BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ 🏶 FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÜRETİM GEÇMİŞİ DİKKATE ALINARAK DİNAMİK EKSENEL YÜK ALTINDA İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPIŞMA PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ Hüseyin BEYTÜT

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ŞUBAT 2019



BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ � FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÜRETİM GEÇMİŞİ DİKKATE ALINARAK DİNAMİK EKSENEL YÜK ALTINDA İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPIŞMA PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin BEYTÜT (172080101)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ

ŞUBAT 2019

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 172080101 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Hüseyin BEYTÜT, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "ÜRETİM GEÇMİŞİ DİKKATE ALINARAK DİNAMİK EKSENEL YÜK ALTINDA İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPIŞMA PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI VE OPTİMİZASYONU" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ	•••••••••••
	Bursa Teknik Üniversitesi	

Jüri Üyeleri :

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ Uludağ Üniversitesi

Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ Bursa Teknik Üniversitesi

Savunma Tarihi : 25 Şubat 2019

FBE Müdürü :Doç. Dr. Murat ERTAŞBursa Teknik Üniversitesi

.....

INTIHAL 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: Hüseyin BEYTÜT

İmzası:



Aileme,

ÖNSÖZ

Tez çalışması boyunca sabrı, rehberliği ve bilgisiyle bana yol gösteren değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ'e, çalışmalarım boyunca desteğini ve rehberliğini esirgemeyen Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, Bursa Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde görev yapan araştırma görevlisi arkadaşlarıma ve Mehmet Kıvanç TURAN'a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

<u>Sayfa</u>

KISALTMALAR	
SEMBOLLER	
ÇİZELGE LİSTESİ	
ŞEKİL LİSTESİ	
ÖZET	
SUMMARY	
1. GİRİŞ	
1.1 Tezin Amacı	
1.2 Literatür Araştırması	
1.2.1 Çarpışma dayanımı	
1.2.2 İnce cidarlı tüplerde yükleme ve deformasyon tipleri	
1.2.3 Enerji emilimi ile ilgili bazı kavramlar	
1.2.3.1 Emilen toplam enerji	
1.2.3.2 Maksimum tepki kuvveti	
1.2.3.3 Ortalama kuvvet	
1.2.3.4 Özgül enerji emilimi	
1.2.3.5 Çarpışma kuvveti verimi	
1.2.4 Enerji emicilerde kullanılan tetikleyiciler	
1.2.5 Çarpışma analizi için kullanılan metotlar	
2. MATERYAL VE YÖNTEM Hata! Yer işareti	i tanımlanman
2.1 İnce Cidarlı Tüplere Ait Geometrik Bilgiler	
2.2 Kullanılan Malzemeye Ait Bilgiler	
2.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	
2.3.1 Zaman adımı	
2.3.2 Malzeme modeli	
2.3.3 Temas tanımlanması	
2.3.4 Ağ yapısının oluşturulması	
2.3.5 Sınır şartlarının oluşturulması	•••••
2.4 Sonlu Elemanlar Modelinin Doğrulanması	•••••
2.5 Şekillendirme Analizi ve Uretim Geçmişinin Aktarılması	•••••
2.5.1 Derin çekme analizi	•••••
2.5.2 Şekillendirme sınır diyagramı	•••••
2.5.3 Uretim geçmişinin aktarılması	•••••
2.6 Tetikleyici Mekanizması	•••••
2.7 Optimizasyon Çalışması	
2./.1 Kullanılan optımızasyon yöntemi	•••••

3.1 Derin Çekme Analizi Sonrası Verilerin Parçalara Aktarılması	41
3.2 Üretim Geçmişi Aktarılmış ve Aktarılmamış Tüplerin Çarpışma Analizle	ri45
3.3 Enerji Dengesi	57
3.4 Tetikleyici Mekanizmasının Çarpışma Performansına Etkisi	58
3.5 Optimizasyon Çalışması Sonrası Elde Edilen Bulgular	60
3.6 Optimum Tasarıma Üretim Geçmişinin Aktarılması	67
4. SONUÇ VE ÖNERİLER	70
KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ	78



