



YÜKSEK PERFORMANSLI TAŞIT GÜVENLİK
SİSTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Selçuk KARAGÖZ

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

2016



T.C.
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK PERFORMANSLI TAŞIT GÜVENLİK
SİSTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

DOKTORA TEZİ

Selçuk KARAGÖZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

BURSA

Haziran 2016

DOKTORA TEZİ ONAY FORMU

“SELÇUK KARAGÖZ” tarafından “Prof. Dr. ALİ RIZA YILDIZ” yönetiminde hazırlanan “YÜKSEK PERFORMANSLI TAŞIT GÜVENLİK SİSTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tez, kapsamı ve niteliği açısından incelenmiş ve **Doktora Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Doç. Dr. İdris ÇERKEZ
(Bursa Teknik Üniversitesi, Lif ve Polimer Mühendisliği)

Prof. Dr. Nurettin YAVUZ
(Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Doç. Dr. Rukiye ERTAN
(Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği)

Tez Savunma Tarihi: 28/06/2016

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Murat ERTAŞ/2016

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: Selçuk KARAGÖZ

İmzası:

Son anına kadar bana hep destek olan;

Babama.

TEŐEKKÖR

Bu tezin hazırlanması sürecinde yol gösteren, bilgi ve tecrübesi ile desteğini esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, tez çalışmalarım sırasında maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli aileme teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bu çalışmayı 0302.STZ.2013-2 kodlu SANTEZ Projesi kapsamında maddi olarak destekleyen Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na ve Toksan Oto Yedek Parça İmalat Tic. San A.Ő. AR-GE Merkezi'ne teşekkür ederim.

Selçuk KARAGÖZ



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
İçindekiler	v
Şekil Listesi	vii
Çizelge Listesi	ix
Sembol Listesi	x
Kısaltma Listesi	xi
Özet	xii
Abstract	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	6
3. MATERYAL ve YÖNTEM	11
3.1. Enerji Yutucular ve Çarpışma Analizi	11
3.1.1. Emilen toplam enerji	16
3.1.2. Maksimum (Pik) çarpışma kuvveti	16
3.1.3. Ortalama çarpma kuvveti	16
3.1.4. Çarpma kuvveti verimi	17
3.1.5. Özgül enerji emilimi	17
3.1.6. Çarpışma analizleri ve LS-DYNA çözücüsü	18
3.2. Sac Metal Şekillendirme ve Analizi	19
3.2.1. Sac şekillendirme yöntemleri	20
3.2.2. Derin çekme işleminde kullanılan kalıp elemanları	21
3.2.3. Derin çekme işlemi için kullanılan pres sistemleri	23
3.2.4. Şekil verme sınır diyagramı	25
3.2.5. Sac şekillendirme sonlu eleman analizi ve HyperForm	27
3.3. Optimizasyon	28
3.3.1. Optimizasyonda sayısal metotlar	30
3.3.2. Optimizasyonda sezgisel (heuristic) algoritmalar	31
3.4. Tez Kapsamında Yapılan Çalışmalar	44
3.4.1. Enerji yutucunun modellenmesi	44
3.4.2. Enerji yutucu için çarpışma analizi	48
3.4.3. Enerji yutucu için optimizasyon çalışması	55

3.4.4.	Soğuk şekil verme işleminin enerji yutucu çarpışma performansına etkisi	61
3.4.5.	Başlangıç tasarımı enerji yutucu için soğuk şekillendirme analizi	61
3.4.6.	Şekil verme etkilerinin çarpışma analizindeki parçalara aktarılması	69
3.4.7.	Soğuk şekil verme işleminin sonuçlarının aktarıldığı enerji yutucunun çarpışma analizi	73
3.4.8.	Şekil verme geçmişi aktarılan enerji yutucu için optimizasyon çalışması	77
4.	SONUÇ ve ÖNERİLER	84
5.	KAYNAKLAR	86
6.	ÖZGEÇMİŞ	90

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 3.1	a) Lokal burkulmalara maruz kalan, eksenel yük altında deformasyona uğrayan enerji yutucu, b) Global burkulmaya maruz kalan, eksenel yük altında deformasyona uğrayan enerji yutucu [9]	12
Şekil 3.2	Deforme olmamış altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri [5]	13
Şekil 3.3	Deforme olmuş altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri [5]	14
Şekil 3.4	Sırasıyla; Düz dikdörtgen enerji yutucu, İki tarafı konik enerji yutucu, Üç tarafı eğik enerji yutucu, Dört tarafı eğik enerji yutucu [18]	14
Şekil 3.5	Enerji Yutucuların üzerinde bulunan burkulma tetikleyicileri [1]	15
Şekil 3.6	Enerji yutucular için Kuvvet – Yer değiştirme diyagramı [34]	17
Şekil 3.7	a) Sac levha için açık kesme işlemi, b) Sac levha için çevre kesme işlemi. [35]	20
Şekil 3.8	V büküm kalıbında bir parçanın bükülme işlemi [35]	21
Şekil 3.9	Sac levha için derin çekme işlemi [35]	21
Şekil 3.10	Bir derin çekme kalıbındaki süzdürme çubukları [35]	22
Şekil 3.11	Çift etkili bir kalıp ve temel kalıp elemanları [35]	24
Şekil 3.12	Tek etkili bir kalıp ve temel kalıp elemanları [35]	24
Şekil 3.13	Şekil verilmeden önce saca çizilen daire (kesikli çizgi) ve şekil verme işleminden sonra dairede oluşan değişim (sürekli çizgi)	25
Şekil 3.14	Şekil verme sınır diyagramı [38]	26
Şekil 3.15	Sınırları belli olan bir fonksiyon için, lokal minimum, lokal maksimum, global minimum, global maksimum noktaları	29
Şekil 3.16	Genetik algoritma	33
Şekil 3.17	Parçacık sürü optimizasyonu algoritması	36
Şekil 3.18	Farklı kesit geometrilerine sahip enerji yutucular	45
Şekil 3.19	Enerji yutucu geometrisi	46
Şekil 3.20	Başlangıç tasarımına ait enerji yutucu geometrisi	47
Şekil 3.21	Başlangıç tasarımı enerji yutucunun ağ modeli	48
Şekil 3.22	Soğuk haddelenmiş çelik için plastik bölge gerçek gerilim-gerinim eğrisi	49
Şekil 3.23	Enerji yutucu sonlu elemanlar modelinde, arka bölümün altı serbestlik derecesinde kısıtlandığı rijitlik sınır şartı	50
Şekil 3.24	Çarpışma analizine hazırlanan modelde rijit duvarın tanımlanması	51
Şekil 3.25	Çarpışma analizine hazırlanan modelde punto kaynaklarının tanımlanması	51
Şekil 3.26	Başlangıç tasarımı enerji yutucunun çarpışma analizinde $t = 0.005$ sn'deki almış olduğu şekil	52
Şekil 3.27	Başlangıç tasarımı enerji yutucunun çarpışma analizinde $t = 0.03$ sn'deki almış olduğu şekil	53
Şekil 3.28	Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait, emilen enerji-zaman grafiği	54
Şekil 3.29	Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait, çarpma kuvveti -zaman grafiği	54
Şekil 3.30	Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait, ezilme mesafesi -zaman grafiği	55

Şekil 3.31	Enerji yutucu için parametrik değişkenler	56
Şekil 3.32	Başlangıç tasarımı enerji yutucu için dişi kalıp geometrisi	63
Şekil 3.34	Başlangıç tasarımı enerji yutucu için dişi kalıp, erkek kalıp ve sac tutucu geometrisi	65
Şekil 3.35	Başlangıç tasarımı enerji yutucunun şekillendirme analizi için gerekli bileşenler	65
Şekil 3.36	Başlangıç tasarımı enerji yutucu parçasının şekil verme analiz sonucu (kalınlık dağılımı)	66
Şekil 3.37	Başlangıç tasarımı enerji yutucu parçasının şekil verme analiz sonucu (Von Mises gerilmeleri)	67
Şekil 3.38	Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme sınır diyagramı	68
Şekil 3.39	Şekil verme analiz sonuçları orijinal koordinatları ve çarpışma analizinde kullanılacak parçanın ağ modeli	70
Şekil 3.40	Şekil verme analiz sonuçlarının, çarpışma analizinde kullanılacak parçanın ağ model koordinatlarına getirilmesi ve sonuçlarının aktarılması	70
Şekil 3.41	Şekil verme analizinden kalınlık değişimlerinin enerji yutucu parçasına aktarılması	71
Şekil 3.42	Şekil verme analizinden gerilme değerlerinin enerji yutucu parçasına aktarılması	72
Şekil 3.43	Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme geçmişinin aktarılarak yapıldığı çarpışma analizinin emilen enerji – zaman grafiği	74
Şekil 3.44	Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme geçmişinin aktarılarak yapıldığı çarpışma analizinin çarpma kuvveti – zaman grafiği	74
Şekil 3.45	Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme geçmişinin aktarılarak yapıldığı çarpışma analizinin ezilme mesafesi – zaman grafiği	75
Şekil 3.46	Başlangıç tasarımı enerji yutucunun, şekil verme geçmişinin aktarıldığı ve aktarılmadığı durumlar için karşılaştırmalı emilen enerji – zaman grafiği	76
Şekil 3.47	Başlangıç tasarımı enerji yutucunun, şekil verme geçmişinin aktarıldığı ve aktarılmadığı durumlar için karşılaştırmalı çarpma kuvveti – zaman grafiği	76
Şekil 3.48	Başlangıç tasarımı enerji yutucunun, şekil verme geçmişinin aktarıldığı ve aktarılmadığı durumlar için karşılaştırmalı ezilme mesafesi – zaman grafiği	77

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa No

Çizelge 3.1	Farklı geometrideki enerji yutucuların çarpışma performans değerleri	45
Çizelge 3.2	Enerji Yutucu Tasarım Değişkenlerinin Sınır Değerleri	57
Çizelge 3.3	Enerji Yutucular İçin Oluşturulan Taguchi Tablosu	58
Çizelge 3.4	Taguchi tablosundaki tasarımlar için çarpışma analiz sonuçları	60
Çizelge 3.5	Parçacık Sürü Optimizasyon Metodu Sonucu Bulunan Optimum tasarımlı enerji yutucunun çarpışma performans değerleri	61
Çizelge 3.6	Şekil verme geçmişinin aktarıldığı enerji yutucu için değişken sınır değerleri	78
Çizelge 3.7	Şekil verme parametrelerinin bulunduğu, enerji yutucular için Taguchi Tablosu	79
Çizelge 3.8	Şekil değiştirme etkileri aktarılan enerji yutucuların çarpışma analiz sonuçlarını gösterir Taguchi tablosu	80
Çizelge 3.9	Parçacık sürü optimizasyon metodu sonucu bulunan şekil verme geçmişi aktarılmış optimum tasarımlı enerji yutucunun çarpışma performans değerleri	82
Çizelge 3.10	Şekil verme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan optimum tasarımlı enerji yutucuların çarpışma performansı	83

SEMBOL LİSTESİ

<u>Sembol</u>	<u>Açıklama</u>
E	Elastisite Modülü
F_O	Ortalama Çarpma Kuvveti
E_m	Özgül Enerji Emilimi
E_T	Toplam Enerji Emilimi
F	Eksenel Yöndeki Ezilme Kuvveti
F_{maks}	Maksimum Çarpma Kuvveti
$f(x_i)$	Parçacık Konumundaki Çözüm Değeri
m	Enerji Yutucu Kütleli
n	Parçacık Sayısı
$p^{(k)}$	Parçacığa Ait En İyi Konum Değeri
S	Deformasyon Miktarı
v_b	Bilişsel Hareket
v_e	Eylemsizlik Hareketi
v_s	Sosyal Hareket
x_i	Parçacık Konumu
x_{min}	Taranacak Uzayın Alt Sınırı
x_{max}	Taranacak Uzayın Üst Sınırı
ε_1	En Büyük Birim Şekil Değiştirme
ε_2	En Küçük Birim Şekil Değiştirme
η	Çarpma Kuvveti Verimi
ν	Poisson Oranı
σ_y	Akma Gerilmesi
ρ	Malzeme Yoğunluğu

KISALTMA LİSTESİ

<u>Kısaltma</u>	<u>Açıklama</u>
ABS	Anti-lock Braking System (Kilitleme Önleyici Sistem)
ASR	Anti-Slip Regulation (Anti-Patinaj Sistemi)
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
ESP	Electronic Stability Program (Elektronik Denge Programı)



ÖZET

YÜKSEK PERFORMANSLI TAŞIT GÜVENLİK SİSTEMLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Selçuk KARAGÖZ

Bursa Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Haziran 2016, 90 sayfa

Bu tez çalışması kapsamında, otomobillerde bulunan pasif güvenlik sistemlerinin çarpışma performansları bilgisayar programları ile analiz edilmiştir. Ayrıca gerçek koşullara daha yakın sonuçlar alabilmek için, sac metalden üretilen pasif güvenlik elemanının üretimi esnasında, soğuk sac şekillendirme sonucu meydana gelen artık gerilmelerin ve kesitteki kalınlık değerlerinin değişimi de hesaba katılmıştır. Bu sayede daha doğru sonuçlar elde edilebilmiştir. Bu çalışmanın diğer bir ayağı olarak da üzerinde çalışılan pasif güvenlik sistemi olan enerji yutucu için ilk olarak geometrik boyutlarına sınır şartları verilerek bazı değişkenler atanmış ve bu boyut aralıkları için optimizasyonu yapılarak darbe emici sistemin çarpışma performansı artırılmıştır. Bunun ardından optimizasyon değişkenlerine sistemin üretimi esnasında maruz kaldığı şekil değişimi parametreleri eklenerek optimizasyon çalışması yapılmış ve gerçek sonuçlara daha yakın, çarpışma performansı daha yüksek bir darbe emici bulunarak tez çalışması tamamlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Çarpışma analizi, Optimum tasarım, Sac Metal Şekillendirme

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF HIGH PERFORMANCE VEHICLE SAFETY SYSTEMS

Selçuk KARAGÖZ

Bursa Technical University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering Program

Ph.D. Thesis

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

June 2016, 90 pages

In this thesis, the crashworthiness performance of the passive safety systems in the car was simulated by computer programs. In addition, in order to get results closer to the real conditions, during the production of sheet metal produced passive safety elements, cold sheet metal forming result of residual stresses occurring and change of thickness values in the section were also taken into account. In this way, more accurate results are obtained. As another part of this study, worked on passive safety systems whose energy absorber for the first, assigned some variables given boundary conditions of geometrical dimensions and this size range are made optimization for shock absorber system's crash performance has been improved. Subsequently, optimization variables by adding the deformation parameters remain exposed during production of the system, optimization studies conducted, and closer to real results, a higher crash performance energy absorber obtained by the thesis is completed.

Key Words: Crash analysis, Optimum design, Sheet Metal Forming

1. GİRİŞ

Otomotiv sektörünün büyümesi ile birlikte otomobil sayısının artması hızlı bir büyüme içine girmiştir. Markalar arası rekabet ile birlikte daha üst düzey özellikler çoğu araç için standart olmuştur ve otomobil üreticileri güvenlik ekipmanlarını geliştirmek suretiyle sektörde ön plana geçmeye çalışmaktadırlar. Özellikle son yıllarda, trafiğe çıkan otomobil sayısının artmasına paralel olarak trafik kazalarının sayısının da artmış olduğu istatistiksel olarak görülmektedir.

Otomobilde bulunan güvenlik elemanları göz önünde bulundurulduğunda; asıl amacı sürüş esnasında kazalardan kaçınılmak için geliştirilen aktif güvenlik sistemleri, araç güvenlik sistemlerinin bir ayağını oluştururken, diğer tarafta ise aktif güvenlik sistemlerinin yeterli olmadığı ve kazanın kaçınılmaz olduğu durumlarda devreye giren pasif güvenlik sistemleri bir diğer ayağı oluşturmaktadırlar.

Kazanın meydana gelmesini önlemeye yönelik olarak kullanılan sistemler aktif güvenlik sistemi olarak adlandırılmaktadır. ABS (Anti-lock Braking System - Kilitleme Önleyici Sistem), ASR (Anti-Slip Regulation-Anti-Patinaj Sistemi), ESP (Electronic Stability Program-Elektronik Denge Programı) gibi frenleme sistemleri, hız kontrolü ve sürücü uyarıcı sistemlerinin oluşturduğu gelişmiş sürücü yardım sistemleri aktif araç güvenlik sistemleri kapsamına girmektedir.

Taşıtlarda kullanılan diğer güvenlik sistemleri ise pasif güvenlik sistemleridir. Pasif araç güvenliği denildiği zaman aktif güvenlik sistemlerinin tam manasıyla işlevlerini yerine getiremedikleri durumlarda, başka bir deyişle kazanın meydana gelmesinin kaçınılmaz olduğu durumlarda devreye girecek olan güvenlik sistemleri akla gelir. Bu sistemler, kazanın önlenmesinden ziyade meydana gelebilecek kazaların hem maddi anlamda hem de insan sağlığı anlamında yol açacağı hasarları önlemek ya da mümkün olduğu kadar aza indirmek için kullanılan sistemlerdir.

Pasif güvenlik sistemlerinin geçmişine bakıldığında ilk olarak emniyet kemerlerinin araçlara eklenmesi ile kaza esnasında yolcuların zarar görmesi engellenmeye çalışılmış ve ölümlü kazaların sayısının azaltılması konusunda kendisine önemli bir yer edinmiştir. Bununla birlikte kaza esnasında yolcu güvenliğinin sağlanması ve alınan zararın en aza indirilmesi içinde birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar

arasında özellikle son zamanlarda üzerinde çalışılan konuların başında ise pasif güvenlik sistemlerinden olan enerji yutucular gelmektedir.

Enerji yutucu olarak isimlendirilen otomobil parçaları, kaza istatistiklerinde de en çok darbenin alınmış olduğu belirtilen yer olan otomobil gövdesinin ön bölümünde bulunan deforme olmaya müsait yapıdaki elemanlardır. Enerji yutucular, otomobilde tampon ve şasi kollarının arasına konumlandırılır ve olası bir kaza esnasında kendi üzerinde katlanarak deforme olur. Bu sayede kaza sonucu ortaya çıkan çarpışma enerjisi, enerji yutucunun deforme olması ile birlikte şekil değiştirme enerjisine dönüştürülerek çarpışma enerjisinin bir bölümü sönmülenir ve bu sayede çarpma etkisi şasi ve kabine azaltılarak iletilmiş olur. Çarpışma performansın için bir diğer ölçüt ise çarpma sonucu oluşan kuvvetin azaltılması ile ilgilidir.

Son zamanlarda, enerji yutucuların performansını artırmaya yönelik yapılan çalışmalarda en önemli unsur olarak, iletilen kuvvetin olabildiğince düşük tutulabilmesi, buna karşılık sönmülenen enerji miktarının da mümkün mertebede yüksek olması hedefi tutturulmaya çalışılmaktadır.

Bu amaç kapsamında farklı geometrilerden oluşan enerji yutucuların gerek gerçek çarpışma testleri, gerekse bilgisayar ortamında hazırlanan simülasyonlarla yapılan çarpışma analizleri ile daha yüksek çarpışma performansı sergileyen enerji yutucular tasarlanmışlardır.

Bilgisayar destekli yapılan simülasyon analizlerinde, hem bilgisayarların gün geçtikçe daha da güçlenmesi ile işlem hızının artması ve buna bağlı olarak işlem süresinin azalması sonucu daha detaylı ve daha kapsamlı modellerin çözümünün mümkün olması, hem de geliştirilen yeni formülasyonlar ve malzeme modellerinde ki iyileştirmeler ile gerçek çarpışma testlerindeki sonuçlara çok daha yakın ve gerçekçi analiz sonuçlarının elde edilmesi sağlanabilmiştir.

Bu alandaki bilgisayar simülasyonlarının kullanılması sonucu elde edilen avantajlar ise, gerçek çarpışma testlerine sokulan enerji yutucu sayısının azalması ile hem malzeme ve üretim maliyeti, hem de üretim esnasında harcanacak zaman kaybının önüne geçilmesi sayılabilir. Ayrıca analiz çözümlerinin küçük zaman aralıklarındaki

değişimlerinin gözlenebilmesi ile tasarımda yapılması gereken değişikliklerin de gözlenebilmesi mümkün olmaktadır.

Enerji yutucuların performansının artırılabilmesi için yapılan bu çalışmalar neticesinde, daha iyi sonuçların bulunabilmesi ve ayrıca bu sonuçlara daha kısa sürede ulaşılabilmesi için optimizasyon yöntemlerinin kullanılması kaçınılmaz olmaktadır.

Optimizasyon modelleri incelendiğinde ilk olarak lineer – sıralı arama yöntemli optimizasyon metotları bulunmuş ve geliştirilmiştir. Bu metotların çalışma ilkesine göre, algoritma içerisinde alınan sonuçlar, döngü içerisinde bir sonraki işlemin başlangıç şartı olarak görev almaktadır. Bu sebeple bu tür optimizasyon yöntemlerine sıralı arama veya lineer metot denmektedir. Bu tür optimizasyon metotlarının en büyük dezavantajı ise, istenilen amaç fonksiyonunun çeşitli bölgelerde ekstremum noktaları var ise bunlardan sadece birisi global minimum diğerleri ise lokal minimum olarak tanımlanmaktadır ve sıralı arama yöntemleri ile lokal minimum noktalardan birinin civarından arama başlatıldığında elde edilecek sonuç lokal minimuma takılacaktır. Elde edilen sonuç matematiksel olarak doğru bir ifade olsa dahi amaç fonksiyonunda ki global maksimum noktası olan daha iyi bir sonuca ulaşamayabilir. Bu durumu bertaraf edebilmek için ise global optimumu arayan heuristic (sezgisel) yöntemler bulunmuş ve geliştirilmiştir.

Heuristic (sezgisel) yöntemlerde, amaç fonksiyonundaki ekstremum noktasının aranması esnasında sıralı bir ilerleme yerine rasgele başlangıç değerlerinin sonuçlarının karşılaştırılması ile olmaktadır. Amaç fonksiyonuna hızlı ulaşılabilmesi amacı ile başlangıç değerleri bir popülasyon olarak farklı değerlerde rasgele atanır ve bu dağınık haldeki nokta bulutunun global minimum etrafında sayısının artması ile lokal minimum noktalarına yakalanmadan istenilen global minimum değerleri elde edilebilir. Heuristic (sezgisel) yöntemlerin en büyük avantajları, lineer yöntemlere göre daha iyi bir sonucun bulunabilmesi dışında, çözüm değerine daha kısa sürede ulaşılabilmesi ve daha düşük veri boyutları ile çalışılabilmesidir.

Birçok farklı türdeki optimizasyon yöntemlerinin, birbirlerine göre farklı alanlarda üstünlükleri bulunmaktadır. Yapılan çalışmalar sonucunda farklı özellikleri bulunan optimizasyon yöntemlerinin en iyi taraflarının alınarak birleştirilmesi sonucunda

hibrit optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Bu sayede çok daha karmaşık modeller ve non-linear sistemler, daha kısa sürede ve amaç fonksiyonundaki global minimumu daha hassas bir şekilde bulabilen metotlar kullanılmaya başlanmıştır.

Enerji yutucuların çarpışma performansının geliştirilebilmesi için genellikle sezgisel yöntemler kullanılmaktadır. Çarpışma dinamiğinin non-linear olması ve tasarım değişkeni olarak aktarılan parametrelerdeki küçük farkların sonuçlar üzerinde büyük etkisi olması sebebi ile bu tür metotların kullanımı yaygın olmaktadır. Sezgisel ve hibrit optimizasyon yöntemlerinin uygulanması ile, çarpışma anında ortaya çıkan enerjinin araç içindeki sürücü ve yolculara en az zararı verecek şekilde araç gövdesindeki yapısal parçalar tarafından sönmülmesini sağlayacak optimum tasarımın bulunması sağlanmaktadır.

Bu konu üzerine yapılan çalışmalar iki temel nokta üzerine odaklanmıştır. Bunlardan birincisi bilgisayar simülasyonu sonucu elde edilen veriler ile gerçek çarpışma verilerinin tutarlı olması diğeri ise enerji yutucunun geometrisinin iyileştirilmesi ile çarpışma performansının geliştirilmesidir. Burada geometrik değişimlerin etkisinin doğru bir şekilde okunabilmesi için bilgisayar ortamında yapılan çarpışma analizlerinin de gerçeğe yakın olması gerektiği görülebilmektedir.

Bununla birlikte, bilgisayar programları ile yapılan analizlerde, aksi belirtilmediği sürece, sistemdeki bütün parçalar için -karmaşık geometrili parçalar olsa dahi- mükemmel özellikler taşıdığı düşünülerek hesaplamalar yapılır. Bu mükemmellik homojenlik, izotropi, iç gerilmelerin bulunmayışı, kesit boyunca kalınlıkların sabit kaldığı vb. olarak tanımlanabilir.

Gerçek şartlarda ise özellikle soğuk şekillendirme ile üretilen sac parçalarda, yapılan soğuk şekillendirme ve oluşturulan parçanın geometrisine bağlı olarak parçalarda bazı bölgelerde gerilme yığılmaları oluşacak, ayrıca bunun yanında tolerans değerleri içerisinde kalsa dahi parçanın bazı bölgelerinde ki kesitlerinde incelmeler veya kalınlaşmalar olabilecektir.

Çarpışma simülasyonlarında gerçek koşullara en yakın sonucu elde etmek için malzemelerin dinamik özelliklerinin yanında, şekil verme sırasında oluşan değişimlerin etkileri de göz önüne alınmalıdır. Taşıtlarda enerji sönmüleyen

parçaların birçoğu, derin çekme, çevre kesme vb. sac şekil verme yöntemleriyle üretildiklerinden üretim esnasında sac parçalarda üretim koşullarına ve yöntemine bağlı olarak kalınlık ve plastik şekil değişiminin üniform olmayan dağılımı yanında, şekil vermeden kaynaklanan incelmeler ve katlanmalar meydana gelmektedir. Bilgisayarda yapılan analiz ve gerçek sonuçlar arasında ki farkı en aza indirebilmek için analizi yapılan parçaların sadece geometrik olarak doğru modellenmesi değil ayrıca gerçek şartlarda bu geometri oluşturulurken meydana gelen gerilemelerin ve kalınlık değişimlerinin de analiz yapılacak modele aktarılması gerekmektedir. Çarpışma analizlerinde şekil verme etkilerini hesaba katmamak, araç çarpışma analizlerinde hatalı sonuçlara sebep olmaktadır.

Bu tez çalışmasında, araçların önden çarpışması durumunda çarpışma enerjisini emerek ortaya çıkan enerjinin sürücü ve yolcu bölgesine ilerlemesini azaltan pasif güvenlik sistemlerinden tampon ve arkasında bulunan darbe emicilerin tasarımında daha güvenilir ve gerçekçi çarpışma simülasyonları gerçekleştirebilmek için derin çekme, çevre kesme ve geri yaylanma gibi sac malzemelere form verme nedeniyle oluşan plastik şekil değiştirme, kalınlık değişimi ve artık gerilmelerin enerji yutma davranışı üzerine ve çarpışma performansına etkileri de dikkate alınarak çarpışma analizleri gerçekleştirilecek, ardından üretim şartlarındaki etkiler de göz önüne alınarak optimizasyon çalışmasının yapılması ile, belirlenen tasarım değişkenleri sınırları dahilindeki, çarpışma performansı en yüksek olan enerji yutucu elde edilecektir.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Artan taşıt sayısına ağırlık olarak yaralanmalı ve ölümlü kazalardaki hızlı artış daha güvenli araçların tasarlanmasını seçenek olmaktan çıkarıp zorunluluk haline getirmiştir. Bu amaçla günümüzde, özellikle taşıtların ve darbe sönümleme parçalarının çarpışma davranışlarını belirlemek ve performanslarını iyileştirmek için otomotiv firmalarında ve otomotiv üzerine çalışmalar yapan araştırma enstitülerinde çarpışma analizleri ile ilgili çok yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Bu analizlerinin temel amacı, çarpışma anında ortaya çıkan enerjinin sürücü ve yolculara en az zararı verecek şekilde yapı tarafından sönümlenmesini sağlayacak optimum tasarımları gerçekleştirmektir[1-5].

Araçların önden çarpışması durumunda aracın ön kısmındaki deformasyonun yolcu bölmesine doğru ilerlemesi güvenlik açısından istenmeyen durumlar ortaya çıkarmaktadır. Bu tür kazalarda aracın kinetik enerjisinin dengeli ve sürekli bir biçimde sönümlenmesi ile atalet etkileri azalır ve araç içindeki kişilere gelecek zararlar daha az olur.

Araçların önden çarpışması durumunda sürücü ve yolculara gelen zararın minimuma indirgenmesi için ön tampon ve arkasındaki darbe emiciler kullanılır. Tampon ve darbe emicilerden oluşan ön pasif güvenlik sistemi, aracın sahip olduğu kinetik enerjiyi, plastik deformasyona uğrayarak belli bir oranda sönümlerler.

Tampon ve darbe emicilere ait profillerin sönümleme özellikleri dikkate alınarak tasarlanmaları halinde çarpışmadan doğacak olumsuz etkiler azaltılır. Önden çarpışma anında ilk darbeyi alan tampon ve daha sonra darbe emiciler üzerinde enerjinin belli bir kısmı absorbe edilir. Enerjinin absorbe edilmesi, darbe emicilerin katlanarak plastik deformasyona uğraması ile gerçekleşir. İlk çarpışma anında tampon deforme olarak belli bir miktar enerjiyi absorbe eder ve arkasından darbe emiciler deforme olmaya başlar, aksenel yönde gelen tepki kuvveti en yüksek değerine ulaşır, daha sonra tepki kuvvetleri ortalama bir değer etrafında salınmaya başlar. Bu sırada yapı yerel burkulmalar ile iç içe katlanarak kısalır[1].

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 [1-22].

Alghamdi [5], darbe emici geometrileri silindirik yutucular, konik yutucular, çokgen kolonlar ve diğer şekildeki yutucular şeklinde sınıflandırmıştır.

Darbe emiciler üzerine yapılan çalışmaların önemli bir bölümünü dairesel ve kare kesitli darbe emiciler oluşturmaktadır. Çalışmaların birçoğunda incelenen darbe emiciler genellikle düz yani darbe emici yan duvarlarının darbe emici eksenine paralel olarak uzandığı yapılardır. Darbe emiciler incelenirken genel olarak üzerinde durulan konular; toplam enerji emilimi, maksimum ezilme kuvveti, ortalama ezilme kuvveti, toplam yer değiştirme, özgül enerji emilimi ve ezilme kuvveti verimliliği olarak ifade edilebilir.

Langseth ve arkadaşları [6], alüminyum alaşımından imal edilmiş kare kesitli darbe emicilerin aksenal yük altındaki davranışını deneysel olarak incelemişlerdir. Hem statik hem de dinamik olarak test edilen numuneler için temel değişkenler et kalınlığı ve çarpışma hızı olarak seçilmiş olup dinamik testlerde 8-20 m/s aralığında değişen hızlara sahip 56 kg kütleli ağırlık kullanılmıştır. Dinamik testler sonucunda darbe enerjisi ile kalıcı aksenal yer değiştirme arasında neredeyse doğrusal bir ilişki olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca 2,5 mm et kalınlığında sadece simetrik deformasyon biçimleri gözlemlenirken daha düşük et kalınlıklarında simetrik ya da simetrik ve asimetrik kombinasyonu modlar gözlemlenmiştir. Ezilme sırasında meydana gelen katlanmanın simetrik veya asimetrik oluşu enerji emilimini etkilemekte olup simetrik olduğu durumda daha çok enerji emdiği görülmüştür.

Kia Motors ve Hyundai Motors araştırma ve geliştirme bölümünde Huh ve ark. tarafından yapılan çalışmada [21], sac malzemelere şekil vermenin, parçaların çarpışma cevabı üzerine ölçülebilir etkileri olduğunu göstermektedir.

Güvenilir çarpışma simülasyonları elde etmek için malzemelerin dinamik özellikleri yanında şekil verme ve kalıplama etkileri de düşünülmelidir. Araç yapısında çoğu yük taşıyan parçalar sac şekil verme işlemiyle üretilirler. Üretim esnasında parçalarda üretim koşullarına ve yöntemine bağlı olarak kalınlık ve plastik şekil değişiminin üniform olmayan dağılımı yanında şekil vermeden gelen incelleme ve

katlanmalar meydana gelmektedir. Buna karşın literatürdeki çalışmaların büyük çoğunluğu bu şekil verme etkilerini dikkate almadan gerçekleştirilmektedir. Bu etkileri analizlerde hesaba katmamanın çarpışma modunda ve enerji yutma kapasitesinin belirlenmesinde hatalı sonuçlara sebep olduğu ortaya konulmuştur[21]. Sac şekillendirme etkisi dikkate alındığında maksimum kuvvetlerin %13 arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca enerji emme miktarının kalıcı uzamalar aktarıldığında önemli şekilde arttığı, üniform olmayan kalınlık değişimleri aktarıldığında ise azaldığı gözlemlenmiştir.

Daimler Chrysler'da Zoller and Frank [22] tarafından yapılan çalışmada çarpışma analizi sonuçlarını doğru tahmin edebilmek için plastik şekil değiştirmeler ve kalınlık dağılımlarının dikkate alınmasının gerekliliği ortaya çıkarılmıştır.

Volvo Car Corporation' da Krusper [23] tarafından yapılan çalışmada plastik şekil değiştirmeler ve kalınlık dağılımının çarpışma cevabı üzerinde önemli etkisi olduğu ortaya çıkarılmıştır.

Dutton ve ark. [24] tarafından yapılan çalışmada sac şekillendirme nedeniyle oluşan kalıntı gerilmelerin çarpışma sonuçlarına etkisi incelenmiş ve kalıntı gerilmelerin etkisinin çarpışma analizine aktarımı ile sönmelenen enerjisinin % 18 arttığı, ivmelenmenin ise azaldığı gözlemlenmiştir.

Simunovic ve Aramayo [25] tarafından yapılan ve ABD enerji bakanlığınca desteklenen projede sac şekillendirme etkisinin çarpışma performansına önemli derecede etkisi olduğu ortaya konulmuştur.

