO NCAP, <http://tr.euroncap.com/tr/tests/frontimpact>, Mayıs 2015.
- [4] Chathbai A., *Parametric Study of Energy Absorption Characteristic of a Rectangular Aluminum Tube Wrapped With E-Glass/Epoxy*, Master Tezi, Wichita State University, Mechanical Engineering Department, Kansas, 2007.
- [5] Jin S.Y., Altenhof W., Comparison of the Load/Displacement and Energy Absorption Performance of Round and Square Aa6061-T6 Extrusions Under a Cutting Deformation Mode, *International Journal of Crashworthiness*, **2007**, 12(3), 265-278.
- [6] Fauzan D., Shahrum A., Ahmad K.A., Zulkifli M.N., Multi Objective Optimization of Foam-Filled Circular Tubes for Quasi-Static and Dynamic Responses, *Latin American Journal of Solids and Structures*, **2015**, 12 1126-1143.
- [7] Steel Bumper Systems for Passenger Cars and Light Trucks, Steel Market Development Institute, May 2013.
- [8] McClure C.K., Li H., Roll Forming Simulation Using Finite Element Analysis, *Manufacturing Revision 8*, **1995**, 114.
- [9] Steel Bumper Systems for Passenger Cars and Light Trucks Fifth Edition, May 2013.
- [10] Önal, A.S., Sıcak Şekillendirme Prosesi, *TMMOB MMO Mühendis ve Makine Dergisi*, **2012**, 53, 626, 66-70.
- [11] Steinbeiss H., So H., Michelitsch T., Hoffmann H., Method for Optimizing The Cooling Design Of Hot Stamping Tools, *Production Engineering*, **2007** Number 2, 149-155.
- [12] Demir Çelik Portalı, <http://www.demircelik.com.tr/demircelik.com.tr/-1-3213-celik-saclarda-mekanik-ozelliklerin-sekillendirmeye-etkisi.html>, Temmuz 2010.
- [13] Gülmez T., MAK 3 351 İmal Usulleri, İTÜ Makine Fakültesi, 2011.
- [14] Vukota B., Sheet Metal Forming Process and Die Design, Industrial Press, New York, 2004.
- [15] MEGEB, Makine Teknolojileri, Bükme Kalıpları 1. Milli Eğitim Bakanlığı. 2006.
- [16] Deformasyon Blog, <http://deformasyonbolgesi.blogspot.com.tr/2013/01/>, Ocak 2013.

- [17] Bruno de C., *Mechanical Properties of steel-Formability*, The Graduate Institute of Ferrous Technology, South Korea, 2013.
- [18] Miklós T., Zoltán P. K., New Methods For Predicting the Formability of Sheet Metals., *Production Processes and Systems*, **2012**, 5(1), 45-54.
- [19] Keeler S., Old and New Ways to Solve Forming Challenges, *Metal Forming Magazine*, **2013**, 126-132.
- [20] Alghamdi A.A.A., Collapsible Impact Energy Absorbers: An Overview, *Thin-Walled Structures*, **2001**, 39, 189-213.
- [21] Nakazawa Y., Tamura K., Yoshida M., Takagi K., Kano M., Development of Crash-Box For Passenger Car With High Capability For Energy Absorption, 8. International Conference On Computational Plasticity, Barcelona, Spain, 2005.
- [22] Ahmad Z., Thambiratnam D.P., Dynamic Computer Simulation and Energy Absorption of Foam-filled Conical Tubes Under Axial Impact Loading, *Computers and Structures*, **2009**, 87, 186-197.
- [23] Krusper A., *Influences of the Forming Process on the Crash Performance-Finite Element Analysis*, Chalmers University of Technology, Yüksek Lisans Tezi, Goteborg, 2003.
- [24] Dagson N., *Influence of the Forming Process on the Crash Response of a Roof Rail Component*, Linkoping University, Yüksek Lisans Tezi, Linkoping, 2001.
- [25] Chen G., Liu S.D., Knoerr L., Sato K. ve Liu J., Residual Forming Effects on Full Vehicle Frontal Impact and Body-in-White Durability Analyses, *SAE*, **2002**, Paper No:2002-01-0640.
- [26] Oliveira D.A., Worswick M.J., Grantab R., Williams B.W. ve Mayer R., Effect of Forming Process Variables on the Crashworthiness of Aluminum Alloy Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, **2006**, 32, 826.
- [27] Fox A., Mechanics Analysis and Forming Modal Analysis and Gauge Optimization of Sheet Metal Parts, *Altair Engineering*, **2010**, 4, 67-71.
- [28] Storn R., Price K., Differential Evolution: A Simple and Efficient Adaptive Schemefor Global Optimization over Continuous Spaces, *International Computer Science Institute*, **1995**, TR-95-012.
- [29] Keskindürk T., Diferansiyel Gelişim Algoritması, *İstanbul Ticaret Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, **2006**, 9, 85-99.
- [30] Mayer D.G., Kinghorn B.P., Archer A.A., Differential Evolution–An Easy and Efficient Evolution ary Algorithm for Model Optimisation, *Agricultural Systems*, **2005**, 83, 315-328.
- [31] Eren İ., *Patateslerin Osmotik Dehidrasyonunun “Responsesurface” Metodu Kullanılarak Optimizasyonu*, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gıda Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, 2004.