KISALTMALAR

CAD	: Computer Aided Design
ÇKV	: Çarpışma Kuvveti Verimi
EE	: Emilen Enerji
FTK	: Fiber Takviyeli Kompozitler
KYYY	: Küresel Yanıt Yüzey Yöntemi
MTK	: Maksimum Tepki Kuvveti
OK	: Ortalama Kuvvet
ÖEE	: Özgül Enerji Emilimi
SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
ŞSD	: Şekillendirme Sınır Diyagramı
TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu

SEMBOLLER

a	: Elips geometrisine ait kısa çap uzunluğu
b	: Elips geometrisine ait uzun çap uzunluğu
B	: Pekleşme modülü
c	: Malzeme ses h1z1
С	: Şekil değiştirme hızı katsayısı
d	: Yer değiştirme
D	: Tüp çapı
E	: Elastisite modülü
E _m	: Özgül enerji emilimi
Et	: Emilen toplam enerji
1	: En küçük eleman uzunluğu
m	: kütle; malzeme karakteristiği parametresi
Mp	: Plastik moment
n	: Pekleşme üsteli
P _{max}	: Maksimum tepki kuvveti
Po	: Ortalama kuvvet
P (x)	: Eksenel yöndeki kuvvet
R	: Yarıçap
t	: Tüp kalınlığı; Zaman
Т	: Malzeme sıcaklığı
Ta	: Testlerin yapıldığı ortamın sıcaklığı
T _m	: Malzemenin erime sıcaklığın
Δt_e	: Zaman adımı
V	:Hız
X 1	: Konum tasarım değişkeni
X ₂	: Yarıçap tasarım değişkeni
σ	: Akış gerilimi
$\sigma_{ m y}$: Akma gerilmesi
$\sigma_{0,2}$: %0,2 ofsette akma dayanımı
έ _o	: Referans şekil değiştirme hızı
έ _{pl}	: Plastik birim şekil değiştirme hızı
ε _p	: Plastik birim şekil değiştirme
η	: Çarpışma kuvveti verimi
ν	: Poisson orani
ρ	: Yoğunluk
-	-

ÇİZELGE LİSTESİ

<u>Sayfa</u>

Çizelge 2.1 : AL6061-T6 malzemesine ait Johnson-Cook Parametreleri	29
Çizelge 3.1 : Modellerin üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış çarpışma a	inalizi
sonuçları	56
Çizelge 3.2 : Tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırları.	60
Cizelge 3.3 : Optimizasyon çalışması sonrası elde edilen bulgular	62
Çizelge 3.4 : Başlangıç tasarımına göre yüzde değişimler.	63