Dagson[26] tarafından yapılan çalışmada SCANIA marka bir kamyonu ait bir parçanın çarpışma performansına sac şekillendirme işlemindeki oluşan değişimlerin aktarılması incelenmiştir. Bu çalışmada farklı şekillendirme parametrelerinin etkileri araştırılmıştır. Mevcut yer değiştirmelerin gerçek yer değiştirmelerden %15 daha az olduğu, maksimum ivmelenme değerinin ise % 23 azaldığı ortaya konulmuştur.

Genellikle sac şekillendirme esnasında oluşan kalınlık inceliği çarpışma analizlerinde dikkate alınmayarak saf malzeme özellikleriyle çözüm yapılmaktadır. Son yıllarda yapılan çalışmalar şekil vermenin, parçaların çarpışma cevabı üzerine önemli etkileri olduğunu göstermektedir. Daha güvenilir ve gerçekçi çarpışma

analizleri için şekil verme etkilerinin hesaba katılması gerektiği genellikle yapılan çalışmalarda vurgulanmıştır. Chen tarafından yapılan çalışmada[27] aracın bazı parçalarının üretiminden gelen kalınlık, plastik şekil değişimi ve gerilmeler tüm araç çarpışma modeline aktarılmıştır. Tüm araç modelinin ve parçaların çarpışma davranışları değerlendirilmiştir. Şekil verme etkilerini içeren model daha rijit davranış göstermekte ve ivmelenmede %10'luk bir artış görülmektedir. Parça düzeyinde ise aracın ön kirişinde burkulma ve eğilme, şekil verme etkilerinin içerilmediği durum için çok daha şiddetli olmaktadır. Bu durum şu şekilde açıklanmaktadır. Plastik şekil değişimleri sebebiyle parçada pekleşme yani mukavemet artışı olmaktadır. Bu da kalınlık incelmesi ve gerilmeleri etkisini karşılamaktadır.

Dutton ve arkadaşları [28] tarafından yapılan çalışmada hidroform yöntemi ile üretilmiş S şeklindeki bir içi boş tüpün şekil verme etkileriyle çarpışma davranışını sayısal olarak incelenmiş, şekil verme analizinden elde edilen deforme olmuş geometri, kalınlık değişimi, plastik şekil değişimi, gerilme ve geri yaylanma analizi sonrası elde edilen gerilme dağılımları gibi parametrelerin her birinin ayrı ayrı çarpışmaya etkileri incelenmiştir. Parçanın deforme olmuş geometrisinde ve rijit duvar yer değiştirmesinde önemli farklar görülmüştür. En önemli etkiyi %78'den daha az rijit duvar yer değişimi ile plastik şekil değişimi göstermektedir.

Oliveira [29] tarafından alüminyum alaşımlı tüplerin S şeklinde eğilmesinden oluşan artık şekil verme etkilerinin çarpışma üzerine etkileri incelenmektedir. Çarpışma anındaki maksimum reaksiyon kuvvetinin şekil verme etkilerini içerdiği durum için yaklaşık %25–30 ve sönmülenen enerjinin de %18 arttığı belirlenmiştir.

Broune [30], şekil verme analizi yapmadan şekil verme etkilerini belirlemeye yönelik bir algoritma geliştirmiştir. Bir düz levhayı bükme işlemine tabi tuttuktan sonra geri yaylanma analizi gerçekleştirmiş ve ardından şekil verilmiş levhayı iki rijit plaka arasına yerleştirerek çarpışma performansı üzerine şekil verme etkilerini hem LS-DYNA programı hem de kendi geliştirdiği algoritma vasıtasıyla incelemiştir. Algoritma ve LS-DYNA dan elde edilen sonuçlar oldukça yakın davranış göstermiştir. Uyguladığı algoritma malzemenin kalınlık değişiminin az olduğu ve yoğun mesh yapısına sahip problemlerde geçerli olmaktadır. Ayrıca şekil verme etkileriyle çarpışma kuvvetinin arttığı da tespit edilmiştir.

Araç parçaları üzerinde bireysel olarak şekil verme etkilerinin incelenmesi yanında tüm veya kısmı araç modelleri üzerinde de şekil vermenin çarpışma üzerine etkileri incelenmektedir. Dutton ve ark. [31], aracın ön kirişini tek adımlı derin çekme analizi ile modellemiş ve plastik şekil değişimi verileriyle kalınlık dağılımını tam araç modeline aktarmıştır. Aracın şekil verme etkisi altındaki ve şekil verme etkisiz deformasyon modunda önemli bir fark görülmemiştir. Fakat maksimum çarpışma kuvvetinde %18'lik bir artış meydana gelmektedir.

Kullanılan hardening modelinin şekil verme etkileriyle ilişkisini belirlemeye yönelik bir çalışma Lee tarafından yapılmıştır [32]. S şeklinde, derin çekme yöntemi ve hidroform yöntemi ile üretilen iki ayrı tüpün şekil verme etkileri altında kinematik ve izotropik hardening modelleri arasındaki davranışı sayısal olarak belirlemeye çalışılmıştır. Burada amaç sistemin yükleme, boşaltma ve tekrar yüklenmesi ile hardening modelinin çarpmaya etkisini görmektir. Sonuçta plastik şekil değişiminin çarpışma davranışını önemli şekilde değiştirdiği ve deformasyonun artması ile kinematik hardening modelinin izotropik modele göre etkisinin azaldığı sonucuna ulaşılmaktadır.

Otomobil parçalarının enerji sönmüleme karakteristiklerini belirlemek ve iyileştirmek için pek çok deneysel ve sayısal çalışma yapılmasına rağmen, şekil verme etkilerinin çarpma performansını belirleme ile ilgili nispeten az çalışma yapılmıştır. Bunun en önemli nedeni, sonlu elemanlar paket programlarının kullanımı ve ileri analizleri yapabilme kapasitelerine ulaşabilmelerinin yakın zamana dayanması gösterilebilir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Enerji Yutucular ve Çarpışma Analizi

Pasif güvenlik sistemleri kategorisine giren enerji yutucular, kaza esnasında yolculara gelecek olan şok darbelerini sönmlemesi ve yolcularda oluşabilecek kaza etkilerini azaltması bakımından, otomotiv güvenliği alanında önemli bir yere sahiptir.

Özellikle son yıllardaki trafik kazalarında ki artış ile birlikte güvenlik sistemleri konusu otomotiv üreticileri ve bu alanda çalışma yapan araştırmacıların üzerinde yoğun olarak çalıştığı konuların başında gelmektedir.

Her ne kadar arzu edilen olgu, kaza hadisesinin meydana gelmemesi olsa dahi, kazanın kaçınılmaz olduğu durumlarda yolcuların güvenliğinin sağlanması büyük önem arz etmektedir. Kazanın negatif etkilerinin bertaraf edilebilmesi için yapılan çalışmalar sayesinde enerji yutucular kavramı literatüre kazandırılmıştır.

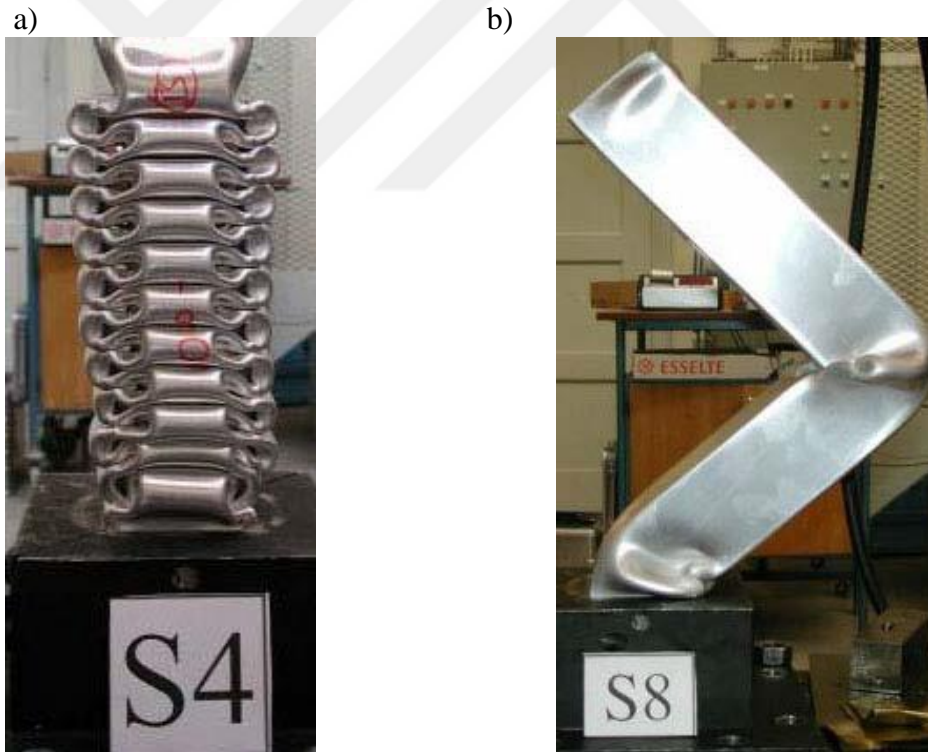
Enerji yutucular araçlarda kapı panellerinin içlerinde, A ve B sütunlarında, arka tamponun iç kısmında ve otomobillerin ön bölümünde tampon ve şasi arasında konumlandırılmışlardır. Bununla birlikte kaza araştırmaları istatistiklerinin, meydana gelen kazaların çok büyük bir kısmında otomobillerin önden çarpışmaya maruz kaldığını göstermesi sonucu, otomobillerin ön bölümünde bulunan enerji yutucuların yolcu güvenliği açısından daha büyük bir role sahip olduğu görülmektedir. Bu sebeple araştırmalar, otomobilin ön bölümünde bulunan enerji yutucular üzerinde yoğunlaşmıştır.

Enerji yutucular, otomobilin çarpması sonucu açığa çıkan kinetik enerjiyi, lokal burkulmalar sonucu kendi üzerlerine katlanması ile şekil değiştirme enerjisine dönüştürmekte ve bu suretle yolculara zarar verebilecek olan çarpışma enerjisini sönmlemektedirler.

Enerji yutucu üzerinde oluşan burkulmalar, şekil değişiminin geri dönüşümsüz olduğu plastik bölgede bulunmakta ve bu durum da şekil değiştirme enerjisinin daha yüksek olmasıyla sönmmlenen enerji miktarının daha fazla olmasını sağlamaktadır. Burada enerji yutucunun sönmmlenebildiği enerji miktarının yüksek olması istenirken aynı zamanda enerji yutucunun çarpışmadaki ilk temas noktasının yer değişiminin mümkün olduğunca az olması istenmektedir.

Enerji yutucunun bu özelliklerde olmasının gerekliliği, iki aşırı durum ile gösterilecek olursa; ilk hal için enerji yutucunun rijit kabulü yapıldığında, yani enerji sönümlenme fonksiyonunun olmaması durumu için, çarpışma ile oluşacak olan tepki kuvvetinin tamamı yolculara iletilecektir, ikinci aşırı durum enerji yutucunun tamamen esnek olması halidir. Bu durumda, yolculara gelecek olan tepki kuvvetinin değerin az olabilmesi için ezilme mesafesi değerin çok yüksek olması gerekmektedir ki bunun sağlanması otomobil konstrüksiyonu açısından mümkün değildir.

Yolcu ve otomobilin ön uç noktası arasındaki mesafenin sınırlı olması sonucu bu tür bir deformasyon ile yolcuların sıkışması veya ezilmesi kaçınılmaz olacaktır. Bu sebeplerden dolayı geliştirilen enerji yutucular için enerji emilim miktarının maksimum düzeyde olması beklenirken, oluşan tepki kuvvetlerinin ve enerji yutucunun ezilme mesafesinin minimum değerlerde olması gerekmektedir.



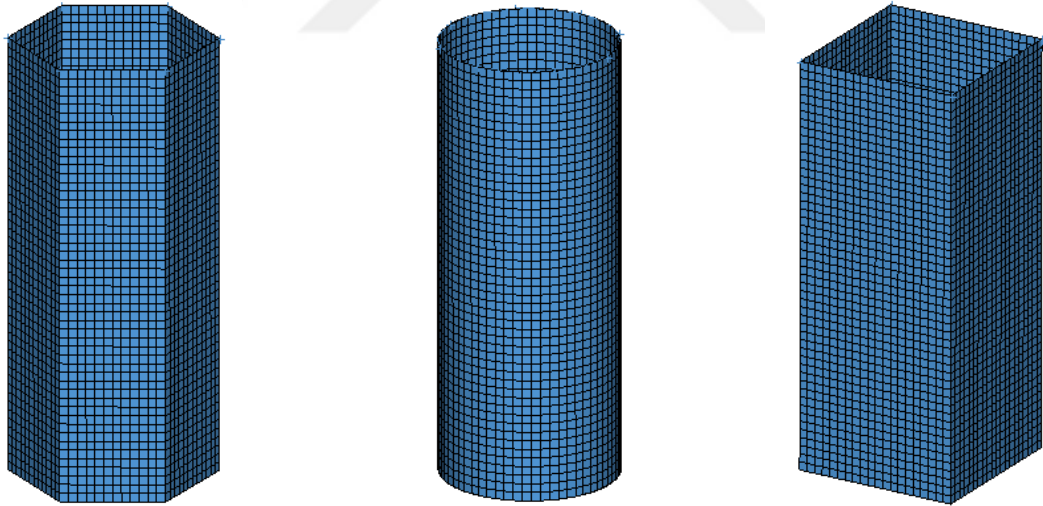
Şekil 3.1 a) Lokal burkulmalara maruz kalan, aksenal yük altında deformasyona uğrayan enerji yutucu, b) Global burkulmaya maruz kalan, aksenal yük altında deformasyona uğrayan enerji yutucu [9]

Enerji yutucuların bu tür özelliklere sahip olabilmesi için, enerji yutucunun çarpma sonucu deformasyonu esnasında global burkulmaya maruz kalmaması çok büyük bir

önem arz etmektedir. Jensen ve ark. [9] yapmış oldukları deneysel çalışma ile enerji yutucunun global burkulmaya maruz kaldığı hallerde yolculara iletilen maksimum çarpma kuvveti değeri lokal burkulmalara maruz kalan enerji yutucunun maksimum çarpma kuvvetine göre yaklaşık 5 kat daha büyük olduğunu göstermektedirler. Ayrıca global burkulmaya maruz kalan enerji yutucunun sönümleyebildiği enerji miktarının da daha az olduğunu göstermişlerdir (Şekil 3.1).

Enerji yutucuların çarpışma performansını etkileyen burkulma kriterinin önemli bir parametre olması sebebi ile enerji yutucuların geometrik tasarımları, çarpışma sonrasında lokal burkulmaların oluşabileceği şekilde yapılmıştır. Enerji yutucuların geometrik tasarımı için yapılan çalışmalar arasında ayrıca enerji yutucunun kesit geometrisinin çarpışma performansına olan etkilerinin incelenmesi yer almaktadır.

Alghamdi [5], darbe emici geometrileri Şekil 3.2 de ve Şekil 3.3 de darbe öncesi ve darbe sonrası durumları görülen silindirik yutucular, konik yutucular, çokgen kolonlar ve diğer şekildeki yutucular şeklinde sınıflandırmıştır.



Şekil 3.2 Deforme olmamış altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri [5]

Yapılan çalışmalar da, çarpışma performans kriterleri göz önüne alındığında altıgen kesitli olan enerji yutucuların daha yüksek performans gösterdikleri gözlemlenmiştir. Bununla birlikte enerji yutucular için yapılan çalışmalarda daha çok, dairesel kesitli ve kare kesitli olan enerji yutucular bulunmaktadır. Bunun sebeplerinden biri

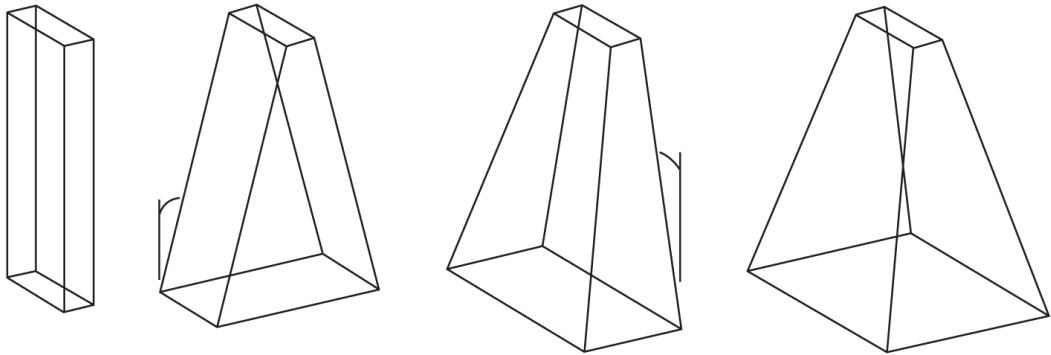
otomobillerde kullanılacak olan bu parçaların imalatı için daha hızlı ve ucuz bir metot olan ekstrüzyon yöntemi ile bu parçaların üretilmesidir. Fakat güvenlik standartlarının artması ve otomobillerdeki güvenlik beklentilerinin çoğalması ile birlikte soğuk şekil verme yöntemi ile üretilen farklı kesitlerdeki enerji yutucuların kullanılması artmıştır.



Şekil 3.3 Deforme olmuş altıgen, dairesel ve kare kesitli darbe emici geometrileri [5]

Enerji yutucuların üretim süreçlerindeki değişim ve oluşturulabilecek geometrilerin daha esnek olarak seçilebilmesi ile farklı enerji yutucu modellerinin incelenmesinde artış olmuştur. Nagel ve Thambiratnam [10] yaptıkları çalışmada, enerji yutucunun aksenal yöndeki daralmasının, yani enerji yutucunun alt ve üst kesitleri incelendiğinde üst kesitin alt kesite oranla daha küçük olduğu konikleşmenin, enerji yutucunun performansı üzerine olumlu etkilerinin olduğunu göstermişlerdir.

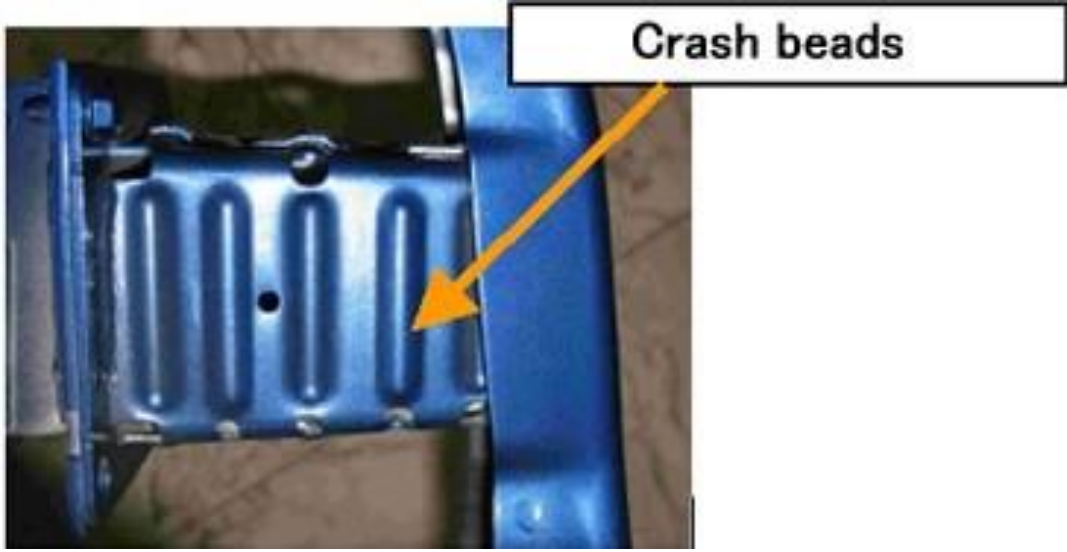
Özellikle konik enerji yutuculardaki çarpışma kuvveti veriminin daha yüksek olduğu vurgulanmıştır.



Şekil 3.4 Sırasıyla; Düz dikdörtgen enerji yutucu, İki tarafı konik enerji yutucu, Üç tarafı eğik enerji yutucu, Dört tarafı eğik enerji yutucu [18]

Konik enerji yutucuların (Şekil3.4) , çarpışma esnasında ortaya çıkan tepki kuvvetini azaltması, ilk anda yolcularda meydana gelecek olan sarsıntıyı ve olumsuz etkileri azaltması bakımından çalışmalara yön vermiştir.

Özellikle çarpışmanın ilk anlarında meydana gelen maksimum çarpma kuvvetinin daha da azaltılabilmesi adına enerji yutuculara tetikleyici (trigger) denilen ve enerji yutucunun burkulmasını kolaylaştıran tasarım öğeleri eklenmiştir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Enerji Yutucuların üzerinde bulunan burkulma tetikleyicileri [1]

Enerji yutuculara eklenen burkulma tetikleyicileri sayesinde hem ilk anda ortaya çıkan maksimum çarpma kuvveti azalmakta hem de enerji yutucunun ezilmesi esnasında oluşan kuvvet dalgalanmalarını azaltarak daha dengeli bir kuvvet akışı sağlamaktadır.

Yapılan araştırmaların temelinde enerji yutucular için çarpışma performansının artırılmasına yönelik çalışmalar bulunmaktadır. Literatürde enerji yutucuların performansını belirlemeye yönelik birçok tanım ortaya konmuştur. Çarpışma analizlerinin sonuçlarının yorumlanmasında ve tasarım değişkenlerinin belirlenmesi esnasında bu tanımlardan yararlanılır. Bu tanımlar, emilen toplam enerji, maksimum çarpma kuvveti, ortalama çarpma kuvveti, çarpma kuvveti verimi, özgül enerji emilimi olarak belirlenmiştir.[33]

3.1.1. Emilen toplam enerji

Çarpışma anında bir enerji yutucu tarafından yutulan toplam enerji (E_T), çarpma kuvvetinin yaptığı iş olarak tanımlanabilir.

$$E_T = \int_{S_b}^{S_s} F dS \quad (3.1)$$

Burada F (kN), aksel yöndeki ezilme kuvvetini; S (mm), yer değiştirmeyi; S_b , kuvvetin ilk uygulandığı andaki başlangıç konumu ve S_s , sönümlenmenin bittiği andaki son konumu ifade etmektedir. Çarpma verilerinden elde edilen kuvvet-yer değiştirme grafiğinde, kuvvet eğrisinin altında kalan alan olarak da ifade edilmektedir. Enerji yutucular için istenen, bu değerin mümkün olduğunca yüksek olmasıdır.

3.1.2. Maksimum (Pik) çarpışma kuvveti

Çarpışma anında enerji yutucu üzerine aksel yönde gelen yükler çarpma kuvvetini oluşturmaktadır. Genelde çarpışmanın ilk anlarında ilk temasta kalıcı şekil değiştirmenin başlaması ile birlikte ortaya çıkan en yüksek kuvvete maksimum (pik) çarpma kuvveti denilmektedir. Bu değerin olabildiğince düşük olması istenmektedir, aksi halde enerji yutucunun sönümleyemediği büyük kuvvetler taşıt içerisindeki yolculara aktarılacak ve güvenliği olumsuz yönde etkileyecektir. İlk anda oluşan yüksek değerlerdeki çarpma kuvvetinin engellenebilmesi için enerji yutucuların geometrisi ön tarafa doğru daralan konik yapı şeklinde oluşturulmakta veya burkulma tetikleyicisi (trigger) eklenmektedir.

3.1.3. Ortalama çarpma kuvveti

Denklem (3.1) ile tanımlanan enerji yutucunun emdiği toplam enerjinin, aksel yöndeki toplam ezilme mesafesine oranı olarak ifade edilmektedir.

$$F_O = \frac{E_T}{S_s - S_b} \quad (3.2)$$

Enerji yutucuların deformasyonu esnasında, enerji yutucudaki lokal burkulmalar ile üst üste katlanmalar meydana gelmektedir, bu esnada tepki kuvvetlerinde dalgalanmalar oluşmaktadır. Bu tür kuvvet değerlerindeki değişim durumları

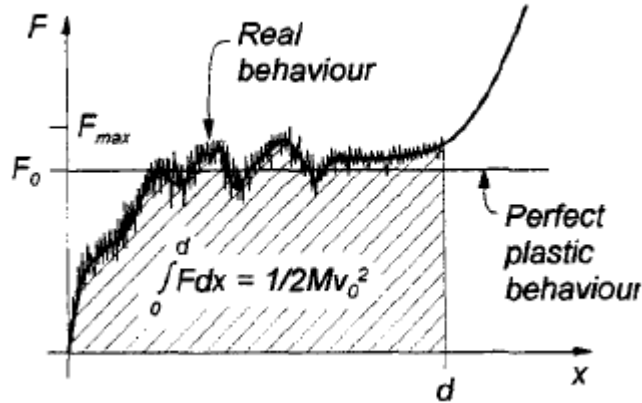
kaçınılmaz olsa da, tepki kuvvetlerinin buradaki ortalama çarpma kuvveti değerine yakın olacak şekilde bir değişim göstermesi amaçlanmaktadır.

3.1.4. Çarpma kuvveti verimi

Ortalama çarpma kuvvetinin, maksimum (pik) çarpma kuvvetine oranı olarak ifade edilmektedir.

$$\eta = \frac{F_0}{F_{maks}} \quad (3.3)$$

Çarpma kuvveti veriminin yüksek olması arzu edilen bir durumdur. Çarpma kuvveti eğrisinin nispeten düz ve maksimum çarpma kuvvetinin düşük olması istenmektedir (Şekil 3.6). Bu sayede, yolculara iletilen kuvvet daha az olmakta ve yolcu güvenliği artmaktadır.



Şekil 3.6 Enerji yutucular için Kuvvet – Yer değiştirme diyagramı [34]

3.1.5. Özgül enerji emilimi

Bir enerji yutucunun emdiği toplam enerjinin, enerji yutucunun kütlesine oranı olarak ifade edilmektedir.

$$E_m = \frac{E_T}{m} \quad (3.4)$$

Burada E_m , özgül enerji emilimini; m ise enerji yutucunun kütlesini ifade etmektedir. Tasarlanan enerji yutucuların çarpışma performansının yanı sıra, hafif olmaları da arzu edilmektedir. Bu sebeple bu tanım, tasarım açısından önemli bir parametredir.

Bu büyüklük, verilen bir kütle için enerji sönümlenme açısından hangi geometrideki sönümlenme elemanının daha verimli olduğunu belirlemeye yardımcı olur.

3.1.6. Çarpışma analizleri ve LS-DYNA çözücüsü

Çarpışma analizlerinde, sistemin dinamiği gereği ve özellikle çarpışma esnasında büyük şekil değiştirmelerin olması ve malzemelerin plastik bölgedeki davranışları non-lineer olmasından dolayı, sistemin direk çözümünün bazı durumlarda mevcut olmayışı bu tür problemlerin çözümünde non-lineer çözümler yapabilen sonlu elemanlar yöntemlerinin kullanılmasına sebep olmaktadır.

Bu tip non-lineer olayların çözümü için genellikle LS-DYNA programı kullanılmaktadır. Bir çok çalışmada özellikle çarpışma analizleri ile ilgili olanlarda LS-DYNA programının kullanıldığı görülmektedir. Aynı zamanda bu çalışmalarında bir sonucu olarak LS-DYNA programı da sürekli olarak geliştirilmektedir. Bu gelişimler sonucunda program içerisinde farklı tip malzemelerin fiziksel özelliklerinin tanımlandığı, denenerek test edilmiş ve kullanıcı için hazır olacak şekilde oluşturulmuş malzeme kartları, sınır ve başlangıç koşullarının kolay bir şekilde probleme eklenmesini sağlayan menüler ve otomotiv endüstrisine yönelik özel uygulamaları içinde barındırmaktadır.

Non-lineer denklemlerin sonlu elemanlar yöntemi ile çözümü için kullanılan iki tip yöntem mevcuttur. Bu yöntemler kapalı çözüm metodu (implicit) ve açık çözüm metodudur (explicit). LS-DYNA programı bu iki model ile çözüm yapabilme kapasitesine sahip bir programdır.

Kapalı çözüm metodu, non-lineer denklemlerin çözümünde, kısmi türevli diferansiyel denklem olarak verilen problemlerin çözümünde sonlu farklar yönteminin kullanılarak çözümlenmesinde kullanılmaktadır. Problemin tipine göre ileri sonlu farklar yöntemi, merkezi farklar yöntemi veya geri sonlu farklar yöntemi ile çözüm yapılır. Çözümü yapılacak olan sistem üzerinde nod'lar tanımlanarak ağ yapısı oluşturulur ve kısmi türevli diferansiyelin tipine göre seçilen sonlu fark denklemleri her bir nod için yazılarak çözüm matrisi oluşturulur.

Bu yöntemin kapalı olarak adlandırılmasının sebebi ise çözüm matrisinin her bir zaman aralığı için bütününün çözülmesi gerekliliğidir. Bu yöntemde, elde edilen veriler ile bir sonraki zaman aralığının çözümünün başlangıç değerleri belirlenir.

Kapalı çözüm metodunun avantajı, bilinmeyenlerin bulunduğu matrisi tek seferde çözmesi ve birikebilecek olan yuvarlatma ve kesme hatalarının önüne geçmesidir. Ayrıca bu metot kararlıdır ve çok büyük zaman adımlarındaki çözümlere izin vermektedir.

Kapalı çözüm metodunun dezavantajı ise, bilinmeyenlerin bulunduğu matrisi tek seferde çözdüğü için, çözüm esnasında bilgisayarın RAM kapasitesini aktif olarak kullanmaktadır. Bu durumda sistem için belirlenecek olan nod sayısı bilgisayarın RAM kapasitesi ile sınırlanmakta ve belli bir değerin üzerinde ki nod sayısı için çözüm yapamamaktadır. Açık çözüm metodu da, kapalı çözüm metodunda olduğu gibi sonlu farklar yöntemi ile sonuca ulaşmakta, fakat kapalı çözüm metodundan farklı olarak çözümü işlemini tek seferde yapmak yerine, çözümü sıralı olarak yapmaktadır. Sistemin denge denklemi çözümü bilinen bir başlangıç zamanında kurulur ve çözümü bilinmeyen bir sonraki zaman aralığı için matris çözümü bir önceki verileri kullanarak sıra ile çözüm yapmaktadır.

Açık çözüm metodunun avantajı, çok daha büyük nod sayıları ile çalışılmasına izin vermesi ve çarpışma analizlerinde ki gibi çok kısa sürelerde oluşan büyük değişimleri çözümlenebilmesidir.

Açık çözüm metodunun dezavantajı ise, sıralı çözüm yaptığı için, bir önceki çözümde bulunan kesme ve yuvarlatma hatalarını da aktarması ve hataların birikebilmesine sebep olmasıdır. Bir diğer dezavantajı ise metodun koşullu kararlı bir yapıda olması ve çözüm işlemi esnasında belirlenen zaman adımının belirli bir değeri aşmaması gerekliliğidir.

3.2. Sac Metal Şekillendirme ve Analizi

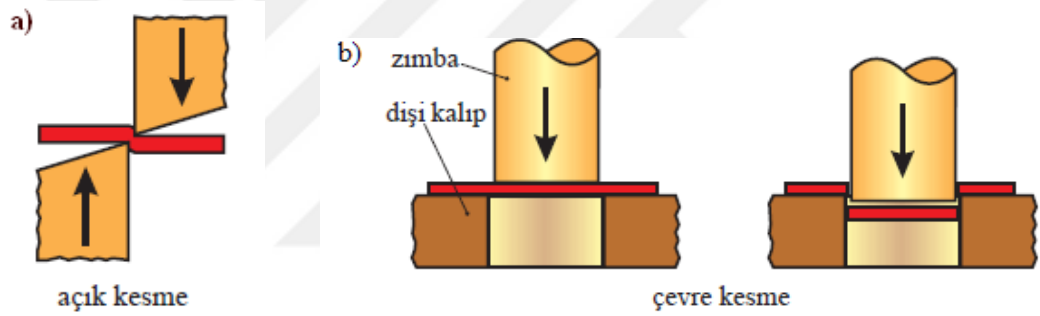
Birçok farklı endüstri kolunda, üretimde yüksek oranda kullanılan sac metallerin şekillendirilmesi işlemi, otomotiv sektöründe de çeşitli parçaların imalatında yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. İlk dönemki otomobillerin dış kaportası için kullanılan şekillendirilmiş sac metaller, günümüzde otomobillerin ağırlıklarının hafifletilebilmesi için otomobilin birçok parçasında kullanıldığı görülmektedir.

Ayrıca sac şekillendirme işlemi bir pres makinesi ile uygun kalıplar kullanılarak yapıldığı için, bu tür parçalarda üretim zamanı ve maliyeti yönünde de avantajları bulunmaktadır.

3.2.1. Sac şekillendirme yöntemleri

Sac metal şekillendirme işlemi, yapılan işleme göre farklı isimlerde anılmaktadır. Kesme, bükme, gererek şekillendirme, derin çekme, rulo ile şekillendirme bunlardan birkaçıdır.