[32] Koç B., Kaymak F., *Yanıt Yüzey Yöntemi ve Gıda İşleme Uygulamaları*, Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Gıda Mühendisliği Bölümü, İzmir, 2009.

[33] Thompson D., Response Surface Experimentation, *J Food Process Preservation*, **1982**, 6, 155-188.

[34] Tunalı S., Batmaz I., Dealing with the Least Square Sregression Assumptions in Simulation Metamodeling, *Computers and Industrial*, **2000**, 38, 307–320.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı SOYADI : AHMET YILDIRIM
Doğum Tarihi ve Yeri : 24/04/1988, BURSA
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ahmetyildirim88@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

<u>Derece</u>	<u>Alan</u>	<u>Üniversite Adı</u>	<u>Mezuniyet Yılı</u>
<u>Lisans</u>	Makine Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

<u>Yıl</u>	<u>Firma/Kurum</u>	<u>Görevi</u>
2011-2012	ETKA-d Otomotiv	Ar-Ge Mühendisi
2012 -...	Toksan Otomotiv Ar Ge Merkezi	Ar-Ge Mühendisi

BİLİMSEL ÇALIŞMALAR

▪ Bildiri

1. Acar, H., **Yıldırım, A.**, Erdan, N., Semerci, F., Başer, T. A., Determination of Optimum Drilling and Progress Rate on Materials with Different Thickness and Profile, 7th International Conference and Exhibition on Design and Production of Machines and Dies/Mold 2013, Antalya, Türkiye, Haziran 2013.

2. Özcan,Ş., **Yıldırım,A.**, Pala,Y., Yıldız,A.R., Taşıt Kaput Mentşelerinin Optimum Tasarımı, 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 2016, Bursa, Türkiye, Mayıs 2016.

▪ **Projede görev alma**

1. Sac Şekillendirme Etkisi Dikkate Alınarak Yüksek Performanslı Taşıt Pasif Güvenlik Sistemlerinin Geliştirilmesi, Santez Projesi (**Tez Öğrencisi**), Bursa Teknik Üniversitesi-Toksan (2014).
2. Yaya Güvenliğine Yönelik Aktif Kaput Sistemi Tasarım ve İmalatı, Tübitak-Teydeb Projesi, Araştırmacı, Toksan (2014).
3. Taşıt Kaput Menteşelerinin Optimum Tasarımı, Santez Projesi, Yardımcı Araştırmacı, Uludağ Üniversitesi-Toksan (2013).
4. Bagaj ve Ön Kaput Menteşelerinin Tasarım ve İmalatı, Tübitak-Teydeb Projesi, Araştırmacı, Toksan (2013).
5. Otomotiv Endüstrisi İçin Çok Fonksiyonlu Hareketli Matkap Sistemi, Tübitak-Teydeb Projesi, Araştırmacı, Toksan (2012).