ŞEKİL LİSTESİ

<u>Sayfa</u>

Şekil 1.1 : Tampon ve çarpışma kutusu. 2 Sekil 1.2 : Farklı keşit geometrilerine şahip ince çidarlı tüpler. 7
Şekil 1.3 : Köpük dolgulu ince cidarlı silindirik tüp a) alüminyum köpük b) polistren köpük
Şekil 1.4 : İnce cidarlı tüplerde yükleme tipleri. 12
Şekil 1.5 : Deformasyon tipleri a) eksen simetrik katlanma (akordiyon modu) b) eksen simetrik olmayan katlanma (elmas modu) c) karma katlanma d) global burkulma
13
Şekil 1.6 : Eksen simetrik olarak deformasyona uğrayan ince cidarlı silindirik tüp. 14 Sakil 1.7 : Dinamik yük altında kara tüpün azilme dayranışı. V-global burkulma o
lokal burkulmadan global burkulmaya gecis, \Box -lokal burkulma
Şekil 1.8 : Dinamik yük altında silindirik tüpün ezilme davranışı. ∇- global burkulma,
o-lokal burkulmadan global burkulmaya geçiş, □-lokal burkulma
Sekil 1.19 : 1101K bir kuvvet-yer degiştirme grafigi
Şekil 2.1 : Model 1'e ait geometrik bilgiler. 24
Şekil 2.2 : Model 2'ye ait geometrik bilgiler. 24
Sekil 2.3 : Model 3'e ait geometrik bilgiler
Sekil 2.5 : Model 5'e ait geometrik bilgiler
Şekil 2.6 : Model 6'ya ait geometrik bilgiler26
Şekil 2.7 : Model 7'ye ait geometrik bilgiler
Sekil 2.9 : Al6061-T6 malzemesinin farklı sekil değistirme hızlarında gercek gerilme-
birim şekil değiştirme grafiği
Şekil 2.10 : Tek entegrasyon noktalı kabuk eleman için kum saati modu
Sekil 2.11 : Analize hazir model 4'e ait sonlu elamanlar modeli
a) deneysel çalışma sonrası deformasyon şekli b) Sonlu elemanlar analizi sonrası
deformasyon şekli c) Kuvvet-yer değiştirme grafikleri
Sekil 2.13 : Derin çekme işlemi
Sekil 2.14 : Derin çekme analizi sonrası sac parcanın ağ vapısında oluşan değişimler.
Şekil 2.16 : Model 6'ya ait ŞSD diyagramı. 35 Sekil 2.17 : Ülettine exeministic elterelerence de interest. 36
Sekil 2.17 : Oretim geçmişinin aktarılmasında izlenen yontem
Şekil 2.19 : Tetikleyici mekanizması eklenmiş ve analize hazır model 6'ya ait sonlu
elemanlar modeli
Şekil 2.20 : KYYY ye ait akış dıyagramı

Şekil 2.21 : Tasarım değişkenlerinin teknik resim bilgileri	40
Şekil 3.1 : Derin çekme analizi sonrası model 1'de oluşan a) kalınlık değişi	mleri b)
plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler	41
Şekil 3.2 : Derin çekme analizi sonrası model 2'de oluşan a) kalınlık değişi	mleri b)
plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler	42
Şekil 3.3 : Derin çekme analizi sonrası model 3'te oluşan a) kalınlık değişir	mleri b)
plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler	42
Şekil 3.4 : Derin çekme analizi sonrası model 4'te oluşan a) kalınlık değişir	mleri b)
plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler	43
Şekil 3.5 : Derin çekme analizi sonrası model 5'te oluşan a) kalınlık değişi	mleri b)
plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler	
Şekil 3.6 : Derin çekme analizi sonrası model 6'da oluşan a) kalınlık değişi	mleri b)
plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.	
Şekil 3.7 : Derin çekme analizi sonrası model 7'de oluşan a) kalınlık değişi	mleri b)
plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.	
Şekil 3.8 : Model l'e ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim	geçmışı
aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.	
Şekil 3.9 : Model 2'ye ait deformasyon şekillerinin zamanla degişimi a)	uretim
geçmişi aktarılmamış b) uretim $geçmişi aktarılmış.$	
Şekil 3.10 : Model 3'e ait deformasyon şekillerinin zamanla degişimi a)	uretim
geçinişi aktarınmanış b) uretini geçinişi aktarınmış.	
sekii 5.11 : Model 4 e alt deformasyon şekinerinin zamana değişini a)	47 uretiin
Solil 3.12 • Model 5'e ait deformation sekillerinin zamanla değişimi a	
geomisi aktarılmamıs h) üretim geomisi aktarılmış	47 urethin
Sekil 3 13 · Model 6'va ait deformasyon sekillerinin zamanla değişimi a	- /
gecmisi aktarılmamıs b) üretim gecmisi aktarılmış	48 dietenin
Sekil 3.14 : Model 7've ait deformasyon sekillerinin zamanla değisimi a) üretim
gecmisi aktarılmamıs b) üretim gecmisi aktarılmıs.	
Sekil 3.15 : Model 1'e ait kuvvete karsı ver değistirme grafiği	
Sekil 3.16 : Model 1'e ait emilen energiye karşı yer değiştirme grafiği	
Sekil 3.17 : Model 2'ye ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği	
Şekil 3.18 : Model 2'ye ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği	
Şekil 3.19 : Model 3'e ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği	51
Şekil 3.20 : Model 3'e ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği	51
Şekil 3.21 : Model 4'e ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği	52
Şekil 3.22 : Model 4'e ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği	52
Şekil 3.23 : Model 5'e ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği	53
Şekil 3.24 : Model 5'e ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği	53
Şekil 3.25 : Model 6'ya ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği	54
Şekil 3.26 : Model 6'ya ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği	54
Şekil 3.27 : Model 7'ye ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği	
Şekil 3.28 : Model 7'ye ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği	55
Şekil 3.29 : Model 6'ya ait enerji dengesi.	
Şekil 3.30 : l etikleyici mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş mode	1 6' da
deformasyon şeklinin zamanla değişimi a) $t = 1,2$ ms b) $t = 5$ ms c) $t = 1$	2 ms d)
t=20 ms.	
Şekli 3.51 : Model b'ya ait tetikleyici mekanizmasi eklenmiş ve eklenmer	nış ince
cidarii tupierin kuvvete karşı yer degiştirme grafigi	