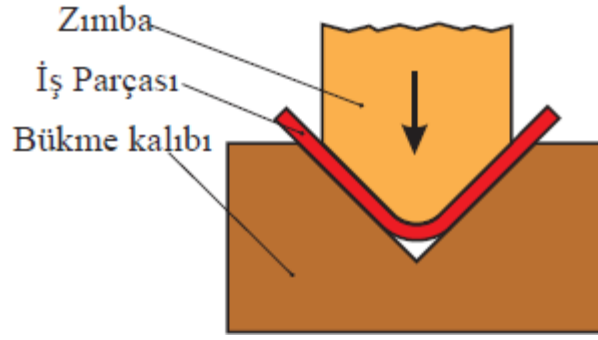
Kesme işlemi, saclarla ilgili imalat işlemlerinde sıklıkla kullanılır. Kesme, yassı çelik sac ve levhaların dilme, ayırma, taslak kesme, delme, çentik açma, yarma, çapak kesme gibi işlemlerinde kullanılır. Açık kesme ve çevre kesme tipleri mevcuttur. Aşağıda kesme işleminin şematik gösterimi verilmiştir. (Şekil3.7)



Şekil 3.7 a) Sac levha için açık kesme işlemi, b) Sac levha için çevre kesme işlemi. [35]

Birçok parça, sacların bir veya birkaç yerinden bükülmesi ile şekillendirilir. Bükme işleminde malzemenin dış yüzeyinde germe, iç yüzeyinde sıkıştırma olayı söz konusudur. Malzemenin orta bölgesinde ise, ilk boyutun sabit kaldığı bir nötr eksen mevcuttur. Çekme gerilmelerine maruz kalan dış yüzeydeki lifler, basma gerilmelerinin etkisindeki iç yüzey liflerinden daha fazla gerinirler. Bu nedenle, hacim sabitliği yasasına göre sac kalınlığı bükme bölgesinde azalır. (Şeki3.8)

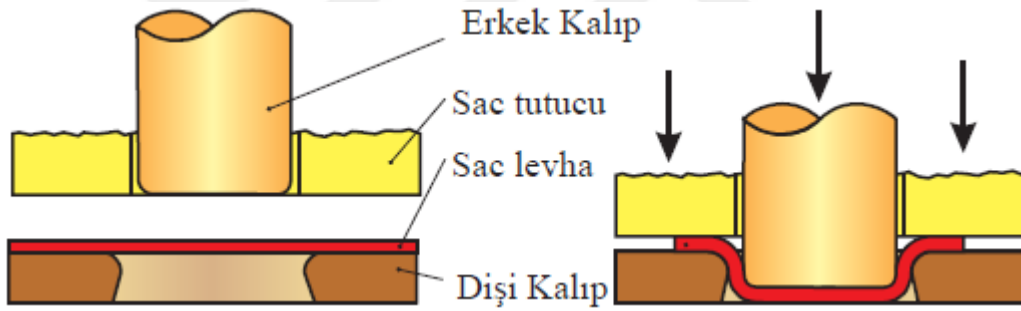
Derin çekme işlemi, yassı bir metalik sacdan üç boyutlu derin bir kap elde etme işlemidir. Bu işlemle, daha az operasyon ile parçanın son hali alması mümkün olabilmektedir.



Şekil 3.8 V büküm kalıbında bir parçanın bükülme işlemi [35]

Bu işlemin sıkça tercih edilme sebepleri, operasyon zamanının kısa olması ve karmaşık asimetrik geometrili parçaların üretimine, az bir operasyon sayısı ile ulaşılabilmesine izin vermesidir.

Derin çekme işleminde temel kalıp elemanları olarak erkek kalıp, dişi kalıp ve sac tutucu (baskı plakası) kullanılmaktadır. [36] (Şekil3.9)



Şekil 3.9 Sac levha için derin çekme işlemi [35]

3.2.2. Derin çekme işleminde kullanılan kalıp elemanları

Derin çekme ile sac şekillendirme işleminde, saca şekil verebilmek için kalıplarda kullanılan temel elemanlar; erkek kalıp, dişi kalıp, sac tutucu ve süzdürme çubuğu olarak tanımlanabilir. Bu elemanların bir pres makinesinde birlikte çalışmaları ile birlikte, metal sac levhaya istenilen geometrik form verilebilir.

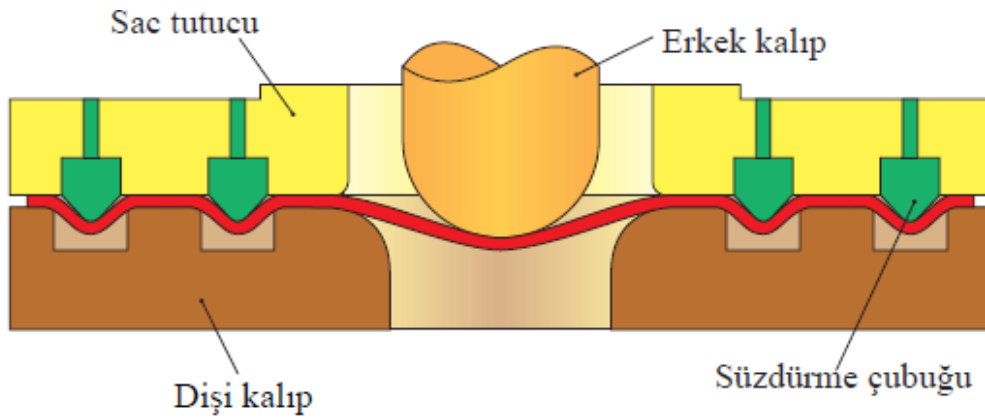
Dişi ve erkek kalıplar, elde edilmesi istenen nihai ürünün geometrisine sahip olan, fakat şekil verilecek olan sac levha erkek ve dişi kalıp arasında kalacağı için, belli toleranslar aralığında nihai ürünün boyutlarından farklılık gösteren kalıp elemanlarıdır. Erkek kalıp geometrisi için boyut değişimi, nihai ürünün iç bölgesinin sınırlarının boyutlarına göre uygulanırken, dişi kalıp geometrisi için boyut değişimi,

nihai ürünün dış bölgesinin sınırlarının boyutlarına göre uygulanır. Dişi ve erkek kalıp için yüzey kalitesi, üretilecek olan parçanın düzgünlüğü açısından önem arz etmektedir.

Sac tutucu, derin çekme kalıplarının bir diğer elemanı olan sac tutucu, sac levhanın şekillendirilmesi esnasında oluşabilecek olan kırışıklıkların giderilmesinde sac levhayı sabitlemek ve şekillendirme işleminin ardından oluşabilecek geri yaylanma etkisinin azaltılmasını sağlamaktadır. Sac tutucu, sac levhayı dişi kalıba bastırarak basınç oluşturur ve sacın şekil verme işlemi esnasında gergin durmasını sağlar. Burada sac tutucuya uygulanacak olan kuvvetin büyüklüğü önem arz etmektedir. Eğer sac tutucunun uyguladığı basınç az olursa, şekillendirilen sac parçada kırışıklıklar meydana gelecektir. Sac tutucunun uyguladığı basıncın çok olması durumunda ise şekillendirilen parçada yırtılmalar oluşacaktır.

Süzdürme çubuğu, sac tutucu ile dişi kalıp arasında kalan sac levhaya yeteri kadar basınç gelmediğinde ve istenilen sürtünme değerine ulaşamadığında, şekillenen parçada kırışıklık olmaması için süzdürme çubukları kullanılmaktadır.

Sac levha şekil verme işlemi esnasında sac tutucu ile dişi kalıp arasında kayarken, süzdürme çubuklarının bulunduğu bölgede ikincil bir şekil değişimine maruz kaldıkları için, sac levhanın daha fazla gerilmesine sebep olmaktadır. Süzdürme çubuklarının kullanımı, saca uygulanması gereken sac tutucu kuvveti değerine pres kapasitesinin üzerinde olması nedeniyle ulaşamaması durumlarında kullanılmaktadır.



Şekil 3.10 Bir derin çekme kalıbındaki süzdürme çubukları [35]

Bir diğer kullanımı ise özellikle asimetrik geometrili parçaların şekillendirilmesi esnasında, şekillenen parçanın bir bölümünde yırtılma görülürken, diğer bölümünde kırışıklık görülebilmektedir.

Bu durumun önüne geçilebilmesi için süzdürme çubukları sadece kırışıklık olan kısmın gerdirilmesini sağlamak için bölgesel olarak da kullanılabilir. Bazen tek sıra süzdürme çubuğunun kâfi gelmediği durumlar olabilir. Bu tip durumlarda iki sıra süzdürme çubuğu kullanımı mevcuttur. (Şekil 3.10)

3.2.3. Derin çekme işlemi için kullanılan pres sistemleri

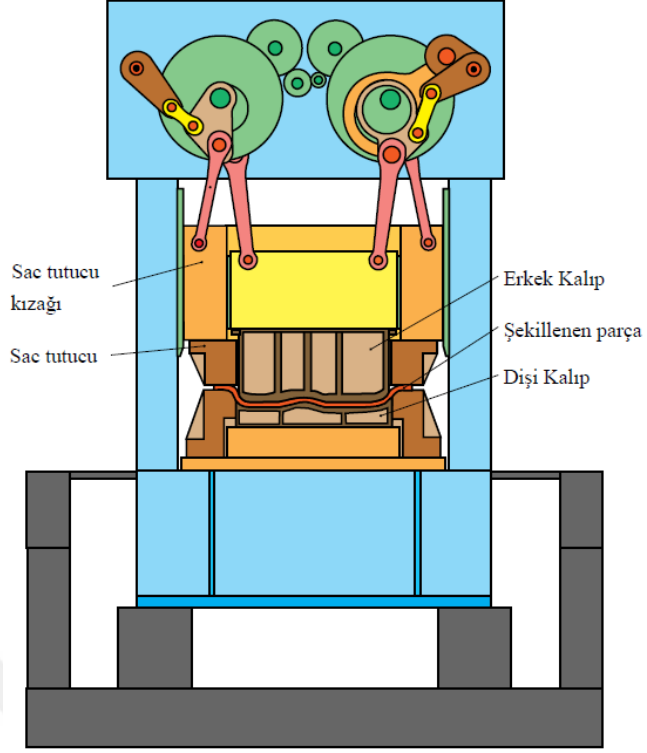
Çift etkili pres ile şekillendirmede, Sac levha şekillendiren çift etkili bir presde erkek kalıp, presin üst tablasındaki hareketli bölüme yerleştirilmiştir. Yine aynı şekilde sac tutucu plaka erkek kalıp etrafını çevreleyecek şekilde üst bölüme yerleştirilmiştir. Dişi kalıp ise presin alt bölgesinde ve sabit olarak durmaktadır.

Sac şekillendirme işleminin başlangıcında ilk olarak sac tutucu, sac levha ile temas eder ve dişi kalıp ile sac tutucu arasında kalan sac levha gerdirilir. Bunun ardından erkek kalıp parçası aşağı inmek suretiyle sac levhayı şekillendirir ve stroğun bittiği noktada şekillenen sac parçası, erkek ve dişi kalıbın geometrisine göre oluşturulmaktadır. (Şekil 3.11)

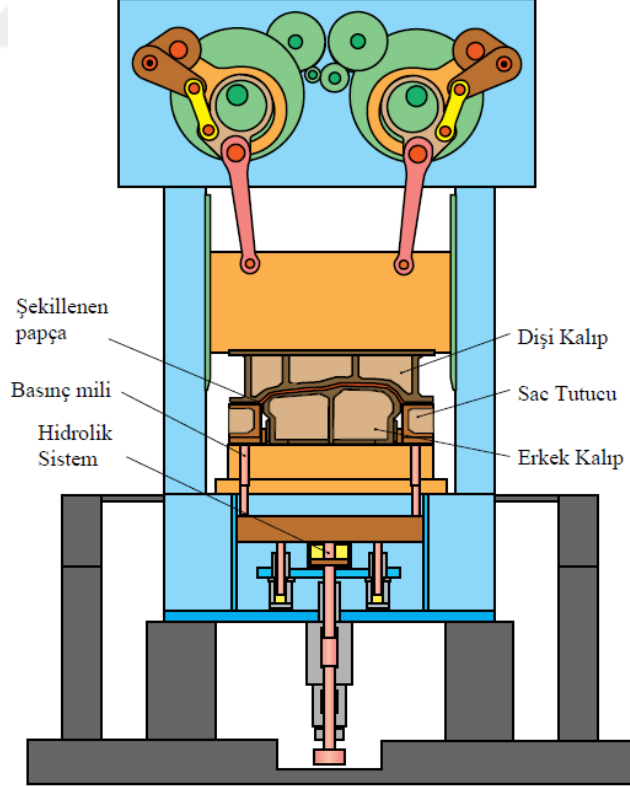
Tek etkili pres ile şekillendirmede, dişi kalıp hareketli elemandır ve presin üst tablasına yerleştirilir. Erkek kalıp ise alt tablasında ve sabit olarak durmaktadır. Sac tutucu ise, alt bölgede bulunan hidrolik veya pnömatik sistem ile erkek kalıbı çevreleyecek şekilde tutturulur.

Sac şekillendirme işlemi başlangıcında ilk olarak hareketli olan dişi kalıp sac levha ile sac tutucunun bulunduğu bölgede temas etmektedir.

Dişi kalıbın hareketi ile sac tutucu hidrolik veya pnömatik sistemleri sıkışmaya zorlamakta ve saca uygulanacak olan kuvveti buradan almaktadır. Dişi kalıbın hareketinin bittiği noktada istenilen şekildeki sac parça oluşturulmuş olmaktadır. (Şekil 3.12)



Şekil 3.11 Çift etkili bir kalıp ve temel kalıp elemanları [35]



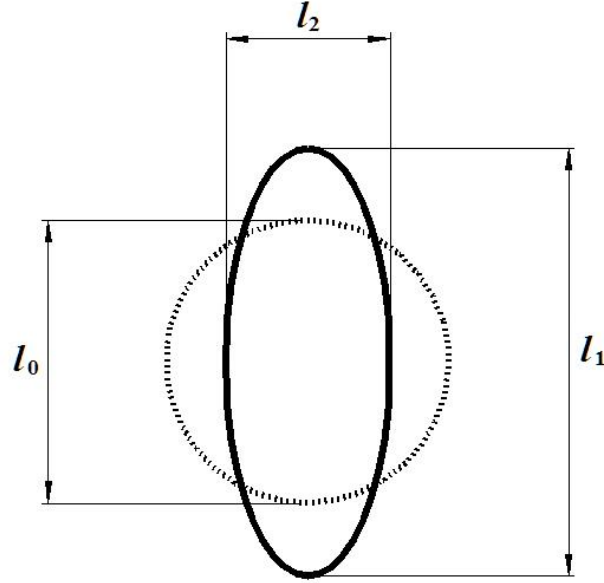
Şekil 3.12 Tek etkili bir kalıp ve temel kalıp elemanları[35]

3.2.4. Şekil verme sınır diyagramı

Her tür çelik, alüminyum, pirinç veya diğer tür metalik saclar bölgesel incelmeye (boyun vermeye) uğramadan veya kırılmadan önce, belirli bir seviyeye kadar deforme edilebilir. Bu seviye malzemenin maruz kaldığı birim şekil değişimi değerlerinin (büyük ve küçük birim şekil değişimi) kombinasyonuna bağlıdır.

En düşük seviye, düzlem gerilme durumunda gerçekleşir ve bu durumda küçük birim şekil değişimi sıfırdır. Bu bilgiler grafiksel olarak ilk defa Keeler ve Goodwin tarafından “Şekil Verme Sınır Diyagramı” olarak ortaya konmuştur.

Diyagram, genellikle numune yüzeyine çizilen standart ebatlardaki yuvarlak izlerden elde edilen birim şekil değişimi değerleri yardımıyla, bir biçimlendirme işleminin hasara (boyun vermeye) ne kadar yaklaştığını veya iş parçasında bulunan bir kusurdan ya da kalıptaki bir hatadan dolayı meydana gelecek hasarı tespit etmede kullanılmaktadır.



Şekil 3.13 Şekil verilmeden önce saca çizilen daire (kesikli çizgi) ve şekil verme işleminden sonra dairede oluşan değişim (sürekli çizgi)

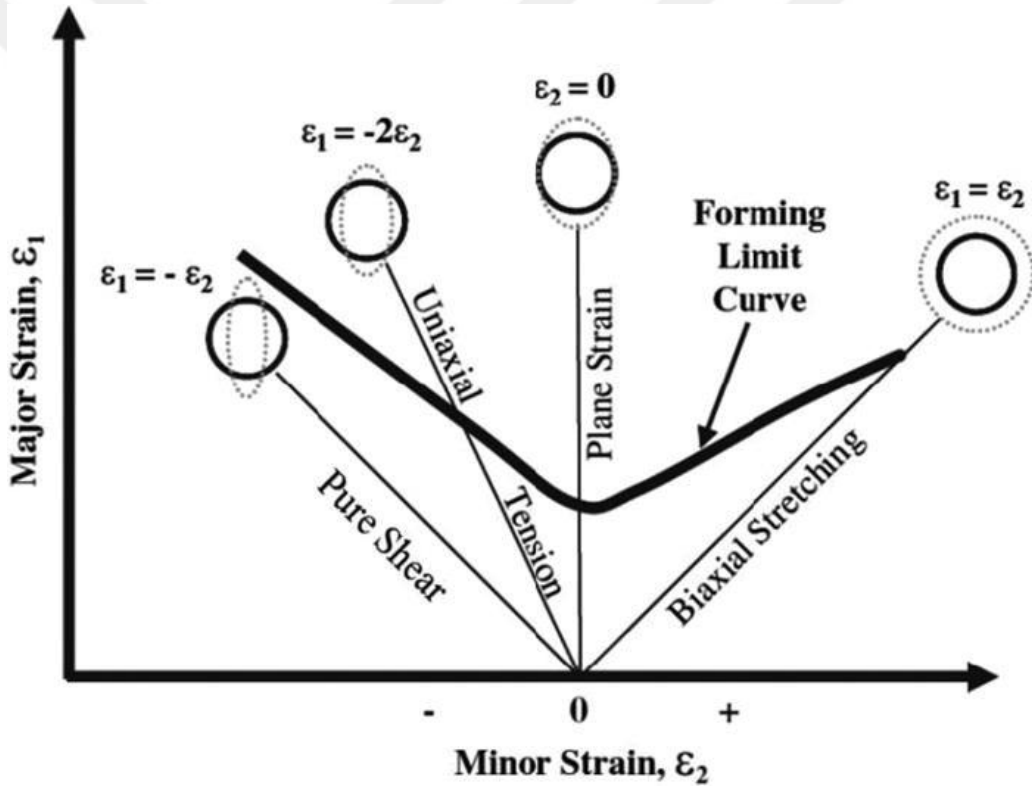
Bu diyagramlar, boyun verme anında elde edilen en büyük (majör) birim şekil değişimi (ϵ_1) değerine karşılık gelen en küçük (minör) birim şekil değişimi (ϵ_2) değeri kriter alınarak çizilmektedir. ϵ_1 ve ϵ_2 değerleri ise;

$$\varepsilon_1 = \ln \frac{l_1}{l_0} \quad (3.5)$$

$$\varepsilon_2 = \ln \frac{l_2}{l_0} \quad (3.6)$$

denklemleri ile elde edilir [37]. Burada l_0 şekil verilmeden önce sac üzerine çizilen standart ebattaki dairenin çapı, l_1 değeri şekil değişimi sonrası majör uzunluğu, l_2 değeri şekil değişimi sonrası minör uzunluğu ifade etmektedir. (Şekil 3.13)

Şekil 3.14'de düşük karbonlu çelikler için geçerli olan tipik bir şekil verme sınır diyagramını göstermektedir.



Şekil 3.14 Şekil verme sınır diyagramı [38]

Şekil verme sınır diyagramının üst bölgesi tehlikeli bölge, alt bölgesi emniyetli bölgedir. Ayrıca diyagram, çekme-çekme veya çekme-basma deformasyon türlerinin olduğu iki bölgeye ayrılır. Çekme-çekme bölgesinde ε_2 pozitif işaretlidir ve bu bölgeye ait ilk çalışmalar Keeler tarafından gerçekleştirilmiştir. Çekme-basma bölgesinde ε_2 negatif işaretlidir ve bu bölge ile ilgili ilk çalışmalar Goodwin

tarafından yapılmıştır. Bu nedenle biçimlendirme sınır diyagramları Keeler-Goodwin Diyagramları olarak da adlandırılmaktadır (Şekil 8). Biçimlendirme sınır diyagramında ε_2 'nin sıfır olduğu nokta, düzlemsel biçim değiştirmeyi belirleyen noktadır. Farklı malzemelerin karşılaştırılmasında bu noktaya ait değerler kriter olarak kullanılır.

3.2.5. Sac şekillendirme sonlu eleman analizi ve HyperForm

Sac şekillendirme işleminde, üretilecek olan nihai ürünün istenilen özelliklerde çıkabilmesi için birçok deneme yanılma yöntemi yapılması gerekmektedir. Özellikle karmaşık geometriye sahip parçalar için hangi bölgelerde yırtılmaların hangi bölgelerde kırışmaların olacağı, tecrübeye dayalı olarak üreticiler belirlemeye çalışsa dahi bazı düzensizlikler ve hatalar çoğu zaman öngörülememektedir. Üretilmesi istenilen her bir parça için deneysel olarak şekil verme diyagramı oluşturmak ise hata giderme konusunda önemli bir yol gösterici olacaktır. Tabii ki bu tür denemelerin hepsi için nihai ürüne ait kalıpların ya yeniden yapılması veya mevcut kalıp üzerinde revizyona gidilmesine sebep olacaktır. Bu ise ciddi bir maliyet demektir.

Bu tür fiziksel deneme yanılmalarının zaman ve maliyet açısından büyük kayıplara sebep olmasının önüne geçilebilmesi için, bu alanda güçlü olan HyperForm programı kullanılmaktadır.

HyperForm programında, metal sac şekillendirme işlemlerinde kullanılan metotların simülasyonları, işletme şartlarındaki parametreler kullanılarak gerçek zamanlı olarak yapılabilmektedir. Bunun en büyük avantajı ise metal sacı şekillendirilmesi işleminde her bir basamakta sac üzerindeki değişimlerin görülebilmesidir.

Ayrıca yapılan analizlerin sonucunda, parçaya ait olan, incelme ve kalınlaşma bölgelerinin yerleri ve büyüklükleri, kritik bölgelerdeki gerilme ve gerinim değerleri ve yırtılma oluşabilecek/oluşan veya kırışma oluşabilecek/oluşan yerleri gösterebilmesi açısından sac şekillendirme işlemleri öncesi kullanımı büyük ölçüde tercih edilmektedir. Bu sayede üretilecek olan veya revizyona uğrayacak kalıp sayısı azalmakta ve analiz sonucunda ki öngörüler sayesinde gözden kaçabilecek yerlere müdahale ile kusurları daha az olan ürünler üretilebilmektedir.

3.3. Optimizasyon

Optimizasyon, kelime anlamı olarak, bir durum veya kaynağın en iyi şekilde kullanımı şeklinde açıklanmaktadır. Bundan dolayı optimizasyon için “eniyileme” de denilmektedir. Tasarım optimizasyonu denildiğinde ise, kısıtlara bağlı kalarak amaç fonksiyonunun maksimum veya minimumunu sağlayan tasarım parametrelerinin bulunması ifade edilmektedir [39]. Burada;

- Tasarım değişkenleri (parametreleri): Tasarımı belirleyen parametreler ve sınırlarıdır. Tasarım değişkenlerinin gösterimi $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ veya $(x_i)_{\min} \leq x_i \leq (x_i)_{\max}$ şeklinde olmaktadır. Boyut, kalınlık, malzeme, vb. tasarım değişkeni olarak tanımlanabilirler.
- Amaç Fonksiyonu: Maksimize veya minimize yapılmak istenen fonksiyondur. Amaç fonksiyonu için $f(x)$ ifadesi kullanılır. Ağırlık/hacim, imalat fiyatı, ömür, kâr, vb. amaç fonksiyonu olarak tanımlanabilirler.
- Kısıtlar: Uyulması gereken sınırlamaları belirtmektedir. Eşitsizlik kısıtı veya eşitlik kısıtı şeklinde olabilmektedir.

$$\text{- Eşitsizlik kısıtı : } g(x) \leq 0 \quad (3.7)$$

$$\text{- Eşitlik kısıtı : } h(x) = 0 \quad (3.8)$$

Uzun yıllar boyu optimizasyon üzerine sayısız çalışmalar yapılmış ve çeşitli optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Her optimizasyon yönteminin kendine göre bir avantajı olmakla birlikte yöntemlerin geliştirilmesindeki amaç, daha kısa işlem adımı, daha hızlı sonuca ulaşma ve ulaşılan sonuçların en iyiye en yakın olması hedeflenmektedir. Bununla birlikte optimizasyon yöntemlerinin temelde belirli bir standart tanımı yapılabilmektedir.

Buna göre;

a) $f(x)$, $g_i(x)$ ve $h_j(x)$ fonksiyonları tasarım değişkenlerine bağlı olarak tanımlanır.

b) Eşitlik şeklindeki birbirinden bağımsız kısıt sayısı, tasarım değişkeni sayısından büyük olamaz. Eşitsizlik kısıt sayısında sınırlama yoktur.

c) Eşitsizlik şeklindeki kısıtlar \leq formunda yazılır. \geq şeklinde yazılan kısıtların her iki tarafı -1 ile çarpılarak \leq formuna dönüştürülür.

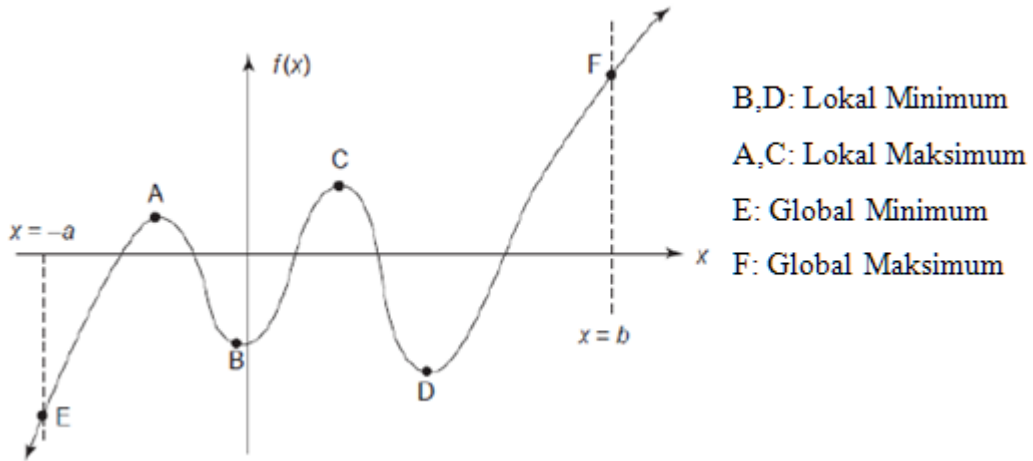
d) Kısıtları olmayan optimizasyon problemleri de tanımlanabilir.

e) $f(x)$, $g_i(x)$ ve $h_j(x)$ fonksiyonlarının hepsi doğrusal terimler içeriyorsa bu tür optimizasyon problemi “doğrusal programlama problemi” olarak isimlendirilir.

f) $f(x)$, $g_i(x)$ ve $h_j(x)$ fonksiyonlarının herhangi bir tanesi doğrusal olmayan terim içeriyorsa “doğrusal olmayan programlama problemi” olarak isimlendirilir.

g) Eğer amaç fonksiyonu sabit bir pozitif sayı ile çarpılır ise optimum tasarım problemi değişmez ancak optimum amaç fonksiyon değeri değişir.

h) Genellikle amaç fonksiyonunun minimizasyonu hedeflenir. Minimizasyon problemini, maksimizasyon problemine dönüştürmek için amaç fonksiyonu -1 ile çarpılır.



Şekil 3.15 Sınırları belli olan bir fonksiyon için, lokal minimum, lokal maksimum, global minimum, global maksimum noktaları

Bir problemin optimizasyonu sonucu hedeflenen, amaç fonksiyonun minimizasyonudur ve burada minimum değerler için “global minimum” ve “lokal minimum” tanımları ortaya çıkmaktadır. Buna göre;

- Global minimum: n değişkenli $f(x)$ fonksiyonunun eğer x^* noktasında her x değeri için $f(x^*) \leq f(x)$ şartını sağlıyor ise x^* 'da global minimum vardır.
- Lokal minimum: n değişkenli $f(x)$ fonksiyonunun eğer x^* noktası civarlarında x değeri için $f(x^*) \leq f(x)$ şartını sağlıyor ise x^* 'da lokal minimum vardır.

3.3.1. Optimizasyonda sayısal metotlar

Optimizasyon problemlerinin çoğunluğu kısıtlayıcı fonksiyonlar içermektedir. Kısıtlayıcı fonksiyonlar sadece eşitlik kısıtından oluşuyorsa, bu tip sistemlerin optimizasyonu için "Lagrange Teoremi" kullanılır. Bu metodların çözümü optimum x^* noktasının düzenli nokta olması gerekliliği üzerine kuruludur. Ayrıca bu kısıtlayıcıların gradyanları (1. Türevleri) birbirlerinden lineer olarak bağımsızdırlar. Buna göre eşitlik kısıt fonksiyonu olan bir sistemin optimizasyonunda "Lagrange Çarpanlar Teoremi" kullanılmaktadır.

Kısıt fonksiyonları eğer ki eşitsizlik kısıt fonksiyonlarına da sahipse, eşitsizlik kısıt fonksiyonları, uygun gerek şartlar tanımlanmak sureti ile eşitlik kısıtlarına dönüştürülür ve sistemin optimizasyonu buna göre yapılır. Eşitsizlik kısıtları için gerek şartlara ise Karush-Khun-Tucker şartları denilmektedir.

Bununla birlikte bazı sistemlerde amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları doğrusal (lineer) olabilmektedir. Bu tip sistemlerin çözümünde yaygın olarak Simplex metodu kullanılmaktadır.

Diğer taraftan mühendislik sistemleri genellikle doğrusal olmayan (non-lineer) fonksiyonlar içermektedirler. Bu sistemlerin optimizasyonu için ise sayısal çözüm yöntemleri geliştirilmiştir. Bu arama algoritmaları üç kategoriye ayrılmıştır.

- Grid arama tekniği: Fonksiyonun alt ve üst sınırları arasında eşit aralıklarla noktalar alınır ve fonksiyon değerlerinden en uygunu, optimum çözüm olarak alınır.
- Rastgele arama: Arama bölgesinde rastgele noktalar alınarak bu noktalar için bulunan fonksiyon değerlerinden en uygun olan değer optimum çözüm olarak değerlendirilir.

iii. İterasyon ile arama: Başlangıç değerleri ile iterasyona başlanır ve şarta bağlı olarak iterasyon bitirilir, optimum değerler bulunur. Bu amaçla birçok algoritma geliştirilmiştir. Lokal optimum noktaya ulaşılır.

İterasyon ile arama algoritmalarına örnek olarak;

- Eşit aralıklı arama
- Altın orana göre arama
- Dik iniş yöntemi
- Eşlenik gradyan metodu
- Newton metodu
- Değiştirilmiş Newton metodu gibi optimum nokta arama algoritmaları verilebilir.

Bu kısma kadar olan doğrusal olmayan fonksiyonlara sahip sistemler için geliştirilen metotlar, kısıt içermeyen fonksiyonlar için tanımlanmıştır ve doğrusal olmayan fonksiyonlar barındıran bir sistemde bir de kısıt içeren fonksiyonlar da olduğunda çözüm zorlaşmaktadır. Bunun üstesinden gelebilmek için ise “Ceza Fonksiyonu Metodu” geliştirilmiştir. Burada, kısıt içeren optimizasyon problemleri ceza parametresi ile kısıt içermeyen fonksiyonlara dönüştürülüp, ardışık çözümler ile optimum değere ulaşılır. Bu nedenle ceza fonksiyon metodu, Sıralı Kısıtsız Minimizasyon Tekniği (SUMT – Sequential Unconstrained Minimization Technique) olarak da isimlendirilir.

Kısıt içeren optimizasyon problemlerinin, ceza parametresi ile kısıt içermeyen fonksiyonlara dönüştürülüp çözümünde iç ceza metodu (interior method) ve Dış ceza metodu (exterior method) olmak üzere iki yöntem vardır:

3.3.2. Optimizasyonda sezgisel (heuristic) algoritmalar

Bu kısma kadar verilen örnek optimizasyon modelleri, daha lineer ve sıralı arama yöntemlerini barındırmakta ve bunun sonucunda optimum bir değer bulunsa dahi sonucun global optimum olmasını garanti edememektedir. Özellikle lokal optimum noktalar çoğunlukta ise, anlatılan optimizasyon modelleri lokal optimuma takılacak ve global optimumu bulamayacaklardır. Bu durumu bertaraf edebilmek için ise

global optimumu arayan heuristic (sezgisel) yöntemler bulunmuş ve geliştirilmiştir. Bu optimizasyon yöntemlerine örnek olarak;

- Tabu araştırma algoritması
- Genetik algoritmalar
- Karınca koloni algoritması
- Diferansiyel gelişim algoritması
- Yapay bağışıklık sistemi algoritması
- Parçacık sürü algoritması

verilebilir. Bu algoritma tiplerinin temel özellikleri ve avantajları şu şekilde olmaktadır.

Genetik Algoritmalar

Genetik algoritmalar için temel elemanlar;

- Başlangıç Popülasyonu
- Çözümün genetik temsili
- Değerlendirme (Uygunluk) Fonksiyonu
- Genetik kompozisyonu değiştirecek operatörler
- Kontrol parametrelerinin tespiti şeklindedir.

Genetik algoritmanın farkı;

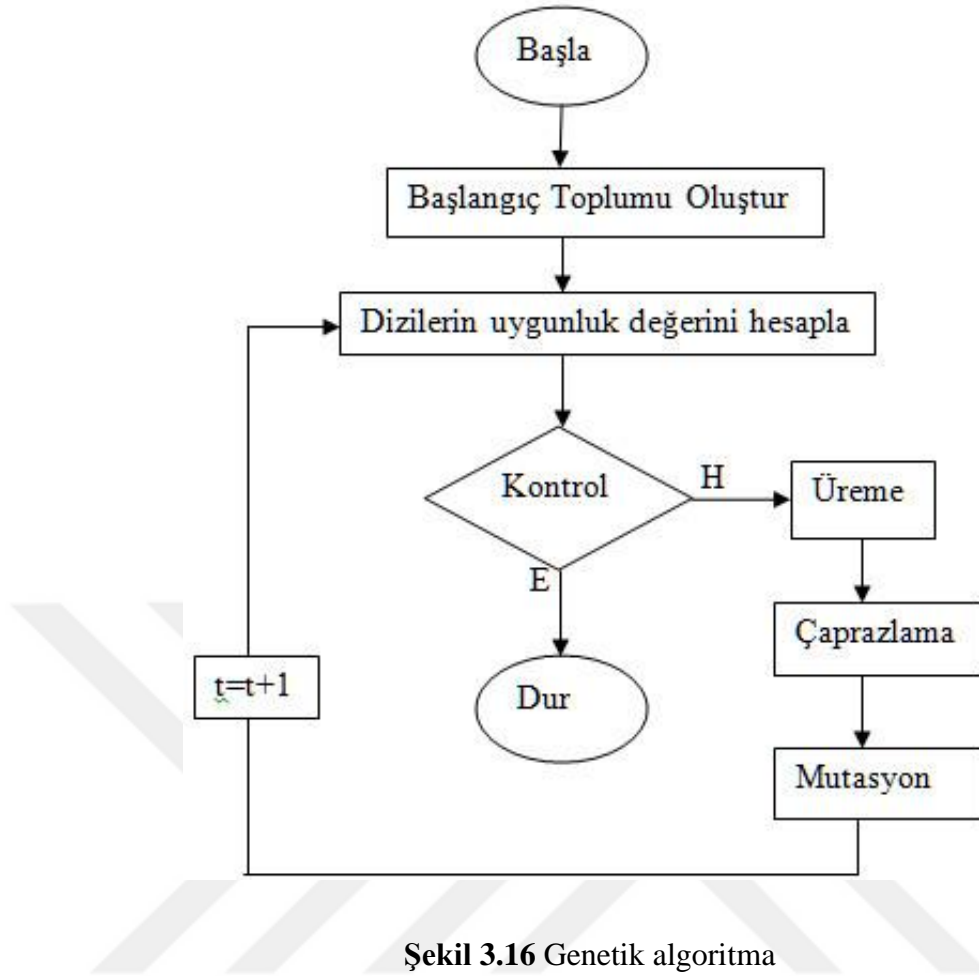
Klasik en iyileme yöntemlerinden farkı genetik algortmada tek bir nokta yerine aynı anda bir çok noktalar topluluğunda hareket edilmektedir.

Bu topluluğun evrimi sırasında yerel en iyiye takılmaz ve global en iyiye yaklaşmaktadır.

Karmaşık problemlerin temsilinde modelin oluşturulmasında varyasyonların yapılmasına gerek yoktur. Türev ve integral işlemlerine gerek yoktur.

Klasik en iyileme yöntemlerinde adım uzunluğu sabit tutuluyor. Genetik algortmada ise rastgele biçimde ancak çözüme yönelik olarak değişmektedir.

Genetik algoritma yapısı aşağıdaki gibi olmaktadır.



Şekil 3.16 Genetik algoritma

Üreme işlemi için; a) Rulet çemberi tekniği, b) Sıralı seçim tekniği, c) Turnuva seçim mekanizması, d) Elitist seçim tekniği uygulanabilmektedir.

Çaprazlama işlemi için uygulanan tekniklere örnek olarak; a) tek noktalı çaprazlama, b) İki noktalı çaprazlama, c) Üiform çaprazlama, d) ters çevirme işlemi verilebilir.

Genetik algoritmayı etkileyen parametreler ise a) Popülasyon Boyutu (N), b) Çaprazlama Oranı (p_c), c) Mutasyon oranı (p_m) şeklindedir. [40]

Diferansiyel Gelişim Algoritması

Diferansiyel Gelişim Algoritması; özellikle nümerik optimizasyon için geliştirilmiştir. Popülasyon tabanlı bir optimizasyon algoritmasıdır [41]. Genetik algoritmadan farklı olarak 2li sistem yerine parametrelerin gerçek değerleri yazılmaktadır. Popülasyonu oluşturan her vektör, potansiyel bir çözüm olabilir. Vektörlerde kayan-noktalı sayılar kullanılarak kodlama tercih edilir. (floating-point encoded) [42].

Parçacık Sürü Algoritması

Parçacık Sürü Algoritması; karınca koloni algoritmasında olduğu gibi gerçek yaşamdaki topluluk halinde yaşayan canlılardan esinlenerek geliştirilen bir algoritmadır.

Bu algoritma geliştirilirken kuş ve balık sürüleri incelenmiş ve sürünün, yiyeceğin daha çok olduğu bölgeye doğru yöneldiği tespit edilmiştir. Burada sürüdeki her bir birey yiyecek arayışında olmakla beraber aynı zamanda sürünün diğer üyelerinin gitmiş oldukları yön ve hızları da takip etmekte, böylece grup içerisinde sayıca ve hız olarak çok olan alt grupları inceler. Burada tek bir birey hem kendi başlangıç konumundan o anda bulunduğu mevcut konuma gelinceye kadar olan kısımdaki yiyecek miktarını hafızasında tutar, hem de sürü içerisinde belirlediği grup üyelerinin de o ana kadar elde ettiği yiyecek miktarı bilgisinden beslenir.

Ayrıca sürüdeki bazı üyelere de o ana kadar bulmuş olduğu yiyecek miktarının bilgisini aktadır. Bu sayede sürü, farklı ağ yapılarında bir birleri ile iletişim halinde olarak her bir birey kendi geçtiği yollardaki yiyecek bilgisinin yanı sıra, grup üyelerinin geçtiği yollardaki yiyecek miktar bilgisini karşılaştırır. Bunun sonucunda sürüdeki bireyler arasında, yiyeceğin en çok olduğu grup üyelerinin bulunduğu noktaya doğru bir yönelim oluşur.

Optimizasyon metodu olarak, aynı mantık üzerine inşa edilen bu algoritmada, sürü içerisindeki her bir birey bir parçacık ile temsil edilmektedir. Bu parçacıkların ilk konumları ise, genetik algoritmalarda olduğu gibi rastgele olabileceği gibi kullanıcının tercihi de bırakılabilir ya da çözüm uzayına homojen olarak dağıtılabilir. Parçacıkların toplam sayısı sürü popülasyonunu oluşturmaktadır.

Algoritma da kullanılan parçacıklar her daim dinamik davranış özellikleri göstermektedirler. Bunun sağlanabilmesi için parçacıkların her bir döngüde hareketinin tanımlanması gerekmektedir.

Parçacık sürü algoritmasında, her bir parçacık için üç farklı hareket durumu söz konusudur.

Bunlardan ilki sabit hızlı harekettir ve kullanıcı tarafından değeri belirlenir. Algoritma çalışmaya başladığında ilk yönelimler bu hareket sayesinde mümkün olur.

İkinci hareket tipi bilişsel harekettir. Bu hareket, tek bir parçacığın uzaydaki farklı konumlardaki seyri esnasında hafızasına almış olduğu çözümlerin neticesinde oluşan hareket tipidir. Bilişsel hareket sayesinde tek bir parçacık, süreç içerisinde elde ettiği verileri kullanarak, en iyi sonuca doğru yönelir. Algoritmada tek bir parçacığın olması halinde bu yönelim lokal ekstremum noktasına doğru da olabilir. Bunun önüne geçilebilmesi için ise son hareket tipi olan sosyal hareketten yararlanılır.

Sosyal hareket için popülasyondaki parçacık sayısının en az iki olması gerekmektedir. Bu hareket tipinde parçacıklar belirli bir kurala göre birbirleri ile iletişim halinde olmaktadır. Her parçacık yapacağı harekette kendi verilerini kullandıktan sonra, etkileşim içerisinde bulunduğu diğer parçacıklardan konum, hız ve parçacığın bulunduğu yerdeki çözüm değerinin bilgisini alır ve kendi bilgileri ile karşılaştırır. Karşılaştırma sonucu diğer parçacığın bilgileri daha iyi ise parçacığın hareketine sosyal hareket tipi de eklenir.

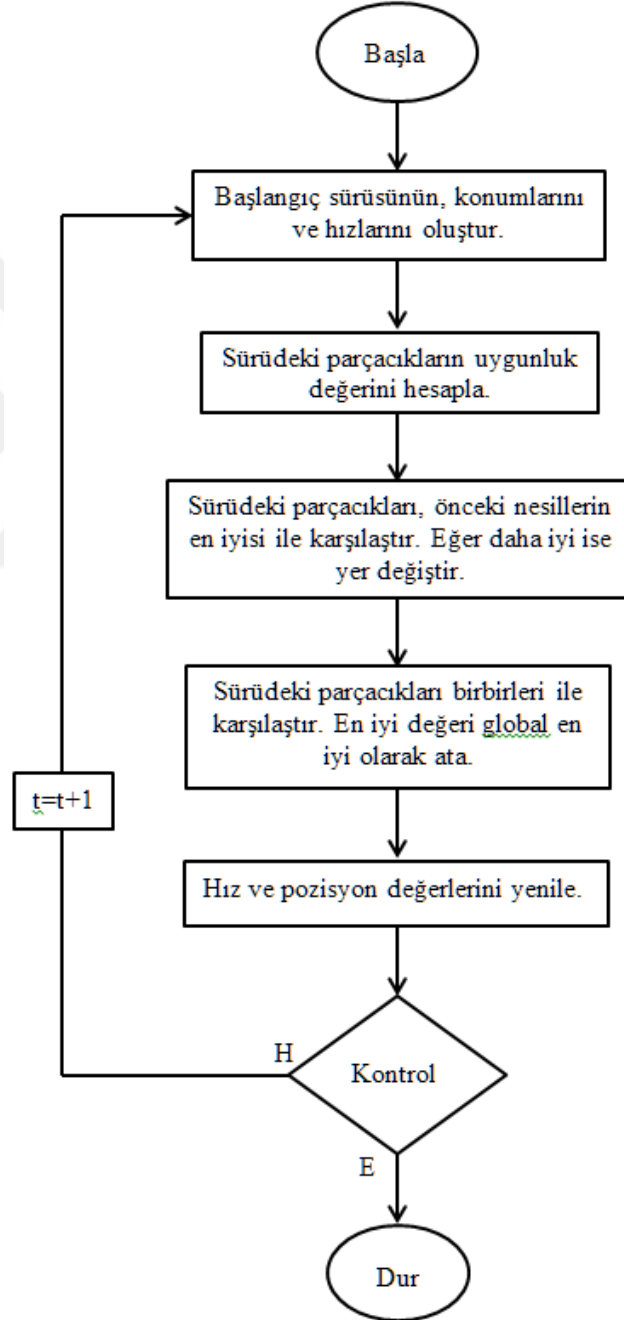
Parçacık için bir diğer özellik, parçacığın konum bilgisidir. Parçacığın uzayda bulunmuş olduğu konum aynı zamanda o parçacığın bulmuş olduğu bir çözüm değeridir. Algoritma adımları ilerledikçe parçacık hareket yönünde daha iyi bir çözüm bulursa konum bilgisini bu yönde değiştirir, ayrıca o zamana kadarki konum bilgilerini hafızasında tutmaya devam eder ve daha iyi bir sonuca doğru yönelim gerçekleştirir. Bu durumun aksine eğer algoritmanın diğer adımı için yeni konum bilgisi eski konum bilgisinden daha kötü bir sonucu gösteriyorsa, o zamana kadar bulmuş olduğu en iyi çözüm değerindeki konumunda durmaya devam eder.

Parçacık sosyal hareketten yararlanamıyorsa, parçacık önceki adımlardaki verileri kullanarak hareket yönünü değiştirerek daha iyi bir sonucun bulunduğu konumu aramaya başlamaktadır.

Bir diğer konum değiştirme aracı olarak sosyal harekete bağlı olarak yer değişimi bulunmaktadır. Parçacık, sürünün diğer üyeleri ile iletişim halinde olduğunda, iletişim halinde olduğu parçacıkların konum özellikleri ile kendi konum özelliklerini karşılaştırmaktadır. Eğer diğer parçacığın bulduğu çözüm, kendi bulduğu çözüm

kümesinden daha iyi bir değerde ise bu sefer parçacığın hareket yönelimi daha iyi çözüme doğru olmaktadır. Bu hareket ve konum değişimi sayesinde parçacık lokal ekstremum noktasından kurtulabilmekte ve global ekstremum noktası bu sayede bulunabilmektedir.

Parçacıkların bu üç hareket tipini ve konum bilgilerini kullanarak oluşturmuş oldukları hareket düzeni ile problemin en iyi çözümü bulunmaktadır.



Şekil 3.17 Parçacık sürü optimizasyonu algoritması

Algoritmanın sonsuz döngüye girmemesi için ise, bulunan çözüm değerleri arasında ki fark miktarı için bir tolerans değeri belirlenebilir ve her adımda bu fark incelenerek tolerans değerinin altında kaldığı durum için algoritma sonlandırılır.

Bunun haricinde algoritmadaki döngü sayısı kısıtlanabilir ve sınırlanan döngü sayısına ulaşıldığında döngü sonlandırılır ve parçacıkların bulmuş olduğu çözüm kümesi elde edilir. [43]

Parçacık sürü optimizasyonu için kullanılan algoritma Şekil 3.17'deki gibi olmaktadır.

Parçacık sürü optimizasyonu algoritması oluşturulurken bazı parametrelerin tanımlanması gerekmektedir. Bu parametreler ve parametre özellikleri şu şekilde tanımlanmaktadır.

a) Parçacık Sayısı (n)

Algoritma içerisinde ilk olarak parçacık sayısının belirtilmesi gerekmektedir. Algoritmada bu sayı, kullanıcının giriş yapabileceği şekilde olması kullanıcıya parçacık sayısının miktarında seçim yapabilmesini sağlamaktadır.

Parçacık sayısının küçük bir değer seçilmesi, çözüm zamanını uzatabileceği gibi, çözüm uzayında küçük bir bölgede arama yapılabileceği için, global en iyi sonucu yakalamak mümkün olmayabilir.

Parçacık sayısının çok büyük bir değer seçilmesi, global en iyiyi bulmakta başarılı olma olasılığını arttırsa da, her bir parçacık için konum ve hız değerlerinin belirlenmesi ve döngü içerisinde önceki adımların kaydının tutulmasından dolayı daha fazla işlem gücüne ihtiyaç duyacak ve çözüm süresinin artmasına sebep olacaktır. Çözüm yapılacak olan problemin zorluk derecesine göre parçacık sayısının uygun bir değerde belirlenmesi ile çözüm zamanı daha kısa tutulabilir.

b) Taranacak Uzayın Sınırları ($[x_{\min} x_{\max}]$)

Optimizasyon problemlerinde, elde edilmeye çalışılan en iyi sonucun, belirli sınırların içerisinde olması istenmektedir. Özellikle tasarım parametreleri böyle bir sınırlandırmaya sebep olmaktadır.

Bu sınır değerler aynı zamanda parçacık sürüsünün dağılımı ve hareketini de sınırlamaktadır. Bunun bir diğer avantajı ise parçacıkların kapalı bir çerçeve içerisindeki hareketi ile bölgenin dışına çıkması engellenir ve parçacıkların olası en iyi sonuçtan uzaklaşmalarının önüne geçilmektedir. Tasarım parametrelerindeki bu sınır değerleri çözüm uzayında minimum ve maksimum değerler olacak şekilde atanır.

Uzaydaki maksimum ve minimum sınırlar parametre sayısına bağlı olarak N boyutlu bir uzay oluştururlar. Maksimum ve minimum sınır değerleri algoritmada sınır vektörü olarak tanımlanır.

$$x_{\min} = \begin{bmatrix} x_{\min 1} \\ \vdots \\ x_{\min N} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$x_{\max} = \begin{bmatrix} x_{\max 1} \\ \vdots \\ x_{\max N} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

c) Parçacıkların Konumları $\left(\begin{bmatrix} x_{ij}^{(k)} \end{bmatrix} \right)$

Algoritmada kullanılan her bir parçacık için konum bilgisinin girilmesi gerekmektedir. Bu konum bilgisi algoritmada matris formunda muhafaza edilir.

$\left[x_{ij}^{(k)} \right]$ konum matrisinin elde edilebilmesi için gerekli olan parametreler şunlardır; i parametresi parçacığın numarasını belirtmektedir ve sürüdeki toplam parçacık sayısı n olduğuna göre i değeri 1 ile n arasında bir değer alacaktır. j parametresi, optimizasyon problemindeki tasarım parametrelerinin sayısını göstermektedir. N boyutlu taranacak uzay için j değeri 1 ile N arasında bir değer alacaktır. Son olarak algoritmanın her bir döngüsünde parçacıkların konumlarının kaydedilebilmesi için k döngü sayısının parametre olarak eklenmesi gerekmektedir. Bu durumda parçacık sürüsü için konum matrisi;

$$\begin{bmatrix} x_{ij}^{(k)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{11}^{(k)} & \cdots & x_{n1}^{(k)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{1N}^{(k)} & \cdots & x_{nN}^{(k)} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Şeklinde olmaktadır. Konum matrisi parçacık sayısına (n) ve tasarım parametrelerinin sayısına (N) bağlı olarak $n \times N$ boyutunda bir matris oluşturulur. Ayrıca $k=0$ parametresi, parçacıkların başlangıç konumunu göstermektedir. Bu değer algoritmaya başlangıç konum şartı olarak algoritmaya kullanıcı tarafından girilebileceği gibi, parçacıkların başlangıç konumları için uzayda homojen bir dağılım da seçilebilir.

d) Parçacıkların Buldukları Konumdaki Çözüm Değerleri $\left(\left[f(x_i^{(k)}) \right] \right)$

Her bir parçacık için, bulunduğu konumun değerleri kullanılarak bir sonuç üretilmektedir. Bu sonuç değerleri hem parçacığın kendi yolculuğu sırasında kullanılabilmesi, hem de iletişimde olduğu diğer parçacıklara kendi bulduğu sonucu gönderebilmesi için gerekmektedir. $\left[f(x_i^{(k)}) \right]$ matrisinde i indisi parçacığın numarasını gösterirken, k indisi iterasyon sayısını göstermektedir.

e) Parçacığın O Ana Kadarki Kendisine Ait En İyi Konum Değeri $\left(\left[p^{(k)} \right] \right)$

Parçacık çözüm uzayında hareketine devam ederken, uzayda yapmış olduğu her noktadaki ziyaretinde konum ve sonuç bilgilerini kaydetmektedir. Bu veriler arasında kapsamlı bir arama yapmak yerine her iterasyon sonunda elde edilen veriler karşılaştırılır ve parçacığın bulduğu konum için çözüm daha iyi ise en iyi konum değeri güncellenir, değilse konum değeri olduğu gibi korunur.

$$p_{ij}^{(k)} = \begin{cases} x_{ij}^{(k)} & , \text{eğer } f(x_i^{(k)}) \text{ değeri } f(p_i^{(k-1)}) \text{ değerinden daha iyi ise} \\ p_{ij}^{(k-1)} & , \text{eğer } f(p_i^{(k-1)}) \text{ değeri } f(x_i^{(k)}) \text{ değerinden daha iyi ise} \end{cases} \quad (3.12)$$

Burada,

$\left[x_{ij}^{(k)} \right]$, i numaralı parçacığın k anındaki konum değeri,

$\left[p_{ij}^{(k)} \right]$, i numaralı parçacığın k anına kadardaki kendisine ait en iyi çözümün konum değeri,

$\left[p_{ij}^{(k-1)} \right]$, i numaralı parçacığın $k-1$ anına kadardaki kendisine ait en iyi çözümün konum değerini ifade etmektedir.

Parçacığın kendisine ait en iyi konum değerinin ilk kez elde edilebilmesi için, parçacığın başlangıç anındaki mevcut konumu en iyi konum değeri olarak atanmaktadır.

$$\left[p^{(0)} \right] = \left[x^{(0)} \right] \quad (3.13)$$

f) Parçacığın Komşularından Aldığı En İyi Konum Değeri $\left(\left[g^{(k)} \right] \right)$

Parçacık sürü optimizasyonunda ki en önemli parametrelerden birisi parçacığın komşularından almış olduğu en iyi konum değeri parametresidir. Bu parametre sayesinde, algoritmanın yapısı gerçek hayattaki sürü davranışlarının bir benzetimi şeklinde olmaktadır. Bu parametrenin uygulanmasında, gerçek hayatta olduğu gibi bilginin diğer parçacıklara aktarılması söz konusudur.

Bunun için algorithmada ilk olarak, tek bir parçacığın konum bilgisini düzenli (sadece ve sadece önceden belirlenmiş komşu parçacıklara bilgi aktarımı) olarak iletilmesi veya tek bir parçacığın konum bilgisini, belirli sayıdaki parçacığa rastgele iletilmesi seçimi yapılmaktadır. Bilginin rastgele olarak paylaşılmasının avantajı global en iyi çözümden çok uzakta bulunan parçacıkların bu çözüme yaklaşması iken dezavantajı bilgi iletimi rastgele olduğu için, algoritma döngü adımlarında bazı parçacıklara bilgi iletiminin olmaması gösterilebilir.

i numaralı parçacığın k anında, diğer parçacıklardan aldıkları konum bilgileri $K_i^{(k)}$ matrisi ile tanımlanır. Bu matris,

$$K_i^{(k)} = \left\{ p_a^{(k)} \right\}, \quad a = 1 \dots n \quad (3.14)$$

şeklinde ifade edilir. Burada $p_a^{(k)}$ ifadesi, k anında, bilgiyi ileten parçacığın kendisine ait en iyi konum değeridir.

Bilgi gönderen parçacıkların, ilgili konumları üzerindeki, fonksiyona ait çözüm değerlerinden en iyi çözümün bulunabilmesi için;

Minimizasyon problemi için;

$$G_i^{(k)}(k) = \min \left[f \left(p_a^{(k)} \right) \right] , \quad a = 1 \dots n \quad (3.15)$$

Maksimizasyon problemi için;

$$G_i^{(k)}(k) = \max \left[f \left(p_a^{(k)} \right) \right] , \quad a = 1 \dots n \quad (3.16)$$

Şeklinde bilgiyi aktaran parçacıklardan çözümü en iyi olan parçacık seçimi yapılır.

i parçacığına, komşularından gelen en iyi konum değerinin bulunması için $G_i^{(k)}(k)$ en iyi çözüm kullanılmaktadır ve bu çözüme karşılık gelen parçacığın konumu, i parçacığının komşularından aldığı en iyi konum değerini olan $g_i^{(k)}$ konum bilgisine karşılık gelmektedir.

$$g_i^{(k)} = \left\{ p_a^{(k)}, \quad \text{eğer } G_i^{(k)}(k) = f \left(p_a^{(k)} \right) \right\} , \quad a = 1 \dots n \quad (3.17)$$

Algoritmanın başlangıcında, hiçbir parçacığa komşularından bir bilgi gelmeyeceği için parçacığın komşularından aldığı en iyi konum bilgisi, her parçacığın kendi konumu ile eşitlenmektedir.

$$\left[g^{(0)} \right] = \left[x^{(0)} \right] \quad (3.18)$$

Bir diğer özel durum, parçacıklardan diğer parçacıklara gönderilen bilginin rastlantısal olduğu durumda, herhangi bir i parçacığına hiçbir komşusundan bir bilgi gelmeyebilir. Bu durumda bu parametrenin boş kalmaması için parçacığın kendi konum bilgisi aktarılmaktadır.

$$g_i^{(k)} = x_i^{(k)} \quad (3.19)$$

g) Parçacıkların Hız Parametreleri

- Eylemsizlik Hareketi $(v_{e_i}^{(k)})$

Parçacıkların, çözüm uzayında hareketinin sürekli olabilmesi için kullanılan eylemsizlik hareketinde, $v_{e_i}^{(k)}$ hız değeri ile parçacığın her adımda çözüm uzayında hareketi sağlanmış olur.

$$v_{e_i}^{(k)} = c_1 \cdot v_i^{(k)} \quad (3.20)$$

Denklemler ile, i numaralı parçacık için oluşturulan eylemsizlik hareketinde $v_i^{(k)}$ değeri k anındaki i numaralı parçacığın hızını ifade ederken c_1 katsayısı eylemsizlik hareketinin miktarını belirleyen sabit bir katsayı olup, değeri algoritmanın başlangıcında 0,6 ile 0,9 arasında seçilmektedir.

Özel durum olarak ilk adımda eylemsizlik hareketinin oluşturulabilmesi için parçacığın hali hazırda belirli bir hıza sahip olması gerekmektedir. Bunun için algoritmanın başlangıcında parçacıklara bir ilk hareket değerinin atanması gerekmektedir. $v_i^{(0)}$ olarak adlandırılan bu ilk hareket hız değeri için, herhangi bir parçacığın çözüm uzayının dışına çıkmaması için, en büyük hız değeri çözüm uzayındaki minimum ve maksimum konumların arasındaki mesafenin 0.25 katı kadar olmak üzere daha küçük bir değer seçilmesi gerekmektedir.

- Bilişsel Hareket $(v_{b_i}^{(k)})$

Parçacık uzaydaki hareketi esnasında, daha önceden geçmiş olduğu noktadaki çözüm değerlerini hafızasında tutmaktadır. Bu bilgilerin sonucunda kendisine ait en iyi konum değerinin hesaplanması ile birlikte k anındaki mevcut konumu $x_i^{(k)}$ ile kıyaslama yapar. Böylelikle parçacık, önceki adımların tecrübelerinden yararlanarak bilişsel hareketi oluşturur. Bunun için;

$$v_{b_i}^{(k)} = c_2 \cdot r_1 \cdot (p_i^{(k)} - x_i^{(k)}) \quad (3.21)$$

formülünü kullanır. Buradaki c_2 katsayısı sabit bir sayı olup 1.5–1.7 değerleri arasında alınmaktadır. r_1 katsayısı ise 0 ile 1 arasında rastgele bir sayıdır. Bu hesaplamanın ardından parçacığın bilişsel hareketine ait $v_{b_i}^{(k)}$ değeri elde edilir.

- Sosyal Hareket $\left(v_{s_i}^{(k)}\right)$

Parçacığın komşularından almış olduğu bilgileri kullanarak oluşturduğu hareket tipidir. Bu hareket tipinde parçacığın, sürünün diğer üyelerinden aldığı en iyi çözüm değerinin konum bilgisi $g_i^{(k)}$ kullanır.

$$v_{s_i}^{(k)} = c_3 \cdot r_2 \cdot \left(g_i^{(k)} - x_i^{(k)}\right) \quad (3.22)$$

Bu formülde bulunan katsayılar da bilişsel harekette kullanılan katsayılar gibidir. Yani c_3 katsayısı sabit bir sayı ve 1.5–1.7 değerleri arasındayken, r_2 katsayısı rastgele bir sayı olup 0 ile 1 arasında, algoritmanın her adımında değişmektedir.

- Parçacığın Toplam Hareket Parametresi $\left(v_i^{(k+1)}\right)$

Parçacığın bir sonraki konuma geçmesi için gerekli olan parçacığın toplam hareket parametresi, parçacığın eylemsizlik hareketi, bilişsel hareketi ve sosyal hareketinin toplamı şeklinde oluşmaktadır.

$$v_i^{(k+1)} = v_{e_i}^{(k)} + v_{b_i}^{(k)} + v_{s_i}^{(k)} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.23)$$

h) Parçacığın Bir Sonraki Adımda Bulunacağı Konum $\left(x_i^{(k+1)}\right)$

Parçacığın algoritmanın ilerleyişi ile çözüm uzayındaki hareketinin devamının sağlanabilmesi için, mevcut konumundan başka bir konuma ulaşması gerekmektedir. Aynı zamanda, en iyi çözüme odaklı bir hareket yapabilmesi için, parçacık toplam hareket parametresinin kullanılması gerekmektedir. Bunun sonucunda;

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} + v_i^{(k+1)} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.24)$$

formülü elde edilir. Bu sayede her bir parçacığın çözüm uzayında hareketi sağlanmış olurken aynı zamanda bu hareketin en iyi sonuca doğru olması da sağlanmış olur.

1) Durma Kriteri

Durma kriteri, algoritmanın sonlanmasını ve sonuçların gösterilmesini sağlamaktadır. Belirli bir durma kriteri konmayan döngü sistemlerinde algoritma durmadan çalışmaktadır. Durma kriteri olarak, en çok döngü sayısının sınırlanması kullanılmaktadır. Bu sayede algoritma önceden belirlenmiş olan adım sayısında hesaplamayı yaptığı zaman, elde ettiği sonuçları gösterebilmektedir.

Bir diğer durma kriteri ise, parçacığın hareket değerinin çok küçük olması ile algoritmanın durdurulmasına dayanmaktadır. Parçacığın son üç hareketinde konumları arasındaki fark 0.001'den küçük olduğu durumda, parçacığın en iyi sonuç etrafında, küçük hareketler yapmakta olduğu için algoritma durdurulmaktadır. Bu tip bir durdurma kriterinde, problemin zorluğuna bağlı olarak, işlem sonuçlandırma süresi değişkenlik gösterebilecektir.

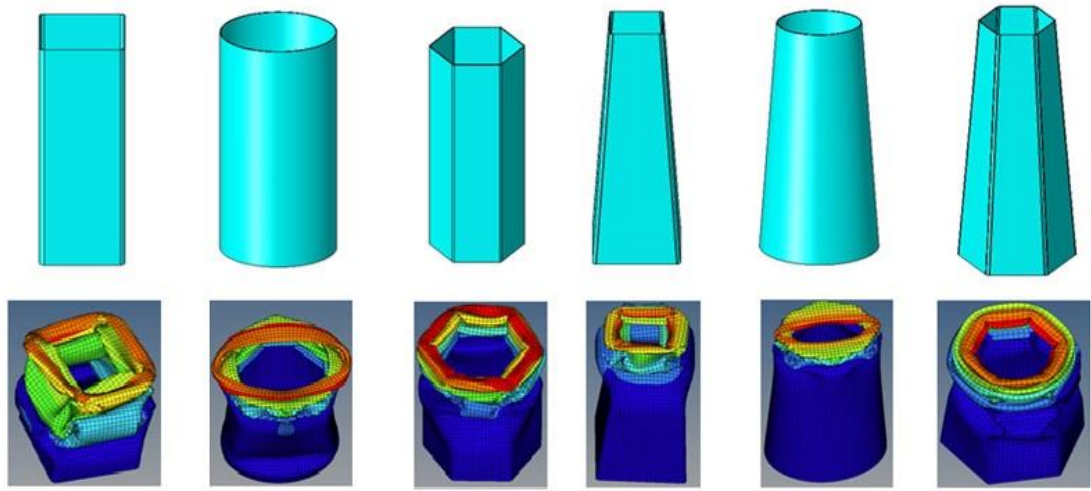
3.4. Tez Kapsamında Yapılan Çalışmalar

3.4.1. Enerji yutucunun modellenmesi

Enerji yutucuların tasarımında istenilen temel özellikler, emilen toplam enerjinin mümkün olduğunca fazla olması, pik kuvvetin düşük ve reaksiyon kuvvetlerinin ortalama çarpma kuvvetine yakın olması şeklindedir. Bu amacı karşılamak için enerji yutucular çeşitli geometrilere tasarlanmaktadır.

Başlangıç tasarımının belirlenmesi için ilk olarak farklı kesit geometrisinde olan enerji yutucular modellenmiş ve bunların çarpışma analizleri yapılmıştır. Bu geometriyer kare kesit, oval kesit ve altıgen kesit olacak şekilde modellenmiş ve çarpışma analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

Yapılan çarpışma analizleri sonucunda başlangıç tasarımı için enerji yutucu kesit geometrisinin belirlenmesi tamamlanmış ve çarpışma performansının artırılacağı başlangıç geometrisi bu yolla belirlenmiştir. (Şekil 3.18)



Şekil 3.18 Farklı kesit geometrilerine sahip enerji yutucular

Yapılan çarpışma analizleri sonucu elde edilen farklı kesit geometrilerine ait çarpışma performans değerleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

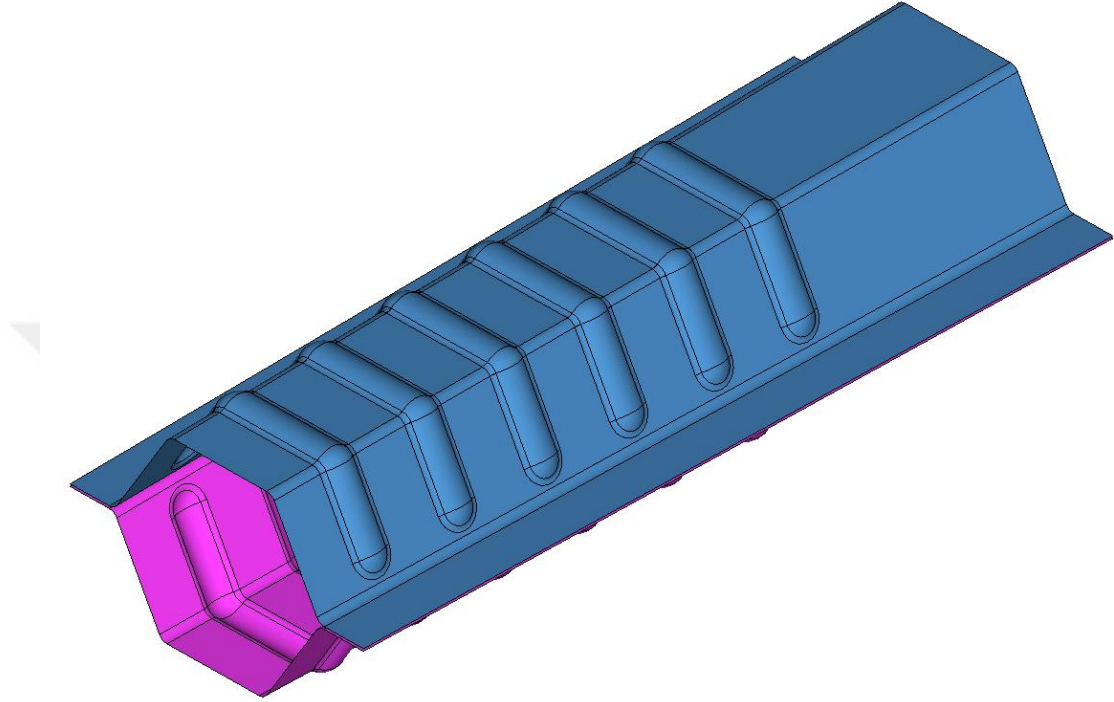
Çizelge 3.1 Farklı geometrideki enerji yutucuların çarpışma performans değerleri

	Kare Kesit	Elips Kesit	Altıgen Kesit	Konik Kare Kesit	Konik Elips Kesit	Konik Altıgen Kesit
Emilen Enerji [Kj]	5.23	7.16	7.2	3.86	5.77	5.82
Maksimum Çarpma Kuvveti [kN]	200	200	194	92	96	128

Enerji sönmleme performansı bakımından altıgen kesitli enerji yutucular, diğer geometrik şekillere nazaran daha verimli olduğu için, bu çalışma kapsamında, enerji yutucu geometrisi olarak kesiti altıgen olacak şekilde seçilmiştir. Ayrıca incelenecek olan enerji yutucunun, imalat esnasında soğuk şekillendirme işleminden dolayı oluşan etkilerin çarpışma performansındaki değişimleri gösterebilmek için enerji yutucu geometrisi iki parçadan oluşacak şekilde tasarlanmıştır.