Şekil 3.32 : Model 6'ya ait tetikleyici mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş ince
cidarlı tüplerin emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği
Şekil 3.33 : Tetikleyici mekanizmasının a) üst sınır değerlerinde b) başlangıç
değerlerinde c) alt sınır değerlerinde tüp üzerindeki görünümü60
Şekil 3.34 : x ₁ tasarım değişkeninin optimizasyon çalışması sırasında aldığı değerler.
Şekil 3.35 : x ₂ tasarım değişkeninin optimizasyon çalışması sırasında aldığı değerler.
Şekil 3.36 : Modellerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) t=1,2 ms b) t=5
ms c) t=12 ms d) t=16 ms e) t=20 ms65
Şekil 3.37 : Modellere ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği66
Şekil 3.38 : Modellere ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği
Şekil 3.39 : Derin çekme analizi sonrası ağ yapısı67
Şekil 3.40 : Derin çekme analizi sonrası elemanlarda oluşan a) kalınlık değişimleri b)
Von Mises gerilmeleri c) plastik birim şekil değişimleri d) değişimlerin modele
aktarılması
Şekil 3.41 : Optimum tasarıma üretim geçmişinin aktarılmasıyla deformasyon şeklinin
zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.
Şekil 3.42 : Optimum tasarıma ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği
Şekil 3.43 : Optimum tasarıma ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği69

ÜRETİM GEÇMİŞİ DİKKATE ALINARAK DİNAMİK EKSENEL YÜK ALTINDA İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPIŞMA PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI VE OPTİMİZASYONU

ÖZET

İnce cidarlı tüpler, yüksek enerji emilim kabiliyetleri, düşük ağırlıkları ve düşük maliyetleri nedeniyle, özellikle motorlu araçların ön bileşenlerinde, uçaklarda ve trenlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Enerji emilim amacıyla kullanılan ince cidarlı tüplerden, kontrollü bir şekilde plastik deformasyona uğrayarak kinetik enerjiyi emmesi beklenir. Bu nedenle ince cidarlı tüplerin olası bir kaza anında nasıl davrandığını anlamak, seçilecek geometri ve malzeme açısından son derece kritiktir.