Bununla beraber enerji yutuculardaki çarpışma performansını olumlu yönde etkileyen parametrelerden, konik (tapered) geometri ve çarpışma esnasında katlanmayı tetikleyici olukları bulunan geometri eklenmiştir.

Ayrıca, enerji yutucunun üretiminde soğuk sac şekillendirme yöntemin uygulanabilmesi için, enerji yutucunun iki parçadan oluşması gerekmektedir. Bu sebeple iki parçalı enerji yutucunun geometrisi sac metal şekillendirme işlemine uygun olacak bir şekilde tasarlanmıştır. (Şekil 3.19)



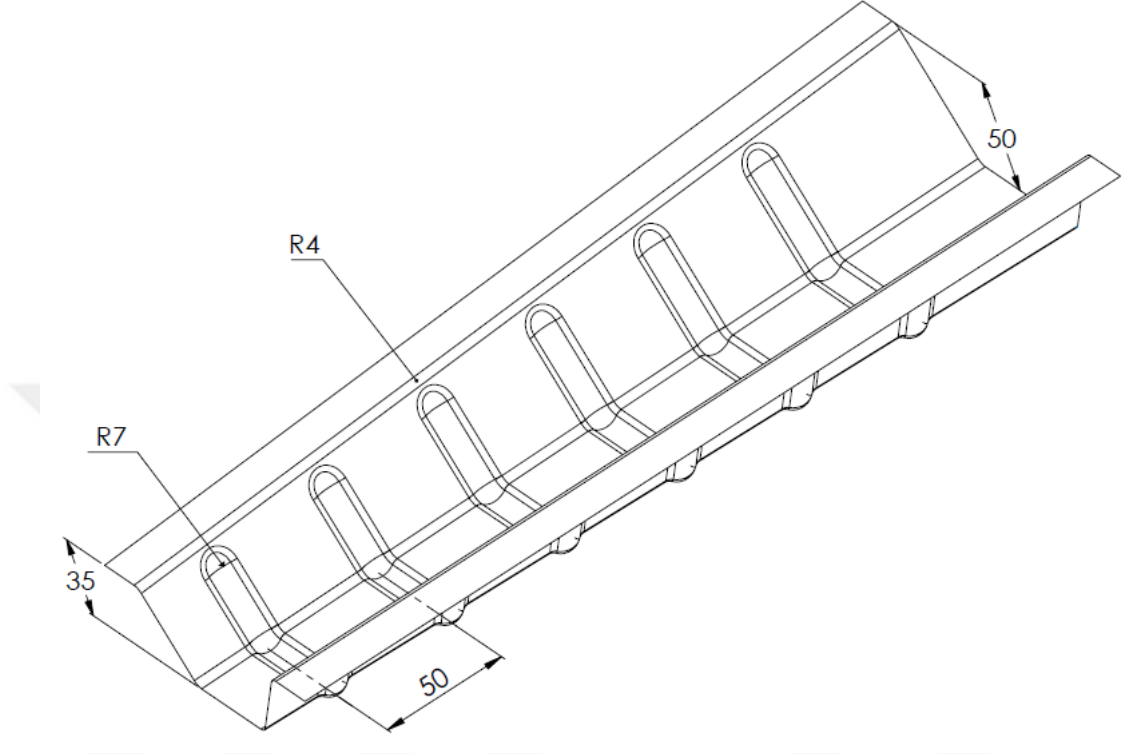
Şekil 3.19 Enerji yutucu geometrisi

Tasarım özellikleri belirlenen enerji yutucunun 3D modellenmesi, CATIA yazılımında yapılmıştır. Modelleme sırasında, enerji yutucunun boyutları belirlenirken, otomobillerde bulunan mevcut enerji yutucuların ölçüleri baz alınmıştır. Bunun sonucunda, otomobillerde ki ön kaputun altında, enerji yutucu için belirlenmiş bölgenin dışına çıkmayacak şekilde daha gerçekçi bir model oluşturulmaya çalışılmıştır.

İlk olarak, başlangıç tasarım geometrisi belirlenen bir enerji yutucu için CATIA programında bir model geliştirilmiştir. (Şekil3.20)

Bu modelde enerji yutucunun ön kısmının yükseklik ölçüsü ile arka kısmının yükseklik ölçüsündeki fark sayesinde enerji yutucu konik bir yapıya kavuşmuştur.

Ayrıca enerji yutucunun tasarımı için düzgün altıgen form belirlendiği için enerji yutucunun ön ve arka kısmındaki genişlik değerleri de yükseklik değerleri ile ilişkili olduğu için enerji yutucu düzgün bir konik yapıya sahiptir.



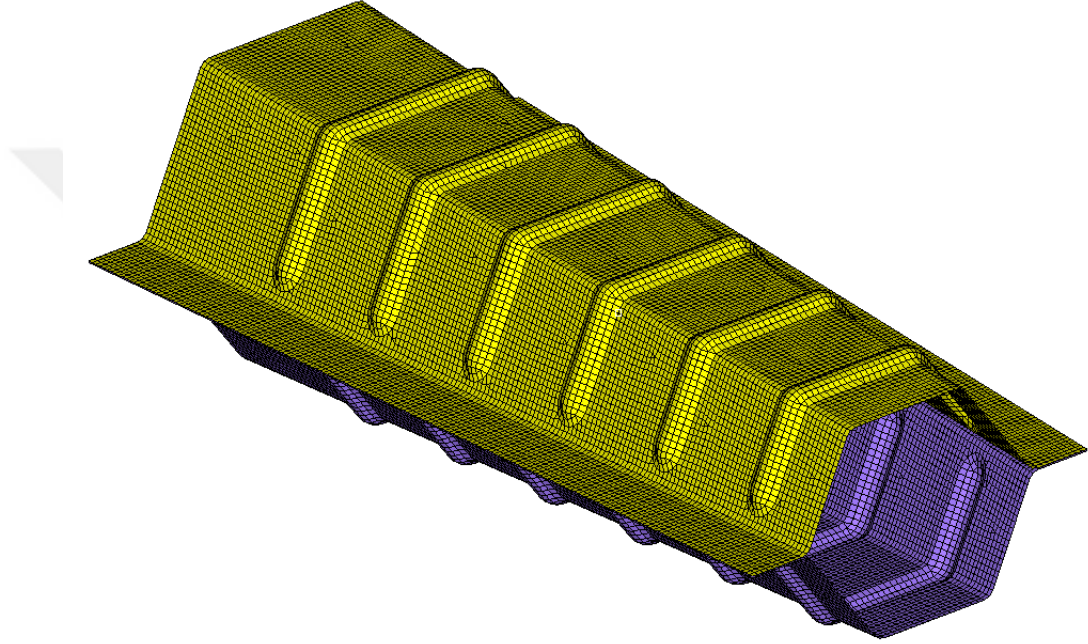
Şekil 3.20 Başlangıç tasarımına ait enerji yutucu geometrisi

Enerji yutucunun ön tarafının yüksekliği 35 mm, arka tarafının yüksekliği ise 50 mm olarak belirlenmiştir. Başlangıç tasarımında oluklar arası mesafe 50 mm ve dairesel olan olukların yarıçapları 7 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Enerji yutucunun toplam uzunluğu için 350 mm değeri seçilmiştir. Son olarak, altıgen biçimi oluşturan enerji yutucunun kenarları, yarıçapı 4 mm olacak şekilde yuvarlatılmıştır.

Bununla birlikte, enerji yutucunun, CATIA programında modellenmesi esnasında, optimizasyon çalışmasında kolaylık olması için parametrik bir tasarım anlayışı belirlenmiş ve enerji yutucunun performansını etkileyecek olan kritik bölgeler incelenerek, ilgili boyutların tasarım değişkeni olabilmesi için bu geometriler parametrik olarak modellenmiştir.

3.4.2. Enerji yutucu için çarpışma analizi

Tasarlanan enerji yutucunun çarpışma analizleri, Ls-Dyna çözücüsü kullanılarak yapılmıştır. İlk olarak tasarlanan başlangıç modeli enerji yutucunun, Ls-Dyna çözücüsü ile çarpışma analizinin hazırlanabilmesi için HyperWorks programının alt modülü olan HyperMesh modülünde ki Ls-Dyna arayüzü kullanılmıştır. HyperMesh modülünün ağ model (mesh) örme işlemi daha başarılı olduğu için bu modül ile ağ model oluşturulmuştur. (Şekil3.21)



Şekil 3.21 Başlangıç tasarımı enerji yutucunun ağ modeli

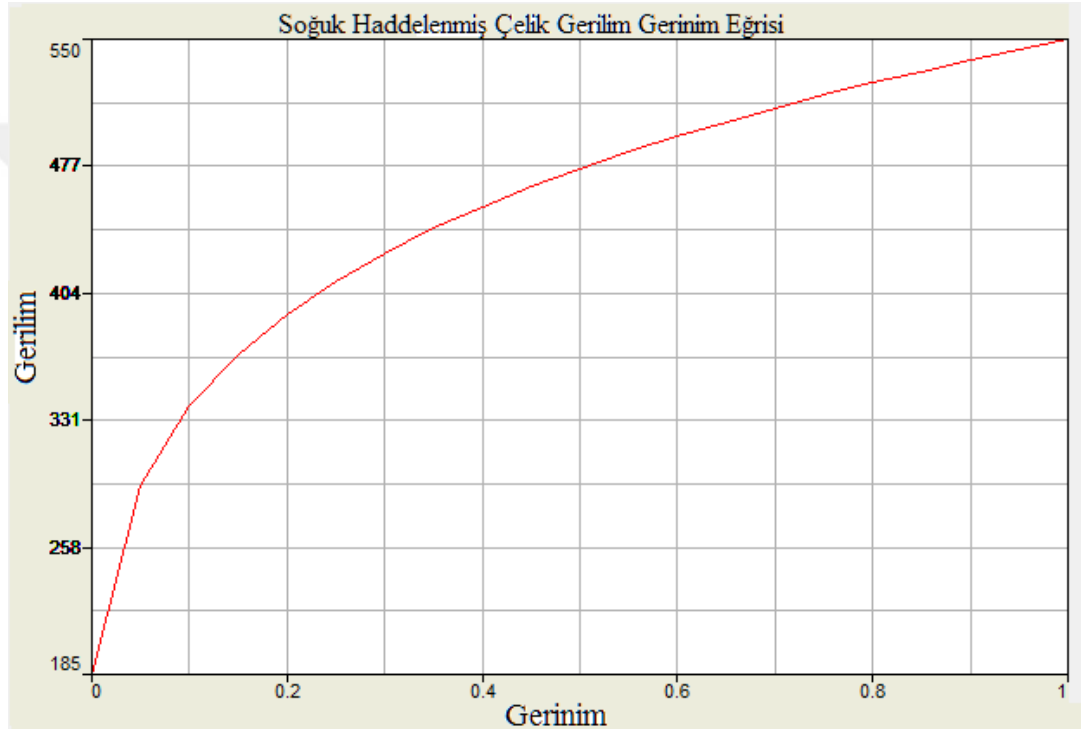
Çarpışma analizine hazırlanan başlangıç modeli enerji yutucu için, enerji yutucunun boyutları da dikkate alınarak, 2x2 ağ yapısı boyutlarında kabuk eleman olarak sonlu eleman modeli oluşturulmuştur.

Kabuk eleman olarak oluşturulmuş olan enerji yutucunun, kesitteki et kalınlığı değeri olarak 1.5mm değeri seçilmiş ve çarpışma analizi için hazırlanan enerji yutucu modeline aktarılmıştır.

Enerji yutucu malzemesi olarak, otomotiv sektöründe sıkça kullanılmakta olan soğuk haddelenmiş çelik kullanılmıştır. Soğuk şekillendirme işlemine yatkın olan bu çelik tipinin mekanik özellikleri ise aşağıdaki gibidir;

Malzemenin Yoğunluğu,	$\rho = 780 \text{kg / m}^3$
Elastisite Modülü,	$E = 210 \text{GPa}$
Poisson Oranı,	$\nu = 0.3$
Akma Gerilmesi,	$\sigma_y = 185 \text{MPa}$

Bunlarla birlikte soğuk haddelenmiş çelik malzemenin plastik bölgedeki davranışını gösteren gerçek gerilim-gerinim eğrisi Şekil 3.22’de gösterilmektedir.

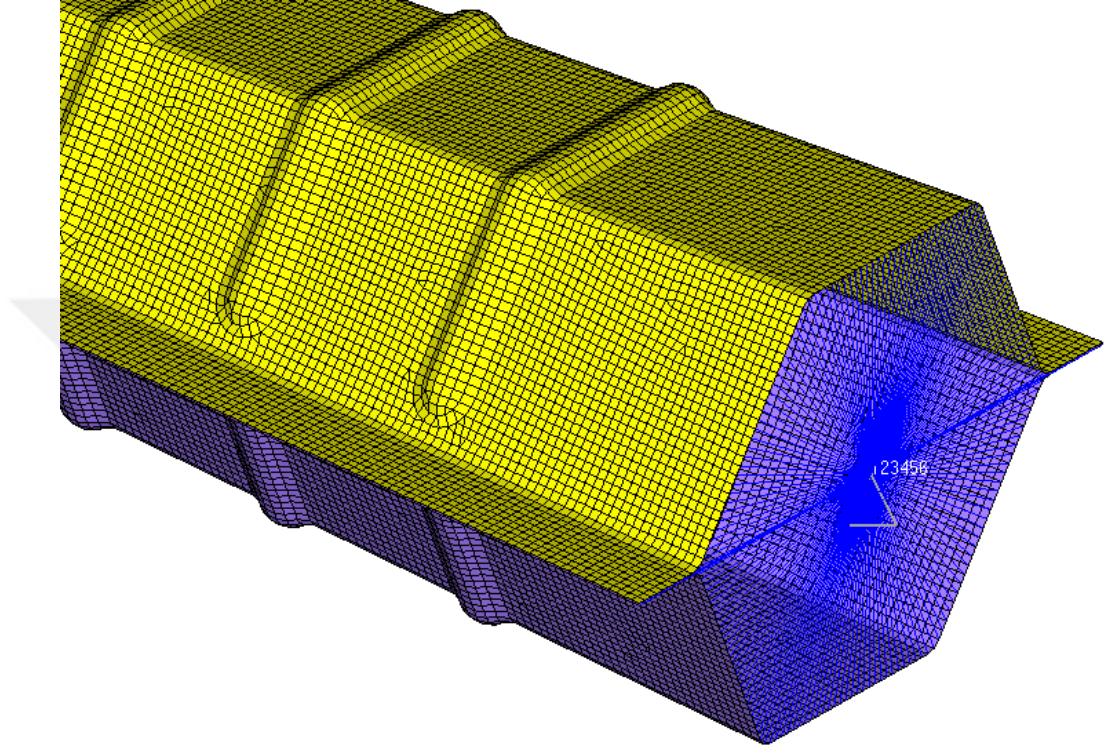


Şekil 3.22 Soğuk haddelenmiş çelik için plastik bölge gerçek gerilim-gerinim eğrisi

Enerji yutucunun malzemesine ait olan bu değerler HyperMesh programında malzeme tanımlama kartı bölümüne aktarılmıştır. Ayrıca Ls-Dyna çözücüsünün kütüphanesinde bulunan ve elastik-plastik malzemelerin dinamik davranış özelliklerinin gerçeğe yakın bir şekilde olmasını sağlayan MATL24 kartı seçilerek enerji yutucunun malzeme özelliklerinin tanıtılması işlemi tamamlanmıştır.

Enerji yutucu için hazırlanan çarpışma analizinde ki bir diğer adım ise, enerji yutucuya ait sınır şartlarının belirlenmesi olacaktır. Bunun için, otomobilin ön bölümünde bulunan gerçek bir enerji yutucunun konumu araç şasesi ile tampon arasında bulunduğu ve bu iki noktadan rijit bir şekilde araca monte edildiği

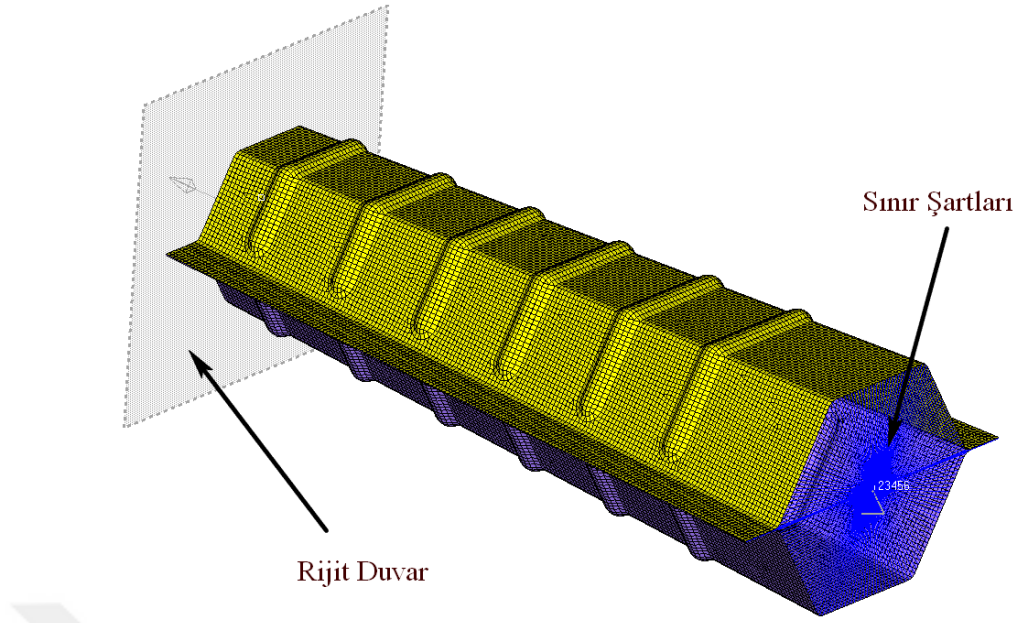
düşünülerek, çarpışma analizi için hazırlanan modelinde arka bölümünün araç şasesine rijit bir şekilde bağlanacağı şekilde bir sınır şartı oluşturulmuştur. Burada enerji yutucu modelinin arka kısmında bulunan bütün düğüm noktalarının (node) altı serbestlik derecesinin tamamında da hareketinin engellendiği bir sınır şartı belirlenmiştir. (Şekil3.23)



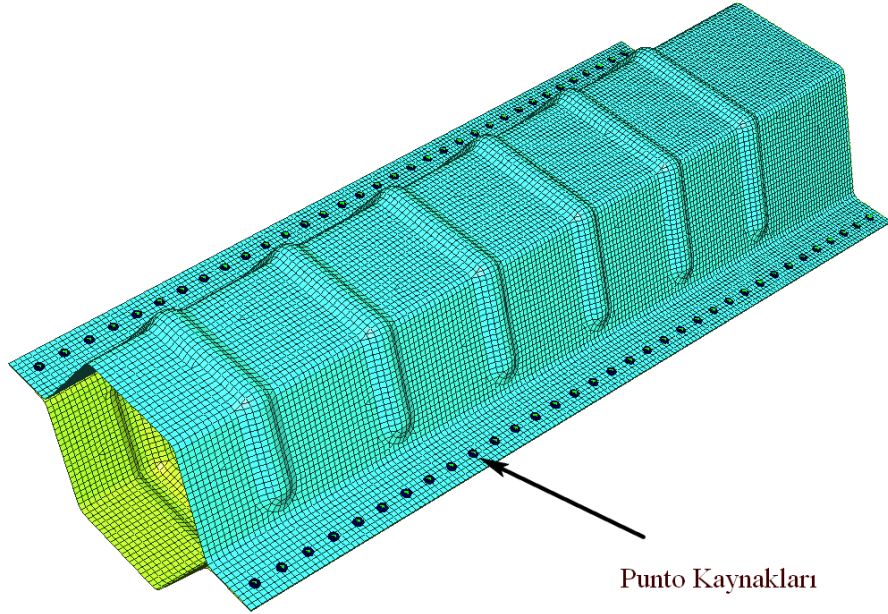
Şekil 3.23 Enerji yutucu sonlu elemanlar modelinde, arka bölümün altı serbestlik derecesinde kısıtlandığı rijitlik sınır şartı

Sonlu eleman olarak modellenen bu tür bir enerji yutucunun çarpışma analizinde bir diğer parametre de enerji yutucuya çarptırılacak duvar olmaktadır. Burada çözüm hızının artırılması adına enerji yutucu modelinin sabit olduğu ve çarpacak duvarın ise hareketli olduğu bir model oluşturulmuştur. Bunun için de duvara ait olan özelliklerin tanıtılması gerekmektedir.

Enerji yutucuya çarpacak olan duvar, düz bir düzlem olarak kabul edilmiş ve enerji yutucuya aksel yönde çarpacak şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca çarpacak olan duvarın kütlesi 100kg olarak belirlenmiş ve çarpma hızı olarak 15.6m/s değeri alınmıştır. (Şekil 3.24)



Şekil 3.24 Çarpışma analizine hazırlanan modelde rijit duvarın tanımlanması



Şekil 3.25 Çarpışma analizine hazırlanan modelde punto kaynaklarının tanımlanması

Sonlu elemanlar modeli hazırlanan enerji yutucu modeli birbirine eş iki farklı parçadan oluşmaktadır. Gerçek ortamda bu tür iki sac parçanın birleşimi punto kaynağı ile yapılmaktadır. Punto kaynağına ait olan özelliklerin sonlu elemanlar modeline aktarılabilmesi için hazırlanan analiz dosyası HyperWorks programının bir diğer modülü olan HyperCrash modülüne aktarılması yapılmıştır. Daha sonra enerji

yutucu modelinde punto kaynağının yapılacağı kısımlara kaynak bilgileri tanımlanmış ve çarpışma analizi modeli tamamlanmıştır. (Şekil 3.25)

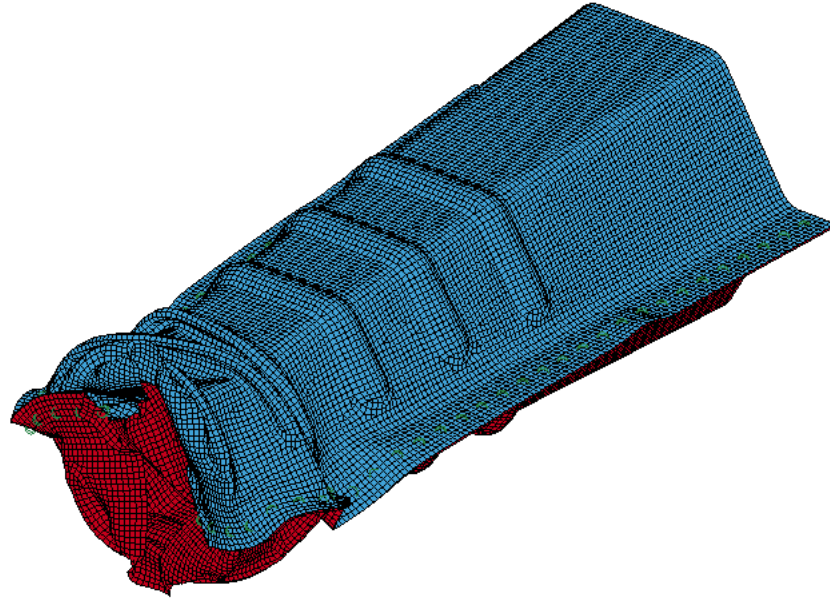
Başlangıç modeli olan enerji yutucunun çarpışma analizi için tamamlanan sonlu elemanlar modeli Ls-Dyna çözücüsünün işlem yapabileceği formatta kaydedilmiş ve daha sonra Ls-Dyna programında analiz dosyası çözdürülmüştür.

Non-linear analizler konusunda başarılı olan Ls-Dyna programında yapılan çarpışma analizleri neticesinde, sistemin dinamik davranışları, çarpan duvarın temasından, sönümlendiği ana kadar animasyon olarak görülebilmektedir. (Şekil3.26 – 3.27)

Bu sayede yapılan analizin ve analiz parametrelerinin de bir ön kontrolü yapılabilmektedir. Özellikle gerçek davranışı bilinen sistemlerde bu özellik çok yararlı olmaktadır. Yapılan analizin sonuçlarının animasyonla izlenebilmesi için tüm bir analizin bitmesine gerek olmamaktadır. Ön izleme şeklinde yapılan incelemelerde animasyon, analizin tamamlandığı kısma kadar gösterim yapabilmektedir.

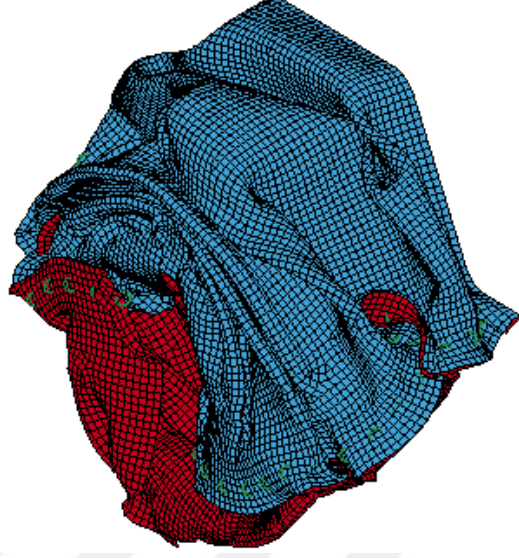
Analiz öncesinde parametrelerden biri, örnek olarak duvarın hareket yönü, yanlış bir şekilde girilmişse bu kısımda görülebilmekte ve analizin tamamlanması beklenmeden analiz durdurulup ilgili parametredeki değişiklikler yapılabilmektedir.

Time = 0.005



Şekil 3.26 Başlangıç tasarımı enerji yutucunun çarpışma analizinde $t = 0.005$ sn'deki almış olduğu şekil

Time = 0.03

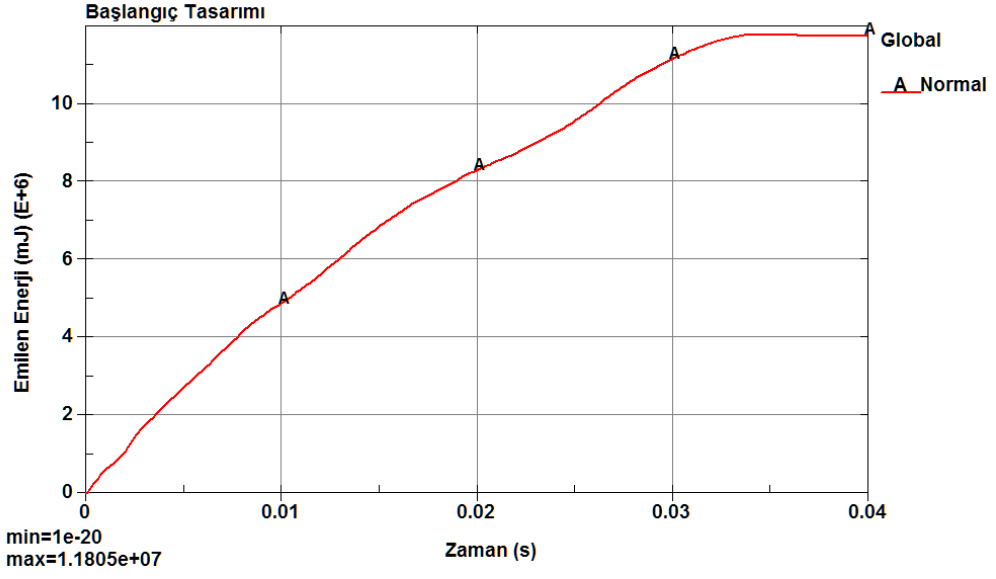


Şekil 3.27 Başlangıç tasarımı enerji yutucunun çarpışma analizinde $t = 0.03$ sn'deki almış olduğu şekil

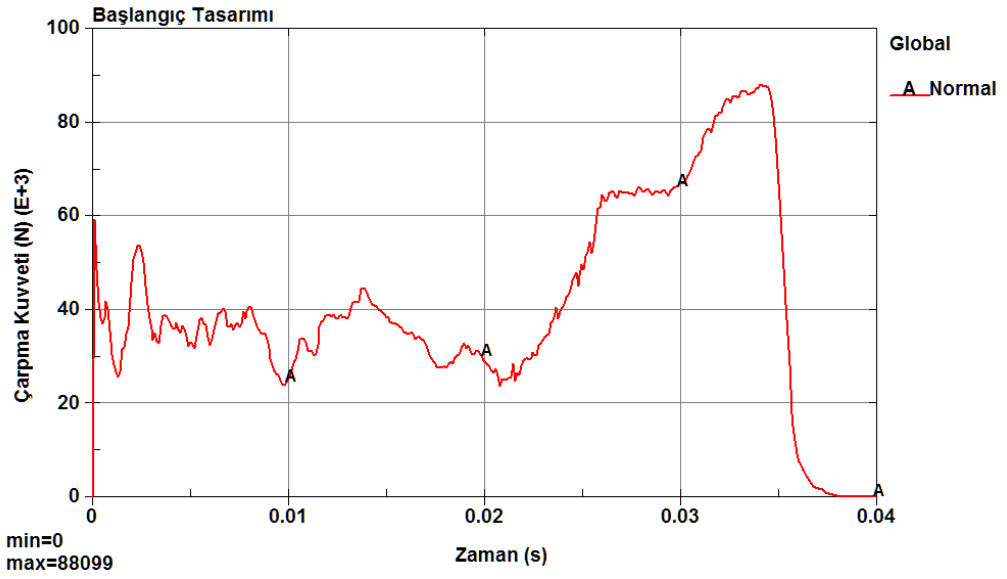
Enerji yutucuların performansını belirleyen en önemli kriterlerden biri, enerji yutucunun çarpışma esnasında sönümleyebildiği enerji miktarıdır. Bununla beraber bir diğer kriter de, çarpışma sırasında ortaya çıkan maksimum tepki kuvveti olmaktadır.

Ls-Dyna programı ile yapılan bir çarpışma analizi sonucunda, program enerji yutucunun sönümleyebildiği enerji miktarını, oluşan tepki kuvvetlerini ve enerji yutucunun, çarpan duvarı sönümlerken duvarın kat ettiği mesafeyi ve bu sönümlenin ne kadarlık bir zaman aldığı grafik olarak gösterebilmektedir.

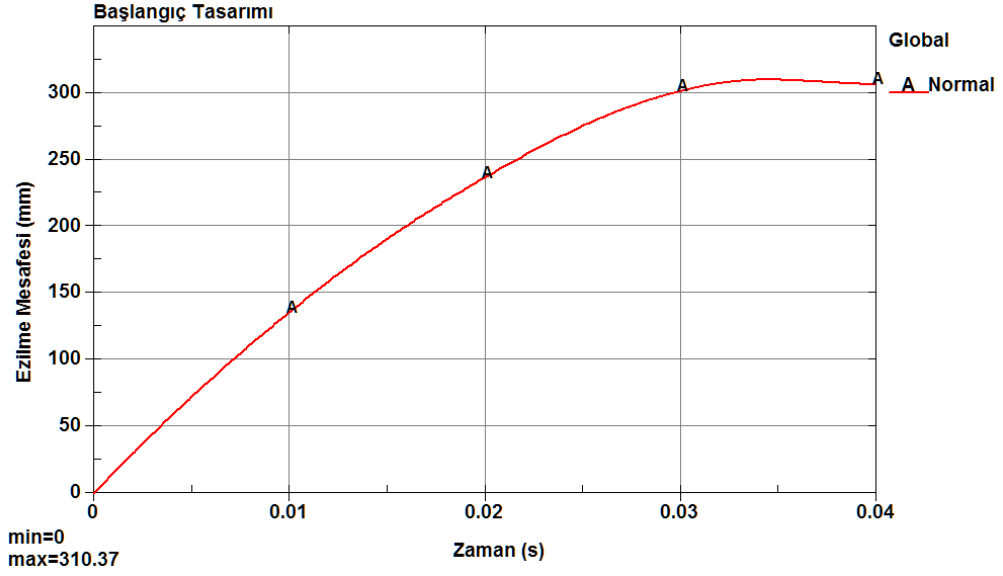
Başlangıç tasarımı için yapılan çarpışma analizinde, enerji yutucuya ait bu performans kriterlerinden, enerji yutucunun sönümlendiği enerji miktarı (Şekil 3.28), sönümleme esnasında meydana gelen tepki kuvvetleri (Şekil 3.29) ve enerji yutucunun çarpmayı sönümlemesi esnasında ki duvarın kat ettiği mesafeyi (Şekil 3.30) zamana göre gösteren grafikler aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.28 Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait, emilen enerji-zaman grafiği



Şekil 3.29 Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait, çarpma kuvveti -zaman grafiği



Şekil 3.30 Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait, ezilme mesafesi -zaman grafiği

Grafiklerden görülebildiği gibi başlangıç tasarımındaki enerji yutucu 11.805 kJ enerjiyi 0.032 s'de sönmüleyebilmiştir ve bu esnada enerji yutucuya çarpan duvar yaklaşık olarak 310 mm bir mesafe kat etmiştir. Enerji yutucuda oluşan maksimum tepki kuvveti ise 88.1 kN olmuştur.

3.4.3. Enerji yutucu için optimizasyon çalışması

Başlangıç tasarımı için yapılan çarpışma analizlerinin tamamlanması ile enerji yutucu modeli için optimizasyon çalışmasına başlanmaktadır. Burada amaç enerji yutucunun çarpışma performansını geliştirmektir. Bu performans göstergelerinin başında enerji yutucunun sönmüleyebildiği enerji miktarı gelmektedir ki bu değer olabildiğince yüksek olması istenmektedir. Bir diğer performans kriteri olarak çarpışma sonucu oluşan tepki kuvvetleri içerisindeki maksimum tepki kuvvetinin olabildiğince düşük olması istenmektedir. En ideal durum, ortalama çarpma kuvveti ile maksimum çarpma kuvvetinin eşit olduğu, zamanla birlikte tepki kuvveti değerinin değişmediği durumdur. Bu durumun karşılanması mümkün olmamakla birlikte, bu duruma yakın bir grafik elde edilmesi arzulanmaktadır.

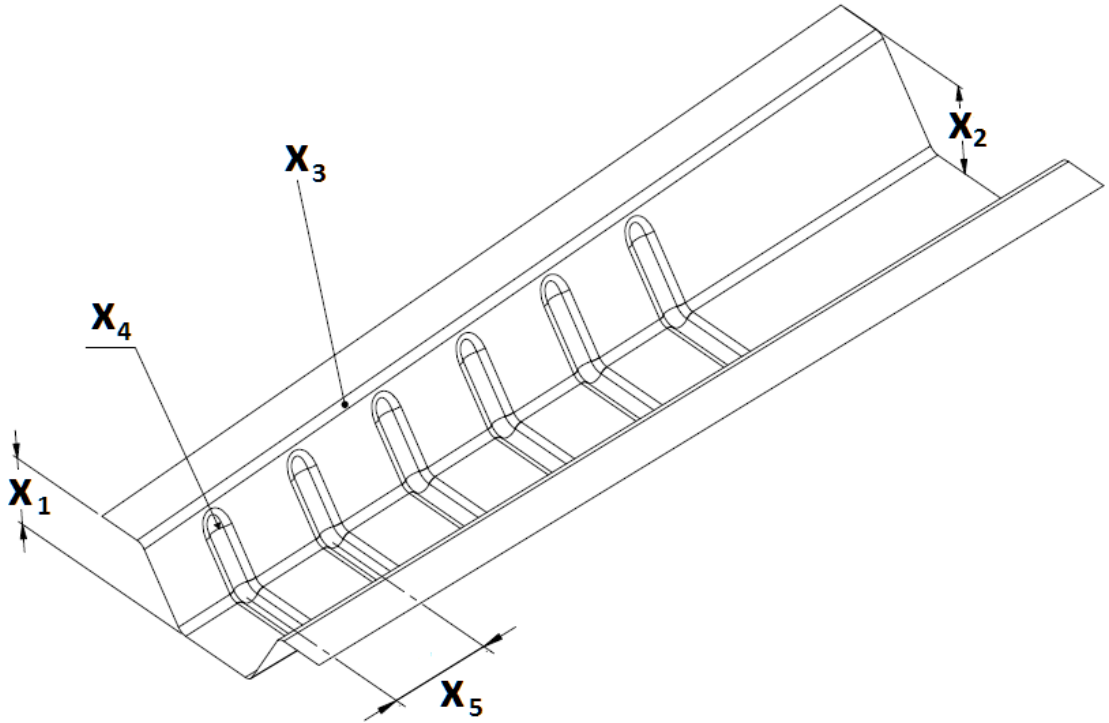
Optimizasyon çalışması ile bahsedilen, bu performans kriterlerinin geliştirilmesi hedeflenmektedir. Başlangıç tasarımı olarak alınan modellerin optimum tasarım olma ihtimalleri çok küçüktür. Özellikle parametre sayısı arttıkça ve bu parametre

değerleri belirli bir aralıkta sınırlanmış dahi olsa, teorik olarak tasarım parametrelerinin kombinasyonu sonsuzu bulmaktadır ve bu sayıdaki model içerisinde, başlangıç tasarımının optimum olma ihtimali çok küçük olduğu görülmektedir.

Bunun için, optimizasyon metotları geliştirilmiş ve bu sonsuz sayıdaki model içerisinde, belirli kurallar dahilinde ilerlemek suretiyle optimum tasarıma ulaşılabilmektedirler.

Özellikle sezgisel yöntemler, bu tür parametresi fazla olan ve non-lineer amaç fonksiyonlu sistemler için en iyi değeri bulma başarıları oldukça yüksektir.

Bu çalışma kapsamında da, enerji yutucunun performansını etkileyebilecek olan boyutlar, birer parametrik değişken olarak seçilmiş ve bu parametrelerin sınırları içerisindeki ölçüler kullanılmak sureti ile enerji yutucunun optimizasyon çalışması yapılmıştır. (Şekil3.31)



Şekil 3.31 Enerji yutucu için parametrik değişkenler

Çizelge 3.2 Enerji Yutucu Tasarım Değişkenlerinin Sınır Değerleri

	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Alt Sınır Değeri	30 mm	40 mm	4 mm	4 mm	40 mm
Üst Sınır Değeri	40 mm	50 mm	10 mm	10 mm	60 mm

Çizelge 3.2'deki değerlere bakıldığında, X_1 enerji yutucunun ön tarafının yüksekliği ve X_2 enerji yutucunun arka tarafının yüksekliğidir. X_1 ve X_2 değişkenleri için alınan değerler ile enerji yutucunun konikliği değişmektedir. X_1 'in maksimum değeri ve X_2 'nin minimum değeri 40 mm'dir ve bu durum için koniklik söz konusu değildir. Bu sayede enerji yutucunun konik olmadığı ve konik olduğu durumlar da karşılaştırılmaktadır. Bununla birlikte ön ve arka kesitler düzgün altıgen şeklindedir.

X_3 değişkeni; enerji yutucunun kenarlarında ki radius değerleridir ve 4 mm ile 10 mm arasında değişmektedir.

X_4 değişkeni; enerji yutucuda bulunan burkulma tetikleyicilerinin radius değerleridir ve 4 mm ile 10 mm arasında değişmektedir.

X_5 değişkeni; enerji yutucuda bulunan burkulma tetikleyicilerin arasındaki mesafe değerleridir ve 40 mm ile 60 mm arasında değişmektedir.

Tasarım değişkenleri ve bu değişkenlerin alt ve üst sınırları belirlendikten sonra optimizasyon çalışması yapılabilmesi için Taguchi tablosu elde edilmiştir (Çizelge 3.3). Burada uygun bir Taguchi tablosu seçilmiş ve tasarım değişkenleri, Taguchi tablosunun özellikleri gözeticilerle uygun değerler ile tablo oluşturulmuştur.

Toplamda 5 farklı tasarım değişkeni bulunmaktadır ve tablo doldurulurken bu tasarım değişkenlerinin alt sınır değeri, üst sınır değeri ve bu iki değerlerin ortalaması olacak şekilde tablodaki uygun yerlere yazılmaktadır. Kullanılan Taguchi tablosu ile toplamda, alt ve üst tasarım değişkenleri sınırlarına uygun, 27 farklı enerji yutucu modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan 27 farklı enerji yutucu tasarımı, çarpışma analizi yapılmak üzere modellenmiştir.

Çizelge 3.3 Enerji Yutucular İçin Oluşturulan Taguchi Tablosu

Deney No	Ön Kesit Yüksekliği (mm) X_1	Arka Kesit Yüksekliği (mm) X_2	Kenar Radyus (mm) X_3	Tetikleyici Radyus (mm) X_4	Tetikleyici Arası Mesafe (mm) X_5
1	30	40	4	4	40
2	30	40	4	4	50
3	30	40	4	4	60
4	30	45	7	7	40
5	30	45	7	7	50
6	30	45	7	7	60
7	30	50	10	10	40
8	30	50	10	10	50
9	30	50	10	10	60
10	35	40	7	10	40
11	35	40	7	10	50
12	35	40	7	10	60
13	35	45	10	4	40
14	35	45	10	4	50
15	35	45	10	4	60
16	35	50	4	7	40
17	35	50	4	7	50
18	35	50	4	7	60
19	40	40	10	7	40
20	40	40	10	7	50
21	40	40	10	7	60
22	40	45	4	10	40
23	40	45	4	10	50
24	40	45	4	10	60
25	40	50	7	4	40
26	40	50	7	4	50
27	40	50	7	4	60

Taguchi tablosunun oluşturulması, optimizasyon çalışmasında amaç fonksiyonu elde edebilmek ve bu amaç fonksiyonu üzerinde kullanılan optimizasyon metodu ile amaç fonksiyonunun global en iyi noktasının bulunması hedeflenmektedir. Böylelikle çarpışma performansı en yüksek olan enerji yutucu tasarımı bulunabilecektir.

Oluşturulan Taguchi tablosundan amaç fonksiyonu elde edebilmek için, cevap yüzeyleri yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntemde, enerji yutucu için belirlenen tasarım değişkenleri, oluşturulacak olan cevap yüzeyi fonksiyonun bağımsız değişkenleri olmaktadır.

Cevap yüzeyi fonksiyonun bağımsız değişkenleri olan X_1 , X_2 , X_3 , X_4 ve X_5 değişkenleri ile bir cevap fonksiyonu elde edilmektedir. Taguchi tablosundaki veriler kullanılmak sureti ile bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonu olan,

$$\varphi(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) \quad (3.25)$$

cevap fonksiyonu elde edilmektedir. Elde edilen cevap fonksiyonu, parçacık sürü optimizasyonu metodunda amaç fonksiyonu olarak kullanılmaktadır.

Tasarımları oluşturulan 27 farklı enerji yutucu için çarpışma analizleri Ls-Dyna çözücüsünde yapıldıktan sonra, enerji yutucu tasarımlarına karşılık gelen maksimum tepki kuvveti değeri, emilen enerji miktarı, enerji yutucunun ağırlığı ve çarpışma esnasında çarpan duvarın kat ettiği mesafe Taguchi tablosunda ilgili yerlere yazılmaktadır. (Çizelge 3.4)

Elde edilen amaç fonksiyonu için yapılacak optimizasyon çalışmasında, kısıt değerleri olarak, başlangıç tasarımında elde edilen çarpışma performans sonuçlardan daha kötü bir değer olmaması belirlenmiştir.

Optimizasyon metodu olarak seçilen parçacık sürü optimizasyon metodu ile, elde edilen amaç fonksiyonun çözümü yapılarak, tasarım değişken sınırları içerisinde kalan hem çarpışma performansı yüksek, bununla beraber enerji yutucunun ağırlığının da en düşük olduğu model belirlenmiştir.

Çizelge 3.4 Taguchi tablosundaki tasarımlar için çarpışma analiz sonuçları

Deney No	Ön Kesit Yüksekliği (mm) X_1	Arka Kesit Yüksekliği (mm) X_2	Kenar Radyus (mm) X_3	Tetikleyici Radyus (mm) X_4	Tetikleyici Arası Mesafe (mm) X_5	Max Kuvvet (N)	Max Emilen Enerji (mJ)	Ağırlık (kg)	Max. Ezilme Mesafesi (mm)
1	30	40	4	4	40	88786	1.1848 e+7	1.324	312.61
2	30	40	4	4	50	127410	1.1787 e+7	1.322	333.33
3	30	40	4	4	60	101010	1.1733 e+7	1.323	321.81
4	30	45	7	7	40	94569	1.1882 e+7	1.386	323.49
5	30	45	7	7	50	153050	1.175 e+7	1.385	332.94
6	30	45	7	7	60	123870	1.1854 e+7	1.384	337.17
7	30	50	10	10	40	92965	1.1861 e+7	1.448	290.04
8	30	50	10	10	50	93889	1.1786 e+7	1.448	307.09
9	30	50	10	10	60	94771	1.1799 e+7	1.448	285.15
10	35	40	7	10	40	100980	1.1744 e+7	1.384	314.05
11	35	40	7	10	50	75386	1.174 e+7	1.383	307.84
12	35	40	7	10	60	69408	1.1771 e+7	1.386	292.68
13	35	45	10	4	40	92355	1.184 e+7	1.448	312.6
14	35	45	10	4	50	106070	1.182 e+7	1.448	324.64
15	35	45	10	4	60	104890	1.1848 e+7	1.451	322.08
16	35	50	4	7	40	85680	1.1878 e+7	1.538	298.47
17	35	50	4	7	50	88099	1.1805 e+7	1.537	310.37
18	35	50	4	7	60	112820	1.1715 e+7	1.541	330.41
19	40	40	10	7	40	91686	1.2023 e+7	1.444	298.82
20	40	40	10	7	50	109110	1.1707 e+7	1.448	314.29
21	40	40	10	7	60	98741	1.1702 e+7	1.448	308.87
22	40	45	4	10	40	67569	1.1833 e+7	1.535	287.09
23	40	45	4	10	50	105650	1.1813 e+7	1.539	315.79
24	40	45	4	10	60	78787	1.1725 e+7	1.537	318.86
25	40	50	7	4	40	82911	1.1884 e+7	1.602	279.07
26	40	50	7	4	50	96816	1.1894 e+7	1.605	306.14
27	40	50	7	4	60	68363	1.1742 e+7	1.605	309.52

27 farklı tasarım için elde edilen verilerden yola çıkılarak yapılan optimizasyon çalışması sonrasında, en iyi performansı veren enerji yutucu için bulunan tasarım değişkenleri değerleri ve elde edilen bu tasarım değişkenlerine karşılık gelen, enerji yutucuya ait olan çarpışma performans değerleri; maksimum tepki kuvveti değeri,

emilen enerji miktarı, enerji yutucunun ağırlığı ve çarpışma esnasında çarpan duvarın kat ettiği mesafe Çizelge 3.5 ile verilmektedir.

Çizelge 3.5 Parçacık Sürü Optimizasyon Metodu Sonucu Bulunan Optimum tasarımı enerji yutucunun çarpışma performans değerleri

	Ön Kesit Yüksekliği (mm)	Arka Kesit Yüksekliği (mm)	Kenar Radyus (mm)	Tetikleyici Radyus (mm)	Tetikleyici Arası Mesafe (mm)	Max Kuvvet (N)	Max Emilen Enerji (mJ)	Ağırlık (kg)	Max. Ezilme Mesafesi (mm)
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5				
Optimum Tasarım	40	40	7.81	10	40	82000	1.1826 e+7	1.452	297.14
Başlangıç Tasarımı	35	50	4	7	50	88099	1.1805 e+7	1.537	310.37
Değişim (%)						-7.44	1.78	-5.85	-4.45

3.4.4. Soğuk şekil verme işleminin enerji yutucu çarpışma performansına etkisi

Bu kısma kadar yapılan çalışmalarda enerji yutucuların kesit geometrilerinin her bölgede sabit olduğu ve enerji yutucu içerisinde şekillendirmeye bağlı olan kalıntı gerilmelerinin mevcut olmadığı kabulleri altında çarpışma analizleri yapılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Gerçekte ise bu şekilde ideal bir enerji yutucunun imal edilebilmesi mümkün değildir. Soğuk şekillendirme yöntemleri ile imal edilen enerji yutucularında, imalat işletme parametrelerine de bağlı olarak, belirli bölgelerin kesit kalınlıklarında incelmeler mevcut iken bazı bölgelerde kalınlaşmalar olmaktadır. Ayrıca sacda, soğuk şekillendirmeye bağlı olarak kalıntı gerilmeleri de oluşmaktadır. Bu değerler, enerji yutucunun çarpışma analizine eklenmediği zaman ise sonuçlar gerçek durumdaki sonuçlardan farklı olacaktır. Bu bölümde başlangıç tasarımı olan enerji yutucu için ilk olarak soğuk sac metal şekillendirme analizi yapılacak ve daha sonra çarpışma analizi için hazırlanacak olan modele aktarılacaktır. Daha sonrasında ise şekil değiştirme etkilerinin aktarılmadığı model ile şekil değiştirme etkilerinin aktarıldığı modelin çarpışma performansı karşılaştırılacaktır.

3.4.5. Başlangıç tasarımı enerji yutucu için soğuk şekillendirme analizi

Enerji yutucunun tasarımı aşamasında belirlenen model, soğuk sac şekillendirmeye uygun olacak şekilde geliştirilmiştir. Bu yapı da altıgen form korunmak sureti ile enerji yutucu iki parça olacak şekilde modellenmiştir.

Bu tip bir tasarım ile enerji yutucu modelinin parçaları soğuk şekillendirme yapacak olan çift etkili presin çalışma koşullarına uygun hale getirilmiştir. Çift etkili bir preste, iş parçasının şekillendirilebilmesi için presin alt tablasında sabit olarak konumlandırılmış bir dişi kalıp bulunmaktadır. Dişi kalıbın ölçüleri, iş parçasının kalınlık değerine göre belirlenmekte ve işlem sonrası parçanın rahat bir şekilde çıkabilmesi için fazladan bir açıklık değeri ilave edilmesi gerekmektedir. Bu değer ise sac kalınlığının %10 ile %20'si arasında alınmaktadır.

İş parçasına uygun olan erkek kalıp ise preste hareketli olan kısımda bulunmaktadır ve bu kalıbın formu yine iş parçasının şekline ve ölçülerine göre belirlenmektedir. Sac şekillendirme işlemi süresi boyunca, sac ile etkileşimde olup parçanın genel formunu veren parçadır.

Preste kullanılan sac tutucu parçası ise işlemin ilk adımında, dişi kalıpla arasına almış olduğu düz sac levhayı sıkıştırmak sureti ile, şekillendirme esnasında sacın gerginliğini sağlamaktadır.

Bu tip bir gerdirmeye işlemi sayesinde şekillendirme esnasında oluşabilecek kırışma ve katlanmaların önüne geçilebilmektedir. Burada sac tutucunun uygulamış olduğu baskı kuvveti değeri önem arz etmekte olup, baskı kuvvetinin az olması durumunda şekillenen parça üzerinde kırışmalar olurken, baskı kuvvetinin çok olduğu durumda şekillenen parça üzerinde aşırı incelmeler ve yırtılmalar oluşmaktadır.

Sac şekillendirmede kullanılan bu bileşenlerin tasarımları ve işletme şartları kullanılarak, enerji yutucunun sonlu elemanlar modeli sac şekillendirme analizi HyperForm programı ile yapılmıştır.

HyperForm programı, sac metal şekillendirme analizleri açısından oldukça yetkin bir program olup, kalıp tasarımının iyileştirilmesi konusu öncelikleri arasında olduğu için, şekillendirmede kullanılan kalıplar modellenmekte ve şekillendirme analizi bu şekilde çözdürülmektedir.

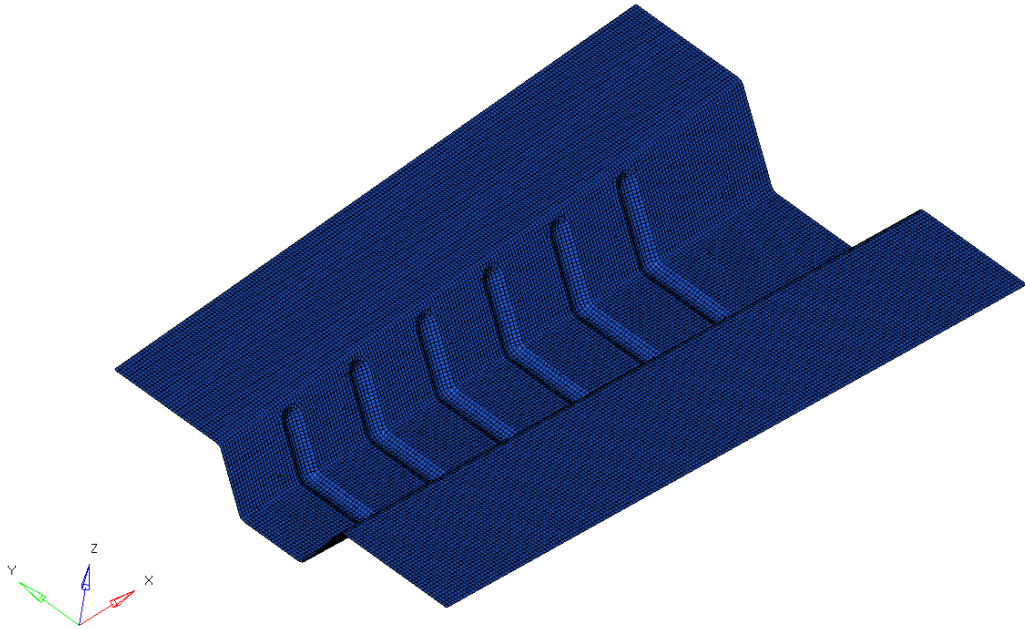
Sac şekillendirme analizi esnasında program RADIOSS çözücüsünü kullanmaktadır. Elde edilecek olan sonuçların daha sağlıklı ve doğru olabilmesi için zaman adımı (incremental) çözüm yapılmıştır. Bu sayede, sac plaka şekillendirilirken, erkek kalıbın hareketinin başlangıcından bitişine kadar olan kısım belirli zaman aralıklarına

bölünerek, analiz işlemi adım adım gerçekleştirilmekte ve sacın almış olduğu şekiller kademe kademe değişerek nihai şekle ulaşmaktadır. Her bir adım için sac şekillendirme analizi yapıldığı için, ara basamaklarda oluşan şekil değiştirmeye bağlı olan etkiler görülebilmektedir.

Malzeme olarak, çarpışma analizinde kullanılan malzeme olan soğuk haddelenmiş çelik ile birebir aynı kullanılmaktadır. Malzeme bilgileri bir önceki bölümde verilenlerle aynı olup bir değişikliğe gidilmemelidir.

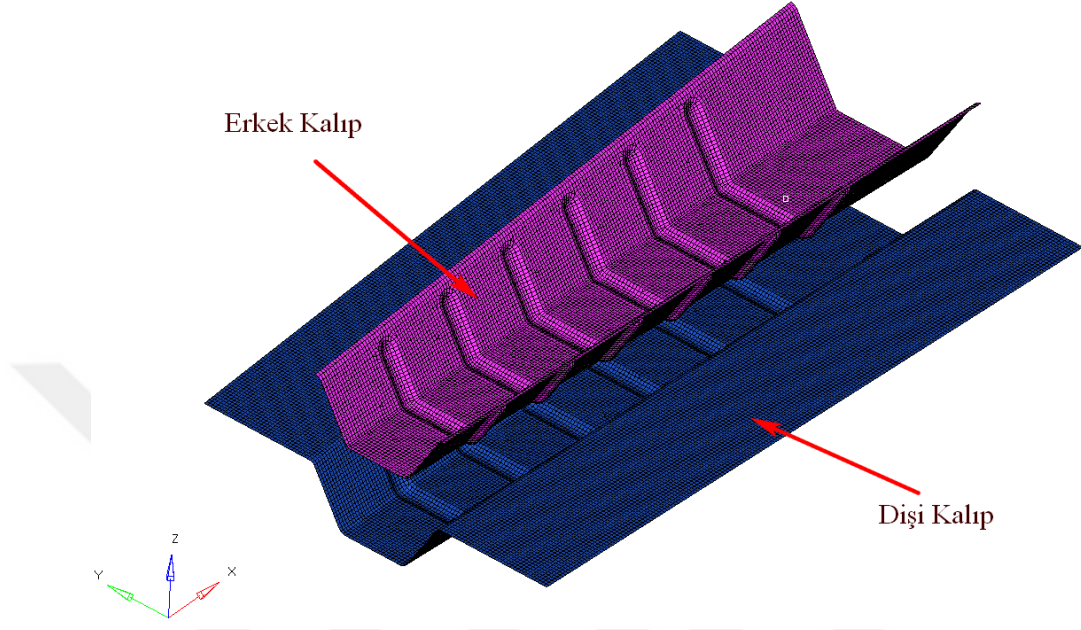
Şekillendirme analizi için ilk olarak başlangıç tasarımı enerji yutucunun geometrisinden yola çıkılarak dişi kalıp modeli oluşturulmaktadır. Ardından bu model sonlu elemanlar yöntemi ile çözülebilmesi için 2x2'lik ağ yapısı (mesh) ile örülmektedir. (Şekil 3.32)

Oluşturulan dişi kalıp modeli, enerji yutucu parçasına göre biraz daha büyük olmak zorundadır. Özellikle y-ekseni boyunca sac, şekil değişiminden dolayı kalıp üzerinde kayacaktır. Bunun için uygun bir değerde hem y-ekseni boyunca hem de x-ekseni boyunca, dişi kalıp geometrisi genişletilmelidir.



Şekil 3.32 Başlangıç tasarımı enerji yutucu için dişi kalıp geometrisi

Bu işlemin ardından erkek kalıp geometrisi oluşturulmalıdır. Burada yöntem olarak yine enerji yutucu parçasından kalıp çıkarılabileceği gibi, dişi kalıp geometrisi kullanılarak da erkek kalıp oluşturulabilir. (Şekil3.33)



Şekil 3.33 Başlangıç tasarımı enerji yutucu için dişi kalıp ve erkek kalıp geometrisi

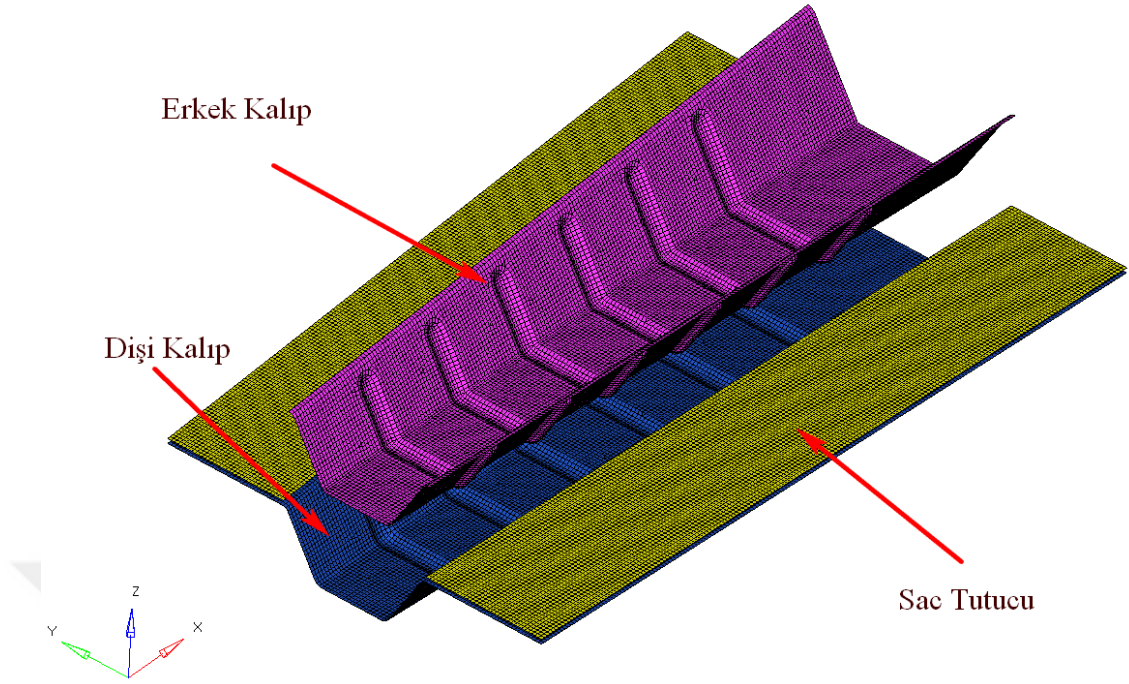
Hareketli olan erkek kalıp hareketini tamamladığında, dişi kalıp ile erkek kalıp arasında kalan sac plaka şekillenmiş olmaktadır.

Bu esnada parça üzerinde kırışıklıkların (wrinkle) olmaması için sac tutucunun eklenmesi gerekmektedir. Sac plaka, sac tutucu ve dişi kalıp arasında kalacağı için, sac tutucunun tasarımında erkek kalıp ve dişi kalıp geometrileri kullanılmaktadır.

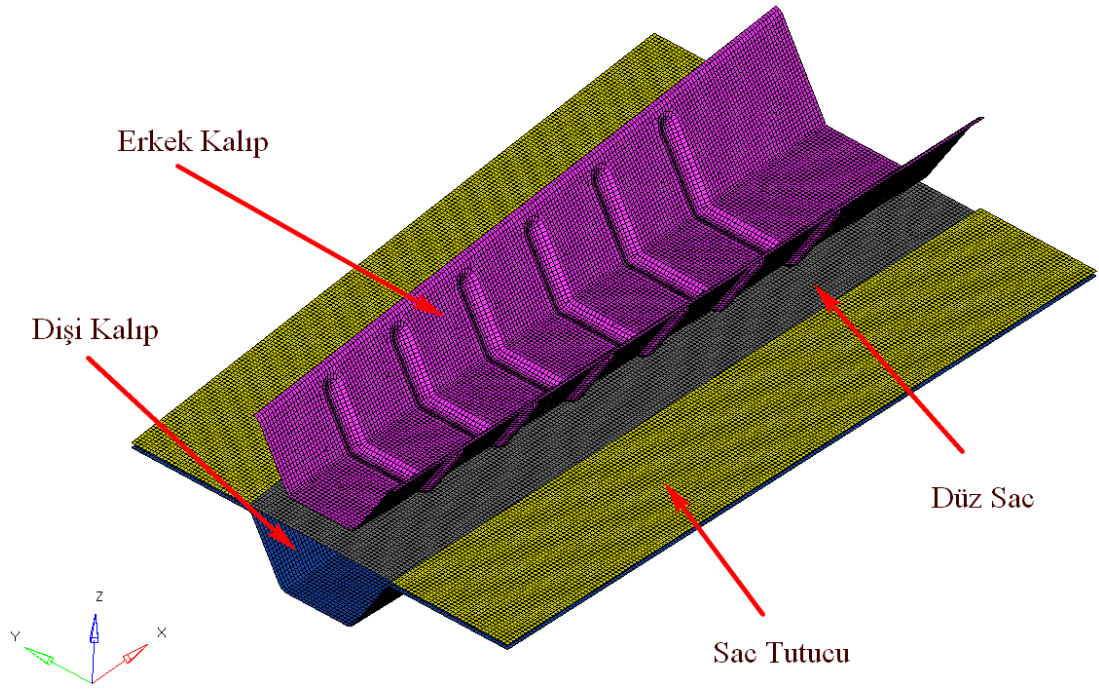
Sac tutucu dişi kalıbın üzerine gelecek şekilde şekillendirilirken, erkek kalıbın hareketine mani olmayacak bir şekilde geometrisi şekillendirilir. (Şekil 3.34)

Bu işlemlerin ardından düz sac plaka modellenir ve sac tutucuyla dişi kalıbın arasına gelecek şekilde konumlandırılır. (Şekil3.35)

Bütün modeller oluşturulup, ağ yapı modellemesi bittikten sonra şekillendirilecek saca ait kalınlık ve malzeme bilgileri tanımlanır. Bu bilgiler, sağlıklı bir karşılaştırma yapılabilmesi için çarpışma analizinde kullanılanlarla aynı alınmaktadır.



Şekil 3.34 Başlangıç tasarımı enerji yutucu için dişi kalıp, erkek kalıp ve sac tutucu geometrisi



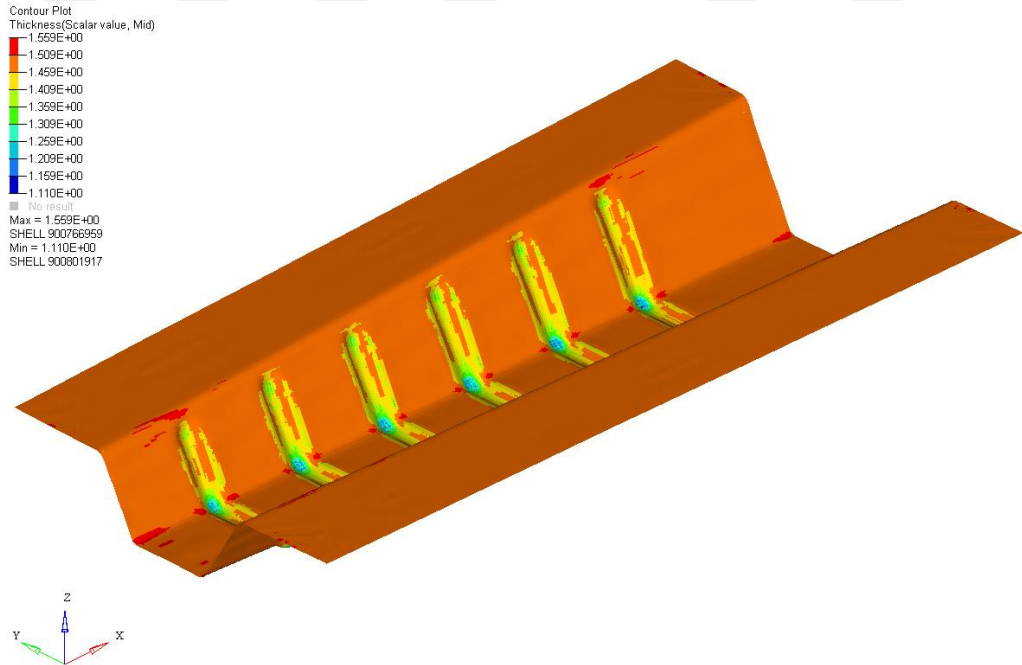
Şekil 3.35 Başlangıç tasarımı enerji yutucunun şekillendirme analizi için gerekli bileşenler

Şekil değiştirme analizinin yapılabilmesi için erkek kalıba ait işletme parametrelerinin girilmesi gerekmektedir. Bu parametrelerin ilki erkek kalıbın sac şekillendirme esnasındaki hareketinde kat edeceği mesafe değeri, diğeri ise bu hareketin hız değeridir. Bu parametreler sırası ile; erkek kalıbın z-ekseni boyunca yapacağı hareket mesafesi $d_e = -51.85\text{mm}$ ve erkek kalıbın hızı $V_e = 2000\text{mm/s}$ şeklindedir.

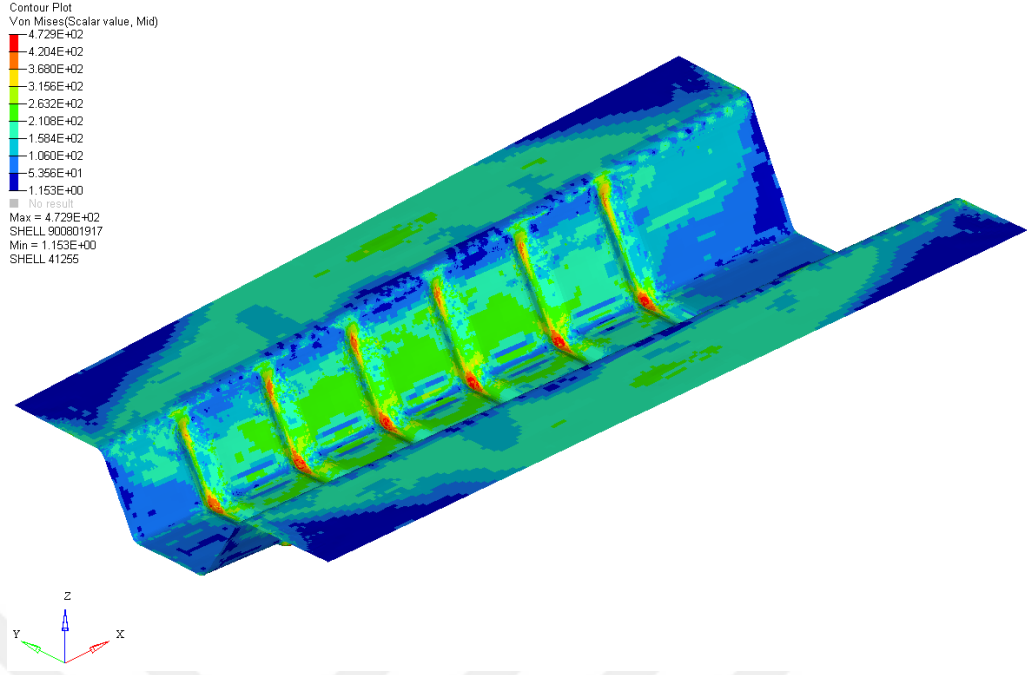
Bir diğerk işletme şartı sac tutucunun, sac plakaya uyguladığı kuvvet miktarıdır. Bu değer $F_b = 100\text{kN}$ olarak sac tutucunun özelliklerine eklenmiştir.