Tez kapsamında, ilk olarak kesit çevre ve boy uzunlukları eşit olacak şekilde kare, altıgen, sekizgen, silindir ve uzun çap/kısa çap oranları farklı üç adet elips olmak üzere toplam yedi model tasarlanmıştır. Geometrik parametreler belirlenirken tüplerin eşit kütlede olması hedeflenmiştir. Al6061-T6 alaşımı tüplerin malzemesi olarak seçilmiştir. Tüpler alt ve üst olmak üzere iki parçadan oluşturulmuş ve toplam yirmi dört adet punta kaynağı kullanılarak birleştirilmiştir. İnce cidarlı tüplerde şekillendirme sırasında kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve pekleşme olabilmektedir. Bu değişimlerin tüplerin çarpışma performansı üzerinde etkili olup olmadığını gözlemleyebilmek için tüpler plastik şekil verme uygulamalarından olan derin çekme ile üretilmiştir. Bütün modellerin derin çekme analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Daha sonra üretim geçmişi modellere aktarılarak çarpışma analizleri tekrarlanmıştır.

İnce cidarlı tüplerin yüksek ilk tepki kuvveti en büyük dezavantajlarıdır. Bu nedenle ilk tepki kuvvetini düşürmek amacıyla üretim geçmişi aktarıldıktan sonra çarpışma performansı bakımından en iyi sonucu veren modele tetikleyici mekanizması eklenmiştir. Tetikleyici mekanizmasının tüp üzerindeki konumunun ve yarıçapının tüpün çarpışma performansı üzerinde yüksek etkisi vardır. Bu nedenle en uygun konum ve yarıçapı bulmak amacıyla optimizasyon çalışması yapılmıştır. Yanıt yüzey tabanlı optimizasyon yöntemi olan Küresel Yanıt Yüzey Yöntemi (KYYY) kullanılmıştır.

Sonuçlar seçilen kesit geometrisinin tüplerin çarpışma performansı üzerinde etkili olduğunu göstermiştir. Ayrıca üretim geçmişinin modellere aktarılmasıyla, modellerin deformasyon şekillerinde değişimler olmuştur. Üretim geçmişi özellikle bazı modellerde tüplerin çarpışma performansına önemli ölçüde etki etmiştir.

Tetikleyici mekanizmasının eklenmesiyle, ilk katlanma tetikleyici mekanizmasının bulunduğu bölgeden başlamış ve maksimum tepki kuvvetinde %35,47 düşüş sağlanmıştır. Optimizasyon çalışması sonrası ise başlangıç tasarımına göre emilen enerji miktarında %3,991 artış, maksimum tepki kuvvetinde ise %5,79 düşüş sağlanmıştır. Daha sonra optimum tasarıma üretim geçmişi aktarılmış ve maksimum tepki kuvvetinde %3,614, emilen toplam enerji miktarında ise %5,218 düşüş olmuştur.

İnce cidarlı tüplerin tasarımında SolidWorks ve CATIA yazılımlarından, sonlu elemanlar analizinin gerçekleştirilmesinde ise HyperWorks 2017.2 paket programında bulunan, HyperMesh, HyperCrash, HyperMorph, HyperStudy, HyperView, HyperGraph, ve RADIOSS yazılımlarından yararlanılmıştır. Tüm analizlerde açık zaman entegrasyon ve lineer olmayan sonlu elemanlar kodları kullanılmıştır.

Anahtar kelimeler: İnce cidarlı tüpler, çarpışma dayanımı, enerji emilimi, sonlu elemanlar yöntemi, dinamik analiz.



INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF CRASHWORTHINESS OF THIN-WALLED TUBES UNDER DYNAMIC AXIAL LOADING CONSIDERING FORMING HISTORY

SUMMARY

Thin-walled tubes are widely used in front-components of motor vehicles, airplanes and trains, due to their high energy absorption capabilities, low weight and low costs. Thin-walled tubes used for energy absorption are expected to absorb kinetic energy by undergoing plastic deformation in a controlled manner. Therefore, understanding how thin-walled tubes behave in the event of a possible accident is extremely critical in terms of geometry and material to be selected.

Within the scope of the thesis, a total of seven models with equal perimeter and longitudinal length were designed, namely square, hexagonal, octagonal, cylinder and three ellipses. In determining the geometric parameters of tubes, it is aimed to have equal mass. Al6061-T6 alloy was selected as the material of the tubes. The tubes were formed from two parts, upper and lower. A total of twenty-four spot welds were used to assemble tubes. Thin-walled tubes may have thickness changes, plastic strain and work hardening during forming. In order to observe the effect of these changes on crashworthiness of the tubes, the tubes are produced by deep drawing which is one of the plastic forming applications. Deep drawing analysis of all models was performed by using finite element method. Then, the forming history was mapped to the models and the crash analyzes were repeated for all models.

The high initial crushing force of thin-walled tubes is their biggest disadvantage. Therefore, in order to reduce the initial crushing force, the trigger mechanism was added to the model which gave the best result in terms of crashworthiness after the forming history was mapped. The location and radius of the trigger mechanism on the tube have a high impact on the tube's crashworthiness. For this reason, an optimization study was performed to find the most suitable location and radius. Global Response Surface Method (GRSM) was used which is a response surface based optimization method.

The results showed that the selected cross-section geometry was effective on the crashworthiness of the tubes. In addition, there have been changes in the deformation shape after forming history was mapped to the models. The production history has significantly affected the crashworthiness of the tubes, especially in some models.

With the addition of the trigger mechanism, the first folding began from the region of the trigger mechanism and the peak crushing force decreased by 35.47%. After the optimization study, an increase of 3.991% in the amount of absorbed energy and a decrease 5.79% in the peak crushing force was achieved according to the initial design. Then, the forming history was mapped to optimum design and the peak crushing force decreased by 3,614% and the total amount of absorbed energy decreased by 5,218%.

In the design of thin-walled tubes, SolidWorks and CATIA V5 software were used. HyperMesh, HyperCrash, HyperMorph, HyperStudy, HyperView, HyperGraph, and RADIOSS software were used for finite element analysis. Explicit and non-linear finite element codes were used in all analyzes.

Keywords: Thin-walled tubes, crashworthiness, energy absorption, finite element method, dynamic analysis.



1. GİRİŞ

Ülkemizde ve dünyada artan araç sayısına paralel olarak kaza oranları da artmaktadır. Bu kazalar sadece maddi zararlara değil aynı zamanda can kayıplarına da neden olmaktadır. Türkiye istatistik Kurumu'nun verilerine göre 2017 yılında, Ülkemiz karayolu ağında, 1 milyon 202 bin 716 adet trafik kazası meydana gelmiştir. Bu kazaların 1 milyon 20 bin 47 adedi maddi hasarlı, 182 bin 669 adedi ise ölümlü, yaralanmalı trafik kazasıdır (TÜİK, 2018).

Ölümcül kazalardaki artıştan dolayı tüketiciler için araç satın alırken, araç güvenliği önemli bir faktör haline gelmiştir. Bu durum otomotiv üreticilerini daha güvenli araçlar geliştirmek için daha çok çaba sarf etmesine sebep olmaktadır. Özellikle araç tasarımında güvenlik büyük önem taşıdığından, dikkat edilmesi gereken önemli hususlardan biri de aracın çarpışma dayanımı olmalıdır.

Kazalar oluş şekillerine göre; önden çarpma, arkadan çarpma, yandan çarpma, devrilme, yayaya veya hayvana çarpma şeklinde gerçekleşebilmektedir. Önden çarpma, en yaygın çarpışma türlerinden biridir. Ölümlerin ve ciddi yaralanmaların çoğu, önden araç çarpışmaları nedeniyle meydana gelmektedir. Bu nedenle aracın ön bileşenlerinde kullanılan yapıların kaza anında nasıl davrandığı çok önemlidir.

Kaza anında aracın sahip olduğu kinetik enerji, "enerji emiciler" olarak tanımlanan bazı yapısal elemanlar tarafından emilmektedir. Bu nedenle, enerji emicilerin tasarımı ve seçimi, hem araç güvenliği hem de yolcu ve yolcu bölmelerine iletilebilecek sınırlı kuvvet açısından oldukça kritiktir. Enerji emicilerden beklenen, kaza anında kontrollü bir şekilde plastik deformasyona uğrayarak, yüksek miktarda enerjiyi emmesi ve bu sayede yolcuların kazayı minimum hasarla atlatmasını sağlamaktır.