İşletme şartlarının girilmesi ile beraber başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait olan şekil değiştirme analiz dosyası tamamlanmış olmaktadır.

Bu analiz dosyası HyperForm'un Radioss çözücüsü ile çözümlenerek başlangıç tasarımı enerji yutucu parçasının son halindeki kalınlık değişimleri (Şekil3.36) ve bu parçada oluşan kalıntı gerilmeleri (Şekil 3.37) elde edilir.



Şekil 3.36 Başlangıç tasarımı enerji yutucu parçasının şekil verme analiz sonucu (kalınlık dağılımı)



Şekil 3.37 Başlangıç tasarımı enerji yutucu parçasının şekil verme analiz sonucu (Von Mises gerilmeleri)

Gerçekleştirilen şekil verme analizi sonucu, şekil verme sınır diyagramına da ayrıca bakılması gerekmektedir.

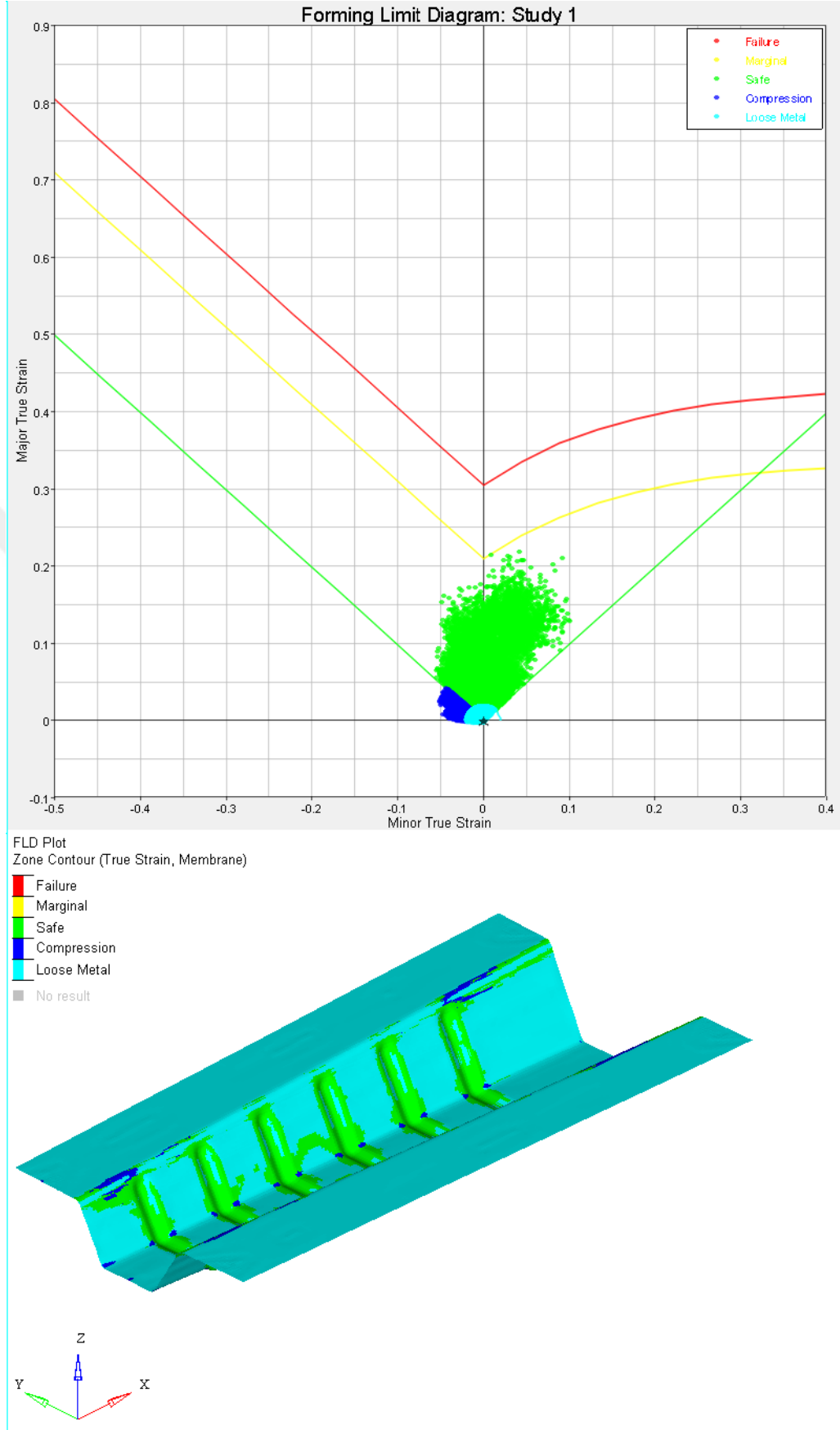
Bu diyagram sayesinde parça üzerinde yırtılmaların olup olmadığı, tehlikeli bölgede olan incelmelerin varlığı veya kırışma-kalınlaşma varsa bunların oranlarını göstermesi bakımından başvurulan önemli bir kaynaktır.

Başlangıç modeli enerji yutucu parçasının, verilen işletme şartlarına göre sahip olacağı şekil verme sınır diyagramı Şekil 3.38’de verilmiştir.

Bu diyagrama bakıldığında parça üzerinde hiçbir yırtılmanın olmadığı ve incelme değerlerinin de uygun bölgede olduğu görülebilmektedir.

Ayrıca kırışma-kalınlaşma yaşanan kısımların bütüne oranla çok küçük bir oranda olduğu ve kalınlaşma değerlerinin de aşırı değerlerde olmadığı görülebilmektedir.

Bununla birlikte, parça üzerinde oluşacak olan incelme ve kalınlaşma değerlerinin parça geometrisine bağlı olmanın yanı sıra, işletme şartlarına göre değişmekte olduğu bilinmektedir.



Şekil 3.38 Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme sınır diyagramı

3.4.6. Şekil verme etkilerinin çarpışma analizindeki parçalara aktarılması

“HyperForm” programının şekil değiştirme analizini çözümlemesi ile elde edilen sonuçları global koordinat takımına göre hesaplanmaktadır. Hesaplanan parça üzerindeki kalınlık dağılımları, gerilme ve gerinim değerleri, sonuç dosyasına, parçanın düğüm noktalarının koordinatlarına karşılık gelecek şekilde koordinat bilgisi olarak aktarmaktadır. Buradaki farklılık ise sonuç bilgilerinin bulunduğu koordinat değerleri ile, parçanın düğüm noktalarının bulunduğu koordinat noktaları aynı olmasına rağmen birbirinden bağımsızdır. Bunun sonucunda, şekil verme analizi ile elde edilen sonuçlar, doğrudan çarpışma analizinde kullanılamamaktadır.

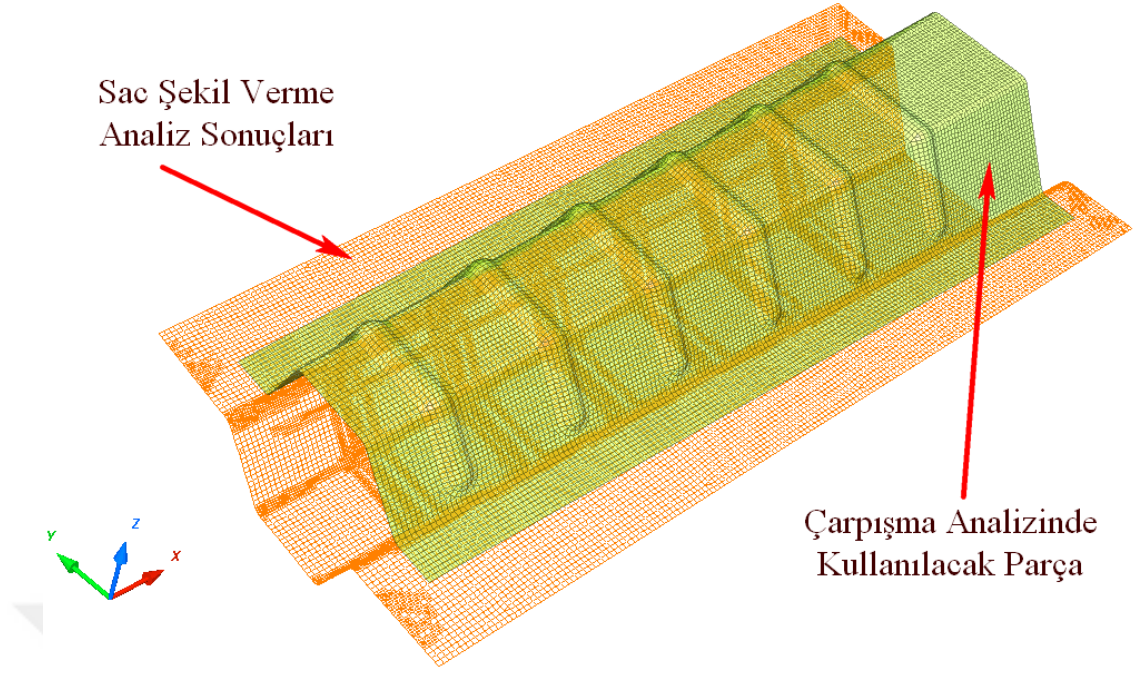
Eğer çarpışma analizinde kullanılacak parçaların sayısı ve konumları, şekil değiştirme analizinden elde edilen sonuçlardan farklı ise ve şekil değiştirme analizi sonuçlarının konumları değiştirilmek istendiğinde, geometri koordinatları ve sonuç koordinatları bağımsız olduğu için parçanın düğüm noktalarının koordinat bilgileri değişirken sonuçlara ait bilgilerin konum bilgileri değişmeyecektir.

Sonuç itibari ile, çarpışma analizi için doğrudan aktarılan bilgilerin öteleme ve dönme gibi işlemlere maruz kaldığı anda, sonuçlar kullanılamaz hale gelmekte ve istenilen yapı oluşturulamamaktadır.

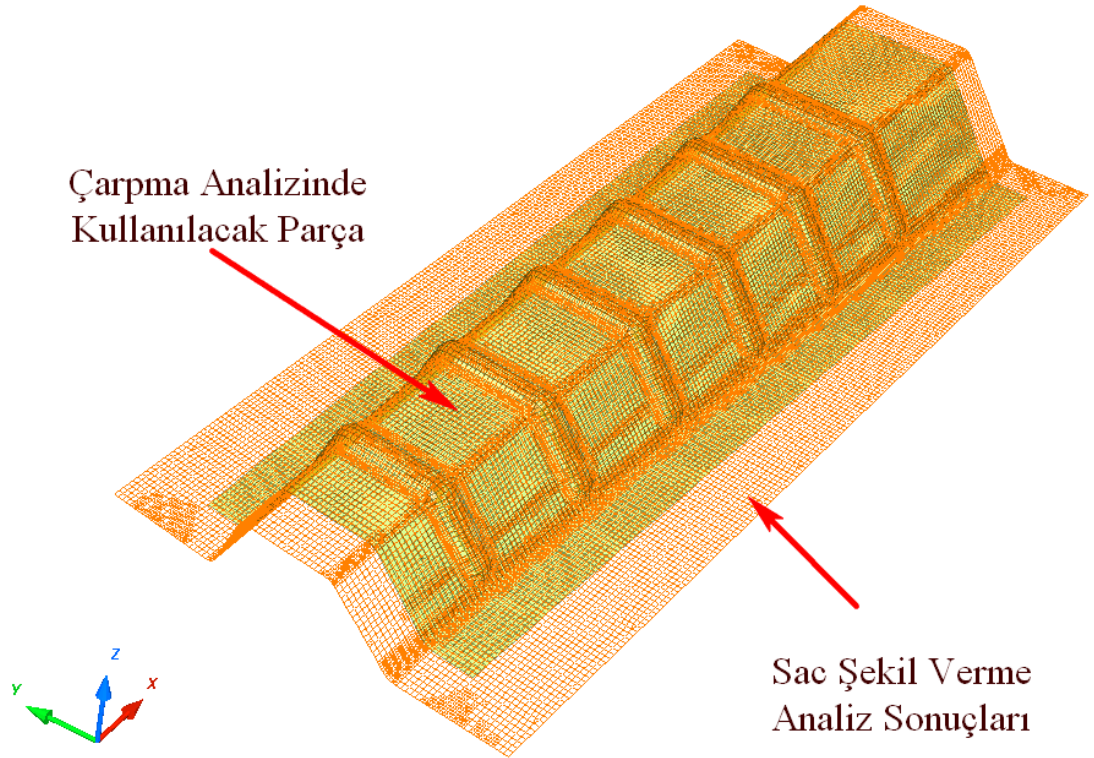
Böyle bir engelin aşılabilmesi için HyperCrash programının Result Mapper modülünün kullanılması gerekmektedir. Bu modülün işleyişi ise HypreMesh programının işleyişinin tam tersi şeklindedir.

HyperMesh Programında analiz oluşturulurken gerek parçanın geometrik modelinin, gerekse parçanın ağ (mesh) modelinin konumları değiştirilebilmekte, parçanın dönme ve öteleme hareketi yaparak analiz modelinin değiştirilebilmesine olanak vermektedir. Sonuç dosyalarının bilgilerinde ise bir değişiklik yapamamaktadır.

HyperCrash programının Result Mapper Modülünde ise, çarpışma analizinde kullanılacak olan parça programa çağırıldığında, parçanın konum bilgileri sabitlenir ve parça modeli hareket edemez. Bununla birlikte şekil verme analiz sonuçlarının konum bilgileri hareketlidir ve çarpışma analizindeki parçanın üzerine gelecek şekilde konumu değiştirilir. (Şekil3.39 – Şekil 3.40)



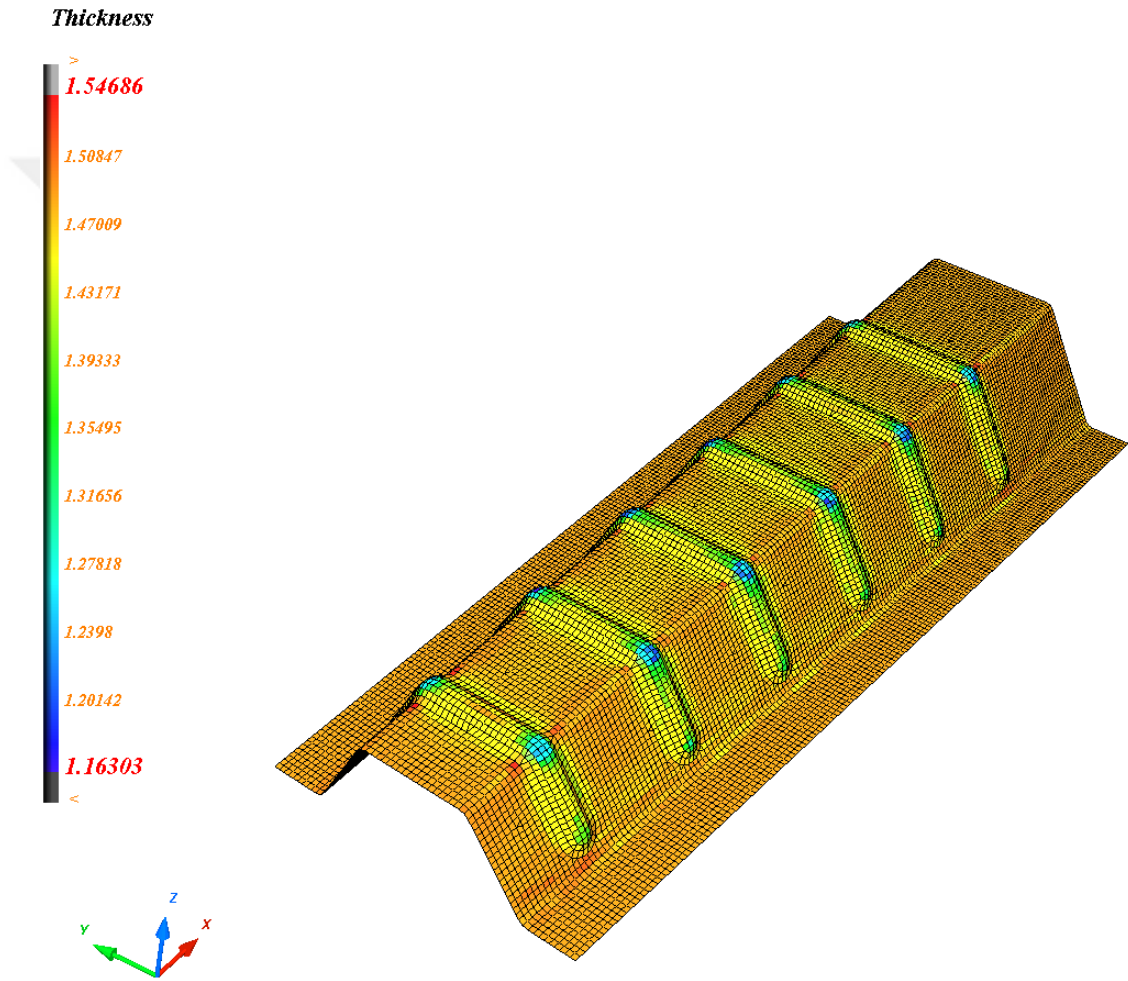
Şekil 3.39 Şekil verme analiz sonuçları orijinal koordinatları ve çarpışma analizinde kullanılacak parçanın ağ modeli



Şekil 3.40 Şekil verme analiz sonuçlarının, çarpışma analizinde kullanılacak parçanın ağ model koordinatlarına getirilmesi ve sonuçlarının aktarılması

Sac şekil verme analizinin sonuçları, çarpışma analizindeki parçanın ağ modeline göre koordinatları değiştirildikten sonra, şekil verme analiz sonuçları çarpma analizindeki parçanın ağ modeli üzerine aktarılır.

Böylelikle enerji yutucunun gerek kesitteki kalınlık değişim değerleri, gerek parça içerisindeki kalıntı gerilmeleri enerji yutucunun ağ modeli üzerinde mevcut hale gelmektedir. (Şekil 3.41 – Şekil 3.42)

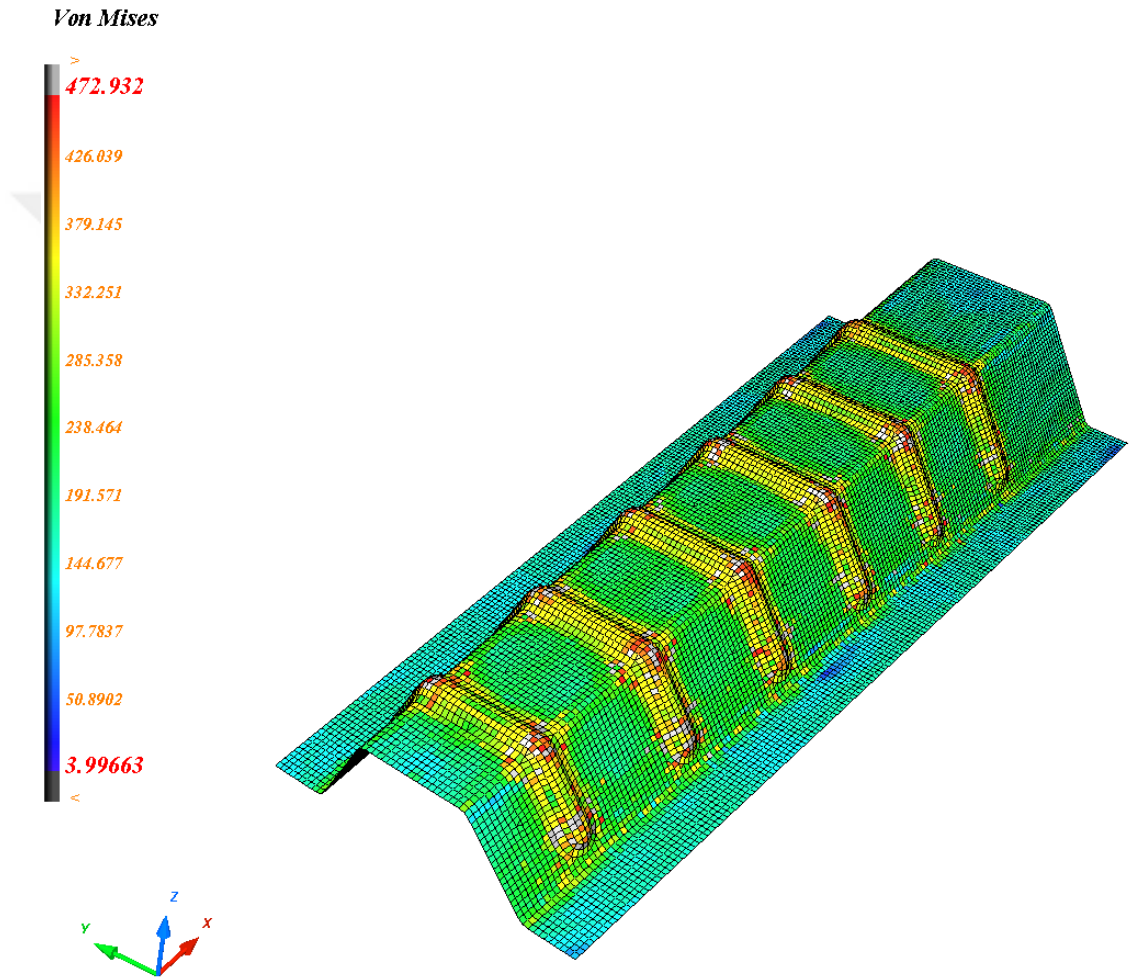


Şekil 3.41 Şekil verme analizinden kalınlık değişimlerinin enerji yutucu parçasına aktarılması

Sac şekil verme analiz sonuçlarının, çarpışma analizinde kullanılacak parçaya aktarılması HyperCrash programının Result Mapper modülü ile gerçekleştirilmektedir. Bu işlem için farklı bir program kullanılması ve bu program üzerinde işlem yapılması fazladan bir emek ve zaman getirmesine rağmen, bu yolun

kullanılmasındaki en büyük avantaj, çarpışma analizi için hazırlanan parçanın ağ yapısının programa çağırılması ve sonuçların bu ağ yapısı üzerine aktarılmasıdır.

Bu sayede çarpışma analizleri yapılırken, gerek normal çarpışma analizindeki enerji yutucunun ağ yapısı gerekse şekil verme etkilerinin sonuçlarının aktarılacak yapılan çarpışma analizindeki enerji yutucunun ağ yapısı aynı kalmış olmaktadır.



Şekil 3.42 Şekil verme analizinden gerilme değerlerinin enerji yutucu parçasına aktarılması

Sonlu elemanlar yönteminde ağ yapısı veya ağ sıklığının değişiminin elde edilen sonuçları bir miktar değiştirdiği düşünüldüğünde, ağ yapısı ve sıklığı korunarak yapılan çarpışma analizleri sayesinde, sadece üretim esnasındaki şekil değişim etkilerinin çarpışma analizindeki değişimlerinin gözlemlenebilmesi sağlanmaktadır.

3.4.7. Soğuk şekil verme işleminin sonuçlarının aktarıldığı enerji yutucunun çarpışma analizi

Enerji yutucu parçalarının imalatı esnasındaki soğuk şekil verme etkilerinin, çarpışma analizine etkisinin incelenmesi için, ilk olarak model geometrisinin ve bu model için oluşturulan ağ (mesh) modelinin her iki durum için de aynı olması gerekmektedir. Bunun için, imalat etkilerinin aktarıldığı program olan HyperCrash programı bu durumu sağlayabilmektedir.

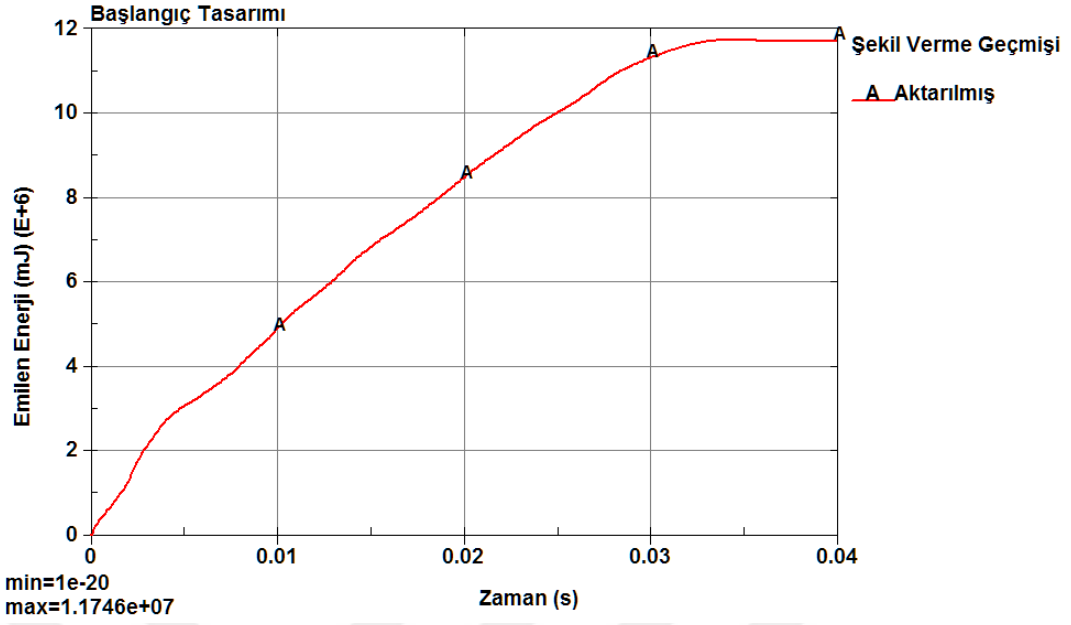
İkinci olarak, kalınlık değerlerinin birbirleriyle uyumlu olması gerekmektedir. Normal bir şekilde yapılan çarpışma analizinde enerji yutucu parçalarının kalınlığı 1.5 mm olarak belirlenmişti. Şekil değişim analizinde, enerji yutucuya dönüşecek olan sac plakanın kalınlığının 1.5 mm olarak ayarlanması ile bu şart sağlanmış olmaktadır.

Üçüncü olarak, her iki durum için yapılacak çarpışma analizleri için (şekil verme işlemi geçmişi aktarılmayan ve şekil verme işlemi geçmişi aktarılan çarpışma analizleri) enerji yutucu parçalarının malzeme özelliklerinin aynı olması gerekmektedir. Bu durum şekil verme işlemi analizindeki sac plakanın malzeme özellikleri için de geçerlidir.

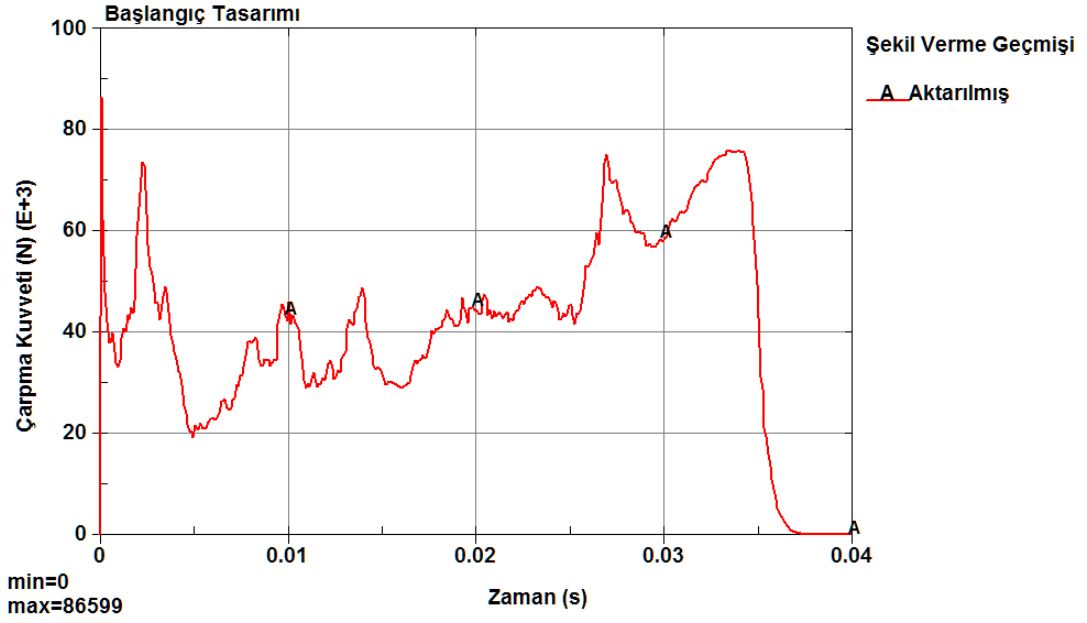
Bunların dışında, çarpışma analizi parametreleri olan, enerji yutucuya ait sınır şartları, enerji yutucuya çarpacak olan duvarın hızı ve kütlesi gibi parametrelerin de aynı olması gerekmektedir.

Böylelikle imalat esnasındaki şekil verme işlemi sonucu ortaya çıkan kalınlık değişimleri ve gerilme değerlerinin çarpışma performansına ait etkisi doğru bir şekilde ölçülebilmektedir.

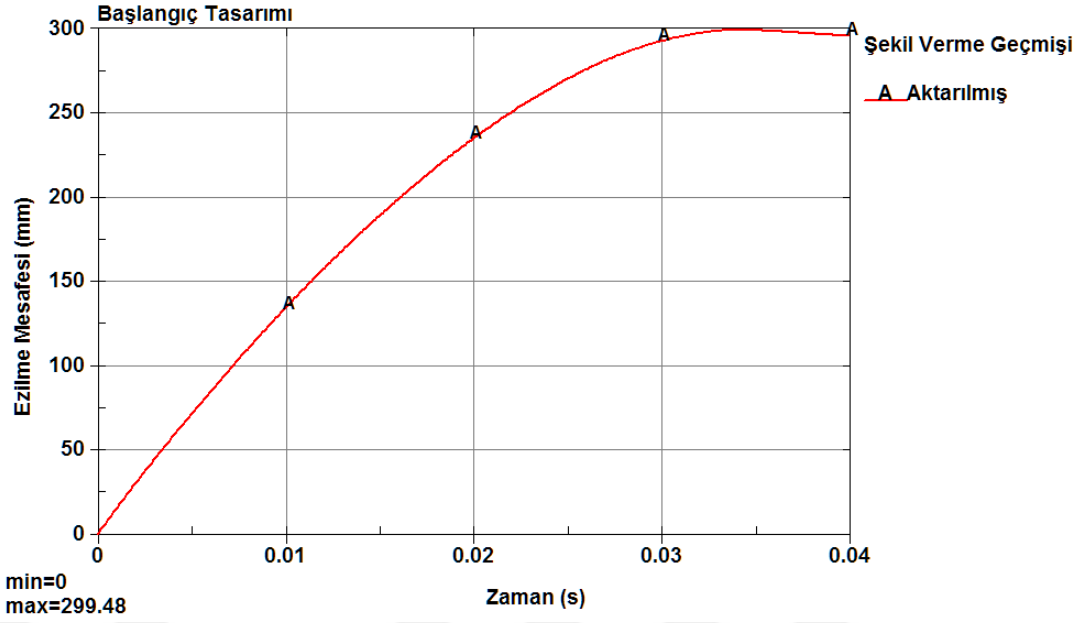
Başlangıç tasarımı enerji yutucu için şekil verme işlemi sonuçlarının aktarılmış olduğu çarpışma analizi sonuçları Şekil 3.43, Şekil 3.44 ve Şekil 3.45 de verilmektedir.