Çalışma yükleri altında geleneksel yapılar sadece küçük elastik deformasyona uğrarlar. Bu yapıların genellikle belirtilen yükler altında belirli bir mukavemet ve sertliğe sahip olması gerekmektedir. Dolasıyla malzemenin seçimi ve yapının tasarımı temel olarak yapının aşmaması gereken elastik gerilmeye veya şekil değiştirmeye dayanır. Öte yandan, enerji emici yapıların tasarımı ve analizi, geleneksel yapısal tasarım ve analizden çok farklıdır. Enerji emici yapılar, çok kısa sürede yüksek darbe yüklerine maruz kaldıklarından dolayı büyük miktarda plastik deformasyona uğrarlar ve davranışları daha karmaşıktır. Bu nedenle bir yapı veya malzeme, enerji emilimi amacıyla kullanılacaksa bu davranışların bilinmesi, tasarımın ve malzeme seçiminin ona göre yapılması gerekmektedir.

Bir çarpışmada kinetik enerjinin emilmesini sağlayan alt ve üst raylar, tampon, çarpışma kutusu ve diğer otomotiv yapıları, kalınlığı diğer iki boyutuna göre çok daha küçük olduğu için ince cidarlı tüpler olarak sınıflandırılabilir. İnce cidarlı enerji emiciler, uçak alt zemin yapılarında, trenlerin ve otomobillerin ön ve arka yapılarında, traktörler gibi birçok uygulamada kullanılmaktadır. (Ahmad ve Thambiratnam, 2009; Bisagni, 2002; Giavotto ve diğ, 1994; Marsolek ve Reimerdes, 2004). İnce cidarlı yapıya sahip tampon ve çarpışma kutusu montajı Şekil 1.1'de verilmiştir. Çarpışma kutuları literatürde, şok emici, darbe emici, enerji emici gibi farklı isimlerle adlandırılmıştır.



Şekil 1.1 : Tampon ve çarpışma kutusu (Hussain, 2015).

İnce cidarlı tüpler düşük maliyet, yüksek enerji emilimi sayesinde otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek rekabet ve sıkı güvenlik normları nedeniyle otomobil endüstrisinde kullanılan ince cidarlı tüplerin çarpışma performansını artırmak için yapılan tasarımlar gün geçtikçe daha da önem kazanmaktadır. Yapılan tasarımlar, ağırlığı da göz önünde bulundurmalı ve bu ağırlık tasarrufunun aracın güvenliğini veya yapısal performansını tehlikeye atmaması önemlidir. Kısacası kullanılan yapı hafif olmalı, ancak çarpışma dayanıklılık gereksinimlerini karşılayacak kadar da sağlam olmalıdır.

Çelikler, nispeten düşük fiyatı ve yüksek sünekliği nedeniyle enerji emici olarak kullanılan ince cidarlı tüplerde yaygın olarak kullanılmaktadır (Gameiro ve diğ, 2006). Fakat son yıllarda ağırlığın azaltılması, hem yakıt tüketimini hem de emisyonların azalmasını sağladığından, otomotiv tasarımında alüminyum ve magnezyum gibi hafif yapıların kullanılması yaygınlaşmıştır (Cole ve Sherman, 1995).

Alüminyum alaşımları çeliğe nazaran daha düşük yoğunluğa sahip olduğundan, otomobilin "hafifletilmesi" için tercih edilmektedir. Ayrıca yüksek korozyon direnci, kolay şekillendirilme ve geri dönüşüme daha kolay kazandırılabilme özellikleri de alüminyum alaşımlarının kullanılmasını yaygınlaştırmıştır. Bu tez kapsamında, Al6061-T6 alaşımı, ince cidarlı tüplerin malzemesi olarak kullanılmıştır.

Deformasyona uğrayan ince cidarlı tüpün, plastik şekil değiştirme olayı, enerjiyi emdiği ana fiziksel mekanizmadır. Bu nedenle enerji emilimini en üst düzeye çıkarmak için plastik şekil değiştirme miktarı maksimize edilmelidir.