Şekil 3.43 Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme geçmişinin aktarılarak yapıldığı çarpışma analizinin emilen enerji – zaman grafiği



Şekil 3.44 Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme geçmişinin aktarılarak yapıldığı çarpışma analizinin çarpma kuvveti – zaman grafiği

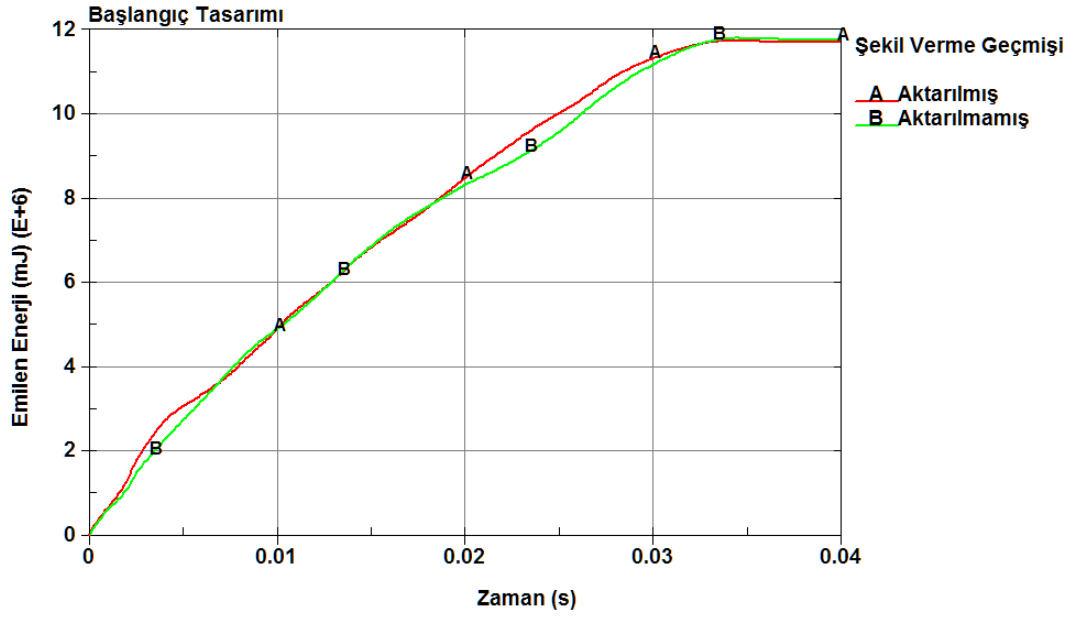


Şekil 3.45 Başlangıç tasarımı enerji yutucuya ait şekil verme geçmişi aktarılarak yapıldığı çarpışma analizinin ezilme mesafesi – zaman grafiği

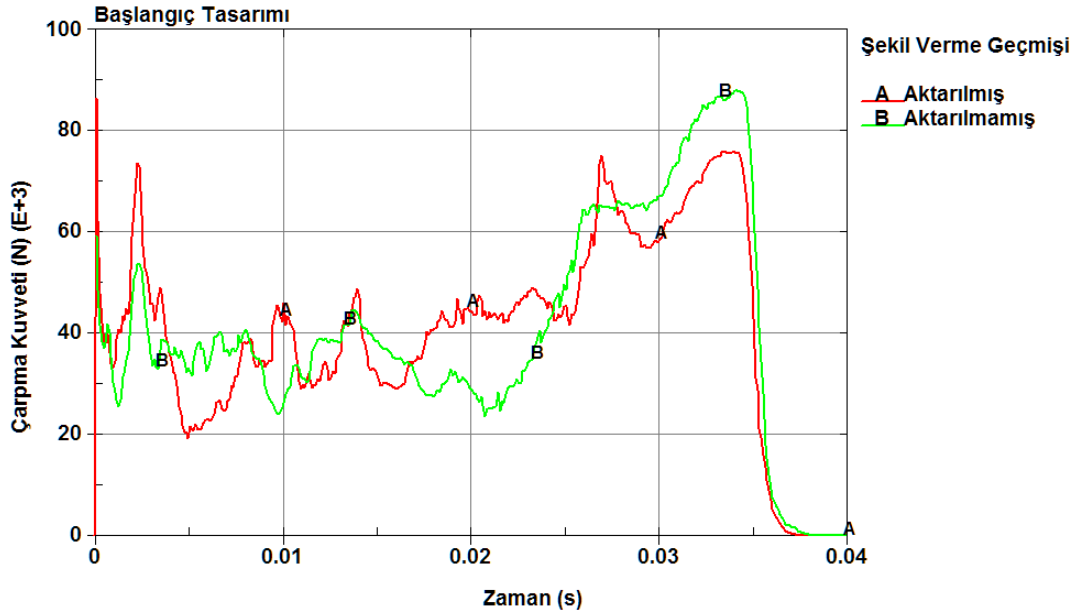
Başlangıç tasarımı için, şekil verme geçmişi aktarılarak yapılan çarpışma analizinin sonuçlarıyla, şekil verme geçmişi aktarılmadan yapıldığı normal çarpışma analizinin sonuçlarının arasında farklılıklar olduğu görülmektedir.

Bu farkların daha iyi görülebilmesi için iki analiz sonuçlarının birleştirilmesi ile oluşan grafikler emilen enerji miktarı için Şekil 3.46, oluşan çarpma kuvveti değerleri için Şekil 3.47 ve enerji yutucunun ezilme mesafesinin zamana göre değişimi için Şekil 3.48'de verilmektedir.

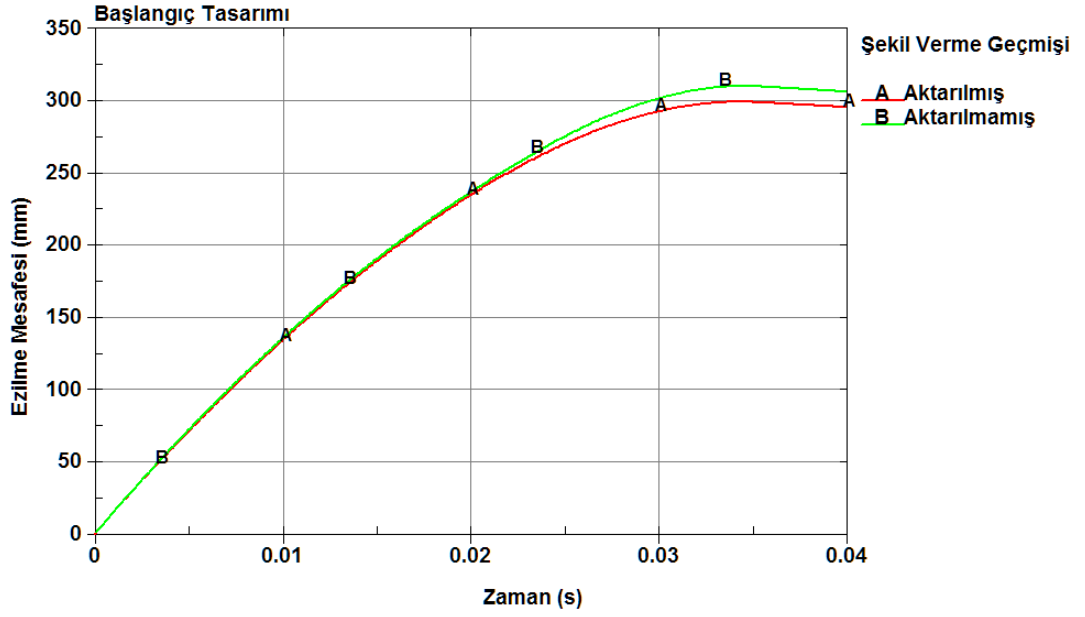
Yapılan çarpışma analizleri sonucunda, enerji yutucunun imalatındaki şekil verme işleminin etkilerinin, enerji yutucunun performansını etkilediği görülmektedir. Grafikler incelendiğinde, özellikle çarpma kuvveti grafiğinde (Şekil 3.47) duvarın ilk temas anında, şekil verme geçmişi aktarılan enerji yutucu için büyük bir çarpma kuvveti değeri görülürken, şekil verme geçmişi aktarılmayan enerji yutucu için bu değer daha düşüktür. Bununla beraber, duvarın tamamen sönmüldüğü son anlara bakıldığında ise durumun tam tersi olduğu ve şekil verme geçmişi aktarıldığı enerji yutucu için çarpma kuvveti değeri daha düşükken, şekil verme geçmişi aktarılmayan enerji yutucu için bu değer daha yüksektir.



Şekil 3.46 Başlangıç tasarımı enerji yutucunun, şekil verme geçmişinin aktarıldığı ve aktarılmadığı durumlar için karşılaştırmalı emilen enerji – zaman grafiği



Şekil 3.47 Başlangıç tasarımı enerji yutucunun, şekil verme geçmişinin aktarıldığı ve aktarılmadığı durumlar için karşılaştırmalı çarpma kuvveti – zaman grafiği



Şekil 3.48 Başlangıç tasarımı enerji yutucunun, şekil verme geçmişinin aktarıldığı ve aktarılmadığı durumlar için karşılaştırmalı ezilme mesafesi – zaman grafiği

Aynı şekilde duvarın sönümlenmesi esnasında enerji yutucunun ezilme mesafeleri arasında da belirgin bir farkın olduğu görülmektedir. (Şekil 3.48)

Emilen enerji miktarı grafiğine (Şekil 3.46) bakıldığında ise şekil verme geçmişinin aktarıldığı enerji yutucunun duvarı sönümlenmesi sırasında ki ilk anlarda emdiği enerji miktarı yüksek iken, şekil verme geçmişi aktarılmayan enerji yutucunun emdiği enerji miktarının, duvarı sönümlediği son anlardaki yükselişi ile birbirine yakın değerlerde çıkmıştır.

3.4.8. Şekil verme geçmişi aktarılan enerji yutucu için optimizasyon çalışması

Yapılacak olan optimizasyon çalışmasında, bir önceki kısımda kullanılan parametreler ve optimizasyon algoritması yine kullanılmaktadır. Bu kısımda enerji yutucunun imalatındaki şekil verme işleminin etkisi de hesaba katılarak optimizasyon çalışması yapılmaktadır.

Şekil verme işleminde, işletme şartlarından olan erkek kalıbın hızı ve sac tutucunun uyguladığı kuvvet miktarının sac şekillendirmeye olan etkisinden dolayı buradaki optimizasyon çalışmasına bu parametreler de bir değişken olarak eklenmiştir.

Böylelikle değişken sayısı bir önceki optimizasyon çalışmasında 5 iken bu kısımda ele alınan değişken sayısı 7'ye yükselmiştir.

Yeni parametrelerin ilki, sac tutucunun uyguladığı kuvvet değeri ve X_6 değişkeni olarak verilmiştir. X_6 değişkeni için alt sınır değeri 40 kN ve üst sınır değeri 100 kN olarak seçilmiştir.

Yeni parametrelerin ikincisi ise erkek kalıbın hız değeridir ve X_7 değişkeni olarak verilmiştir. X_7 değişkeni için alt sınır değeri 2000mm/s ve üst sınır değeri 5000mm/s olarak seçilmiştir.

Şekil verme geçmişi aktarılan enerji yutucunun optimizasyonunda eski ve yeni değişkenlerin alt sınır değeri ve üst sınır değerleri Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.6 Şekil verme geçmişinin aktarıldığı enerji yutucu için değişken sınır değerleri

	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7
Alt Sınır Değeri	30 mm	40 mm	4 mm	4 mm	40 mm	40 kN	2000mm/s
Üst Sınır Değeri	40 mm	50 mm	10 mm	10 mm	60 mm	100 kN	5000mm/s

Yeni eklenen değişkenlerle birlikte oluşturulacak olan Taguchi tablosu genişletilecek, fakat tasarım sayısı değişmeyecek ve 27 farklı tasarım olacaktır. Şekil verme geçmişinin aktarılması yapılan çarpışma analizleri için tasarım değişkenlerinin değerleri Çizelge 3.7'de verilmektedir.

Elde edilen Taguchi tablosundaki değerler kullanılmak sureti ile 27 farklı enerji yutucu tasarımı için, bu sefer ilk olarak çarpışma analizinden önce, her bir tasarım için erkek kalıp, dişi kalıp ve sac tutucu tasarımları yapıp ardından tablodaki değişken değerleri kullanılarak şekil verme analizleri gerçekleştirilmektedir.

Her bir enerji yutucu tasarımı için yapılan şekil verme analizlerinin sonuçları, çarpışma analizinde kullanılmak üzere, enerji yutucu parçalarının çarpışma analizlerindeki konumlarına aktarılmaktadır.

Çizelge 3.7 Şekil verme parametrelerinin bulunduğu, enerji yutucular için Taguchi Tablosu

Deney No	Ön Kesit Yüksekliği (mm) X_1	Arka Kesit Yüksekliği (mm) X_2	Kenar Radyus (mm) X_3	Tetikleyici Radyus (mm) X_4	Tetikleyici Arası Mesafe (mm) X_5	Sac Tutucu Kuvveti (N) X_6	Erkek Kalıp Hızı (mm/s) X_7
1	30	40	4	4	40	40000	2000
2	30	40	4	4	50	70000	3500
3	30	40	4	4	60	100000	5000
4	30	45	7	7	40	40000	2000
5	30	45	7	7	50	70000	3500
6	30	45	7	7	60	100000	5000
7	30	50	10	10	40	40000	2000
8	30	50	10	10	50	70000	3500
9	30	50	10	10	60	100000	5000
10	35	40	7	10	40	70000	5000
11	35	40	7	10	50	100000	2000
12	35	40	7	10	60	40000	3500
13	35	45	10	4	40	70000	5000
14	35	45	10	4	50	100000	2000
15	35	45	10	4	60	40000	3500
16	35	50	4	7	40	70000	5000
17	35	50	4	7	50	100000	2000
18	35	50	4	7	60	40000	3500
19	40	40	10	7	40	100000	3500
20	40	40	10	7	50	40000	5000
21	40	40	10	7	60	70000	2000
22	40	45	4	10	40	100000	3500
23	40	45	4	10	50	40000	5000
24	40	45	4	10	60	70000	2000
25	40	50	7	4	40	100000	3500
26	40	50	7	4	50	40000	5000
27	40	50	7	4	60	70000	2000

Son olarak, şekil verme geçmişinin aktarılmasının etkilerinin görülebilmesi için bir önceki bölümde belirlenen sınır şartları ve çarpan duvarın parametreleri aynı kalmak sureti ile çarpışma analizleri yapılmaktadır.

Taguchi tablosunda bulunan değişken değerlerinin kullanılarak yapılan çarpışma analizlerinin sonuçları izelge 3.8’de verilmektedir.

Çizelge 3.8 Şekil değiştirme etkileri aktarılan enerji yutucuların çarpışma analiz sonuçlarını gsterir Taguchi tablosu

Deney No	n Kesit lus (mm) X ₁	Arka Kesit lus (mm) X ₂	Kenar Radius (mm) X ₃	Tetikleyici Radyus (mm) X ₄	Tetikleyici Arası Mesafe (mm) X ₅	Sac Tutucu Kuvveti (N) X ₆	Erkek Kalıp Hızı (mm/s) X ₇	İncelme Miktarı	Max Kuvvet (N)	Max Emilen Enerji (mJ)	Ağırlık (kg)	Max. Ezilme Mesafesi (mm)
1	30	40	4	4	40	40000	2000	135,6004	81005	1.1821 e+7	1.324	280.51
2	30	40	4	4	50	70000	3500	144,582	90733	1.1828 e+7	1.322	269.97
3	30	40	4	4	60	100000	5000	141,1933	92701	1.1667 e+7	1.323	301.89
4	30	45	7	7	40	40000	2000	94,4112	82273	1.1796 e+7	1.386	275.49
5	30	45	7	7	50	70000	3500	102,5334	79553	1.1793 e+7	1.385	284.58
6	30	45	7	7	60	100000	5000	106,1164	79558	1.172 e+7	1.384	301.86
7	30	50	10	10	40	40000	2000	68,9164	84498	1.1767 e+7	1.448	273.99
8	30	50	10	10	50	70000	3500	74,5491	83339	1.1747 e+7	1.448	283.89
9	30	50	10	10	60	100000	5000	72,4285	79960	1.1727 e+7	1.448	281.13
10	35	40	7	10	40	70000	5000	80,0306	81956	1.1768 e+7	1.384	275.01
11	35	40	7	10	50	100000	2000	86,2956	79688	1.1652 e+7	1.383	301.65
12	35	40	7	10	60	40000	3500	75,5368	82025	1.1574 e+7	1.386	322.77
13	35	45	10	4	40	70000	5000	126,3672	82302	1.184 e+7	1.448	274.28
14	35	45	10	4	50	100000	2000	130,0385	79332	1.181 e+7	1.448	293.57
15	35	45	10	4	60	40000	3500	109,9669	75836	1.1731 e+7	1.451	314.14
16	35	50	4	7	40	70000	5000	117,4891	89712	1.1802 e+7	1.538	281.54
17	35	50	4	7	50	100000	2000	125,9718	86599	1.1746 e+7	1.537	299.48
18	35	50	4	7	60	40000	3500	111,653	87275	1.1741 e+7	1.541	310.67
19	40	40	10	7	40	100000	3500	121,3707	89532	1.1713 e+7	1.444	260.59
20	40	40	10	7	50	40000	5000	101,5844	88055	1.1777 e+7	1.448	265.22
21	40	40	10	7	60	70000	2000	96,1931	87356	1.1715 e+7	1.448	316.74
22	40	45	4	10	40	100000	3500	96,6282	95178	1.1878 e+7	1.535	270.97
23	40	45	4	10	50	40000	5000	90,2637	96455	1.1769 e+7	1.539	298.07
24	40	45	4	10	60	70000	2000	92,9838	96954	1.1832 e+7	1.537	270.06
25	40	50	7	4	40	100000	3500	152,4617	90280	1.1788 e+7	1.602	265.37
26	40	50	7	4	50	40000	5000	138,4261	95160	1.1744 e+7	1.605	279.18
27	40	50	7	4	60	70000	2000	135,2754	99792	1.1775 e+7	1.605	266.58

Çizelge 3.8’de 27 farklı tasarıma ait çarpışma analiz sonuçları bir önceki optimizasyon çalışmasında olduğu gibi ilgili yerlere yazılarak tamamlanmıştır. Bununla birlikte, şekil verme analizlerinde kullanılan işletme şartları değişkenlerinin enerji yutucunun kesit geometrisine olan etkisinin görülebilmesi adına Çizelge 3.8’e “İncelme Miktarı” sütunu eklenmiştir.

İncelme miktarı, enerji yutucunun imalatında, işletme parametrelerine göre parçanın kesitinde meydana gelen kalınlık değişimlerini göstermektedir. İncelme miktarının belirlenmesinde kullanılan denklem aşağıdaki gibidir.

$$T = \sum_{i=1}^n T_i^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{t_i - t_0}{t_0} \right)^2 \quad (3.26)$$

Denklemden bulunan i alt indisi, şekil verme analizinde, parçanın sonlu elemanlar modelindeki elemanların numarasını göstermektedir.

t_0 ifadesi, şekillendirilen sacın kesit kalınlığıdır. Analizi yapılan enerji yutucunun kesit kalınlığı için $t_0 = 1.5\text{mm}$ ’dir.

t_i ifadesi, sacın şekillendirildikten sonra ki her bir elemanın almış olduğu son kalınlık değeridir.

Buna göre denklemden bulunan ifade ile eleman kalınlığının, temel tasarımdaki enerji yutucunun kalınlığına olan farkın yine temel tasarıma bölünmesi ile boyutsuz bir oran ortaya çıkmaktadır. Elde edilen oranın karesinin alınması ise sonuçlarda oluşacak hatayı önlemeye yöneliktir. Her bir eleman için incelme miktarı belirlendikten sonra bu oranlar toplanmaktadır.

Burada bahsedilen hata oluşma ihtimali, sac şekillendirme sonrasında, enerji yutucu üzerinde bazı bölgelerde incelmeler meydana gelirken bazı bölgelerde kalınlaşmaların meydana gelmesi sebebiyledir. İncelmeler de kalınlaşmalar da, enerji yutucunun kesit kalınlığından farklı olduğu için sonuçta bunlar istenmeyen durumlardır. İncelmeler için oran negatif değer alırken, kalınlaşma olan elementler için oran pozitif bir değer olacaktır. En nihayetinde bunların toplanması ile bu negatif ve pozitif değerler birbirlerini götürcekleri için sonuç hatalı çıkmaktadır. Bu oranın

karesinin alınması ile bütün oranlar pozitif olacağı için kesit kalınlığındaki bütün değişimler sonuca aktarılabilmiş olmaktadır.

En ideal şart olan kesit kalınlığının hiç değişmemiş olma durumu için inceleme miktarı değeri sıfır olmaktadır. İnceleme miktarının değerinin artması ile parça geometrisinde ki kesit kalınlık dağılımında istenmeyen dalgalanmaların olduğu görülebilmektedir. Bunun için yapılacak optimizasyon çalışmasında bu değer minimum olması istenmektedir.

Elde edilen amaç fonksiyonu, parçacık sürü optimizasyon algoritmasında kullanılmaktadır. Enerji yutucunun imalatındaki şekillendirme geçmişinin çarpışma analizine katılmasıyla, enerji yutucunun çarpışma performansının değişimi Taguchi tablolarından görülebilmektedir. Bununla birlikte işletme şartlarındaki değişimin enerji yutucunun kalınlık değişimi ve artık gerilmelerini de değiştirdiği bilinmektedir. Tüm bu parametreler üzerinden yapılan optimizasyon çalışması ile şekil verme geçmişinin aktarılarak yapıldığı çarpışma analizleri için, parçacık sürü optimizasyon algoritması ile enerji yutucunun çarpışma performansı, ağırlığı ve inceleme miktarının en iyi değerlerde olduğu değişken değerleri ve elde edilen bu tasarım değişkenlerine karşılık gelen, enerji yutucuya ait olan çarpışma performans değerleri; maksimum tepki kuvveti değeri, emilen enerji miktarı, enerji yutucunun ağırlığı ve çarpışma esnasında çarpan duvarın kat ettiği mesafe Çizelge 3.9 ile verilmektedir.

Çizelge 3.9 Parçacık sürü optimizasyon metodu sonucu bulunan şekil verme geçmişi aktarılmış optimum tasarımlı enerji yutucunun çarpışma performans değerleri

Ön Kesit Yüksekliği (mm)	Arka Kesit Yüksekliği (mm)	Kenar Radyus (mm)	Tetikleyici Radyus (mm)	Tetikleyici Arası Mesafe (mm)	Sac Tutucu Kuvveti (N)	Erkek Kalıp Hızı (mm/s)	İnceleme Miktarı	Max Kuvvet (N)	Max Emilen Enerji (mJ)	Ağırlık (kg)	Max. Ezilme Mesafesi (mm)
X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7					
30	40	5.4994	6.0634	40	51994	2641.1	113.4097	80711	11878000	1.314	272.0517

Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen, hem şekil verme geçmişi aktarılmayan optimum model, hem de şekil verme geçmişi aktarılan optimum modelin çarpışma performanslarının karşılaştırılması Çizelge 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.10 Şekil verme geçmişi aktarılan ve aktarılmayan optimum tasarımı enerji yutucuların çarpışma performansı

Şekil Verme Geçmişi		Max Kuvvet (N)	Max Emilen Enerji (mJ)	Ağırlık (kg)	Max. Ezilme Mesafesi (mm)
Aktarılmayan	Başlangıç tasarımı	88099	1.1805 e+7	1.537	310.37
	Optimum Taarım	82000	1.1826 e+7	1.452	297.14
Aktarılan	Başlangıç tasarımı	86599	1.1746 e+7	1.537	299.48
	Optimum Taarım	80711	1.1878 e+7	1.314	272.0517

4. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, otomobillerde bulunan pasif güvenlik sistemlerinden olan enerji yutucuların çarpışma esnasındaki durumları simüle edilmiştir. Buradan yola çıkılarak başlangıç modeli olarak ifade edilen bir enerji yutucu tasarımı parametrik olarak modellenmiş ve tasarım değişkenleri göz önüne alınarak 27 farklı model tasarlanmıştır. Tasarlanan 27 farklı modelin çarpışma performans değerlerinden yola çıkılarak parçacık sürü optimizasyonu metodu kullanılarak belirlenen kriterler ve kısıtlar içerisinde, en iyi çarpışma performansını sunan ve aynı zamanda ağırlık bakımından da hafif bir enerji yutucunun tasarım parametreleri elde edilmiştir.

Ayrıca bu çalışma kapsamında, gerçek koşulların tam bir simülasyonu yapılabilmesi adına, enerji yutucunun imalat geçmişinden gelen bilgilerin çarpışma analizinde kullanılacak modele aktarılması yapılmış, enerji yutucunun imalatında kullanılan soğuk sac şekillendirme yönteminin sonuçları olan parça kesit kalınlığındaki inceltme - kalınlaşmaların ve artık gerilmelerin, enerji yutucunun çarpışma performansını etkilediği görülmüştür. Yapılan analizler sonucunda, enerji yutuculardaki şekil değiştirme sonuçlarının etkisi, hem enerji yutucunun geometrisine hem de imalat sırasındaki işletme şartlarına bağlı olarak, enerji yutucunun performansını negatif veya pozitif yönde değiştirebildiği gözlemlenmiştir. Bundan dolayı yapılacak enerji yutucu tasarımı için, şekil verme geçmişinin de aktarıldığı bir çarpışma analizinin önemi gösterilmiştir.

Bu sonuçlardan yola çıkılarak, enerji yutucu için yeni bir optimizasyon çalışması yapılmış ve bu sefer optimizasyon yapılacak enerji yutucu için değişkenler listesine işletme şartlarının bilgileri de eklenmiştir. Böylelikle enerji yutucu için 27 farklı model bir önceki optimizasyon çalışmasındaki gibi alınmış ve işletme parametrelerinin değerleri kullanılarak parçaların şekil verme analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil verme sonuçlarının aktarıldığı parçalar ile gerçekleştirilen çarpışma analiz sonuçlarının bilgileri kullanılarak parçacık sürü optimizasyon metodu ile yeni bir optimum enerji yutucu tasarım parametreleri belirlenmiştir.

Sonuç olarak, yapılan bu çalışma ile, enerji yutucuların çarpışma performanslarının, imalat esnasında üretim yöntemlerine bağlı olarak belirli miktarlarda değişebileceği gösterilmiş, ayrıca optimizasyon çalışması genişletilerek, işletme parametrelerinin de

bir değişken olarak kullanılması ile gerçek Őartların daha iyi modellenmiş olduğu, optimum tasarımı bir enerji yutucu için gerekli olan değişken parametreleri belirlenmiştir.



5. KAYNAKLAR

- [1] 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**.
- [2] Giess M., Tomas J., Improving Safety Performance in Frontal Crashes By Changing The Shape Of Structural Components. *Proceedings Of The 16th International Conference On The Enhanced Safety Of Vehicles (Esv)*, Ontario, Canada, May31-June4. **1998**.
- [3] Lee S., Hahn C., Rhee M., Oh J.E., Effect of triggering on the energy absorption capacity of axially compressed aluminum tubes. *Materials and Design*, **1999**, 20, 31.
- [4] Yamazaki K., Han J., Maximization Of The Crushing Energy Absorption Of Stiffened And Unstiffened Square Tubes. *3rd Wcsmo, World Congress Of Structural And Multidisciplinary Optimization*. **1999**.
- [5] Alghamdi A.A.A., Collapsible Impact Energy Absorbers: An Overview, *Thin-Walled Structures*, **2001**, 39, 189.
- [6] Langseth M., Hopperstad O.S., Static and Dynamic Axial Crushing of Square Thin-Walled Aluminum Extrusions, *Journal of Impact Engineering*, **1996**, 18, 949.
- [7] Güler M.A., Cerit M.E., Bayram B., Gerçeker B., Karakaya E., The effect of geometrical parameters on the energy absorption characteristics of thin-walled structures under axial impact loading. *International Journal of Crashworthiness*, **2010**, 15, 377.
- [8] Karagiozova D., Alves M., Transition From Progressive Buckling to Global Bending of Circular Shells Under Axial Impact-Part I: Experimental and Numerical Observations, *International Journal of Solids and Structures*, **2004**, 41, 1565.
- [9] Jensen Ø., Langseth M., Hopperstad O.S., Experimental Investigations on the Behaviour of Short to Long Square Aluminium Tubes Subjected to Axial Loading, *International Journal of Impact Engineering*, **2004**, 30, 973.
- [10] Nagel G.M., Thambiratnam D.P., A Numerical Study on the Impact Response and Energy Absorption of Tapered Thin-walled Tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, **2004**, 46, 201.
- [11] Mirfendereski L., Salimi M., Ziaei-Rad S., Parametric Study and Numerical Analysis of Empty and Foam-filled Thin-walled Tubes Under Static and Dynamic Loadings, *International Journal of Mechanical Sciences*, **2008**, 50, 1042.
- [12] Elgalai A.M., Mahdi E., Hamouda A.M.S., Sahari B.S., Crushing Response of Composite Corrugated Tubes to Quasi-static Axial Loading, *Composite Structures*, **2004**, 66, 665.

- [13] Singace A.A., El-Sobky H., Behavior of Axially Crushed Corrugated Tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, **1997**, 39(3), 249.
- [14] Hosseinipour S.J., Daneshi G.H., Energy Absorption and Mean Crushing Load of Thin-walled Grooved Tubes Under Axial Compression, *Thin-Walled Structures*, **2003**, 41(1), 31.
- [15] Mamalis A.G., Manolakos D.E., Ioannidis M.B., Kostazos P.K., Kastanias S.N., Numerical Modelling of the Axial Plastic Collapse of Externally Grooved Steel Thin-walled tubes, *International Journal of Crashworthiness*, **2003**, 8(6), 583.
- [16] Abramowicz W., Jones N., Transition From Initial Global Bending to Progressive Buckling of Tubes Loaded Staticly and Dynamically. *International Journal of Impact Engineering*, **1997**, 19(5/6), 415.
- [17] Abramowicz W., Jones N., Dynamic Axial Crushing of Square Tubes. *International Journal of Impact Engineering*, **1984**, 2(2), 179.
- [18] Nagel G.M., Thambiratnam D.P., Dynamic Simulation and Energy Absorption of Tapered Tubes Under Impact Loading, *International Journal of Crashworthiness*, **2004**, 9(4), 389.
- [19] Mamalis A.G., Manolakos D.E., Ioannidis M.B., Kostazos P.K., Hassiotis G., Finite Element Simulation of the Axial Collapse of Thin-wall Square Frusta, *International Journal of Crashworthiness*, **2004**, 6(2), 155.
- [20] 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.
- [21] Huh H., Kim K.P., Kim S.H., Song J.H., Kim H.S. ve Hong S.K., Crashworthiness Assessment of Front Side Members in an Auto-Body Considering the Fabrication Histories, *International Journal of Mechanical Science*, **2003**, 45, 1645.
- [22] Zoller A., Frank T., Haufe A. Berücksichtigung von Blechumformergebnissen in der Crashberechnung. *3th German LS-DYNAForum*, Bamberg, **2004**.
- [23] Krusper A., *Influences of the Forming Process on the CrashPerformance - Finite Element Analysis*. Master's thesis. ChalmersUniversity of Technology, Goteborg, 2003.
- [24] Dutton T., Richardson P., Knight A., Sturt R., The Influence of Residual Effects of Stamping on Crash Results. *3rd European LS-DYNAConference*. Paris. **2001**.
- [25] Simunovic S., Aramayo G., Steel Processing Properties and Their Effect on Impact Deformation of Lightweight Structures. Retrieved from U.S. Department of Energy Information Bridge **2002**.

- [26] Dagson N., *Influence of the Forming Process on the Crash Response of a Roof Rail Component*. Master's thesis. Linköping University, Linköping, 2001.
- [27] 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 World Congress*, Detroit, Michigan, March 4-7, **2002**, 01, 0640.
- [28] Dutton T., Iregbu S., Sturt R., Kellicut A., Cowell B. ve Kavikondala K., The Effect of Forming on the Crashworthiness of Vehicles with Hydroformed Frame Siderails, *SAE 1999 World Congress*, **1999**, 01, 3208.
- [29] 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.
- [30] Broene W., Improving Crash Analysis Through the Estimation of Residual Strains Brought About by Forming Metal, *7. International LS-DYNA Users Conference*, Dearborn, Michigan, **2002**, 77.
- [31] Dutton T., Sturt R., Richardson P. ve Knight A., The Effect of Forming on Automotive Crash Results, *SAE 2001 World Congress*, **2001**, 01, 3050.
- [32] Lee M.G., Han C.S., Chung K., Youn J.R. ve Kang T.J., Influence of Back Stresses in Parts Forming on Crashworthiness, *Journal of Materials Processing Technology*, **2005**, 168, 49.
- [33] Yuen S., Nurick G.N. - The Energy-Absorbing Characteristics of Tubular Structures With Geometric and Material Modifications An Overview, *Applied Mechanics Reviews*, **2008**, 61, 020802.
- [34] Hanssen A.G - Design of aluminium foam-filled crash boxes of square and circular cross-sections -*International Journal of Crashworthiness*, **2001**, 6, 177.
- [35] Schuler, *Metal Forming Handbook*, Springer, Verlag Berlin Heidelberg, 1998.
- [36] Boljanovic V., *Sheet Metal Forming Process and Die Design*, Industrial Press, New York, 2004
- [37] Hosford W. F., Caddell R. M., *Metal Forming: Mechanics and Metallurgy* 4th Edition, Cambridge University Press, New York, 2011.
- [38] Hasan R. Z., Kinsey B. L., Tsukrov I., Effect of Element Types on Failure Prediction Using a Stress-Based Forming Limit Curve, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, **2011**, 133(6), 0610.
- [39] Arora J. S., *Introduction to Optimum Design*, 2nd Edition, Elsevier Inc. California, 2004.
- [40] McCall J., Genetic algorithms for modelling and optimisation, *Journal of Computational and Applied Mathematics*, **2004**, 184, 205.

[41] Qin A.K. , Huang V.L., Suganthan P.n. Differential Evolution Algorithm With Strategy Adaptation for Global Numerical Optimization , *IEEE Transactions On Evolutionary Computation*, **2009**, 13, 398.

[42] Mayer D.G., Kinghorn B.P., Archer A.A., Differential evolution – an easy and efficient evolutionary algorithm for model optimisation, *Agricultural Systems*, **2005**, 83, 315.

[43] Rini D. P., Shamsuddin S. M., Yuhaniz S.S., Particle Swarm Optimization: Technique, System and Challenges, *International Journal of Computer Applications*, **2011**, 14, 19.



6. ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı SOYADI : Selçuk KARAGÖZ
Doğum Tarihi ve Yeri : 15/11/1983, Bursa
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : selcuk.karagoz@btu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

<u>Derece</u>	<u>Alan</u>	<u>Üniversite Adı</u>	<u>Mezuniyet Yılı</u>
<u>Y. Lisans</u>	Makine Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2011
<u>Lisans</u>	Makine Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

<u>Yıl</u>	<u>Firma/Kurum</u>	<u>Görevi</u>
2005 - 2006	BuTech Makine	Tasarım&Kalite Kontrol
2012 - 2013	YEPSAN SSH	Ar-Ge Mühendisi
2014 - ...	Bursa Teknik Üniversitesi	Öğretim Görevlisi

BİLİMSEL ÇALIŞMALARI

1. Yıldız, A. R., **Karagöz, S.** (2015) ‘Taşıt çarpışma analizlerinin sac metal şekillendirme geçmişi dikkate alınarak incelenmesi’, Engineer & the Machinery Magazine, Vol.56, Issue 667, p46-52
2. Yıldız, A.R., Kurtuluş, E, Demirci,E., Yıldız, B.S., **Karagöz, S.** (2016) ‘Optimization of thin-wall structures using hybrid gravitational search and Nelder-Mead algorithm’, Materials Testing, Vol.58 No.1, pp.75 – 78