Tüplerdeki deformasyon modları, enerji emici yapıların çarpışma performansını etkileyen önemli bir faktördür. Yük altındaki ince cidarlı tüplerin emdiği enerji miktarı, katlanma sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Sanki-statik (quasi-static) ya da dinamik eksenel yüklere maruz kalan enerji emiciler, global ya da lokal burkulmaya uğrayabilir. Lokal burkulmaya uğrayan enerji emiciler, global burkulmaya göre çok daha fazla enerji emme kapasitesine sahiptir (Hsu ve Jones, 2004). Yapının enerji emme verimliliği açısından tercih edilen deformasyon modu, akordiyon (kademeli) tipi katlanmadır. Deformasyon modu; kesit geometrisine, malzeme özelliklerine, kalınlığa, yükleme koşullarına bağlı olarak değişebilir. Silindirik bir enerji emici düşünüldüğünde yükleme koşulları, uzunluk/çap ve çap/kalınlık oranları deformasyon modunu belirleyen önemli parametrelerdir.

İdeal bir ince cidarlı tüp için ilk çarpışma kuvveti düşük, emilen toplam enerji ve ortalama kuvvet yüksek olmalıdır. Ancak geleneksel ince cidarlı tüpler çarpışma sırasında yüksek ilk çarpışma kuvvetine ve kuvvet dalgalanmalarına sahiptir. İnce cidarlı tüplerde, tetikleyici mekanizması kullanılarak ilk çarpışma kuvveti düşürülebilir ve deformasyon süresince daha kararlı kuvvet dalgalanmaları elde edilebilir (Eyvazian ve diğ, 2014).

İnce cidarlı tüpler geometriye bağlı olarak, derin çekme, hidroform, ekstrüzyon gibi sac metal şekillendirme yöntemleri ile üretilebilir. Üretim aşamasında ince cidarlı tüpte kalınlık değişimleri, kalıntı gerilmeleri, pekleşme, kalıcı birim şekil değişimleri oluşur. Bu değişimler yapının çarpışma performansını etkileyebilir. Bu nedenle, fiziki olarak analizi gerçekleştirilmeyen yapıların, bilgisayar ortamında analizleri yapılacaksa üretim geçmişinin dikkate alınması gerekmektedir. Yapılan çalışmalar, üretim geçmişinin çarpışma performansı üzerinde ciddi etkisi olduğunu ortaya çıkarmıştır (Grolleau ve diğ, 2008; Huh ve diğ, 2003; Oliveira ve diğ, 2006).

Otomotiv üreticilerinin, aracın çarpışma dayanımı kabiliyetini test etmek ve aracın çarpışma sırasındaki tepkilerini daha iyi anlamak için çarpışma analizleri yapması gerekmektedir. Genel olarak, nitelikli çarpışma analizi sonuçları elde etmek, testin doğruluğunu ve tekrarlanabilirliğini sağlamak veya optimum tasarımı elde etmek için çoklu fiziki testlere ihtiyaç duyulmaktadır. Sonlu elamanlar yönteminin geliştirilmesi, bilgisayar teknolojisinin hızla ilerlemesi ve matematiksel modelleme sayesinde bilgisayar simülasyonları, karmaşık sistemlerin tasarımı ve analizi için yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.

İlk olarak 1950'lerin sonlarında geliştirilen sonlu elemanlar yöntemi, birçok farklı alanda problemleri çözmek için çok kullanışlı bir araç hâline gelmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi, öncelikle doğrusal analizlerle sınırlandırılmıştır. Fakat yüksek performanslı bilgisayarların kullanılabilirliği arttıkça, lineer olmayan sonlu elemanlar analizleri, taşıt kazalarına karşı dayanıklılık analizleri gibi uygulamalarda giderek daha fazla kullanılmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemiyle bilgisayar simülasyonu, karmaşık dinamik ezilme davranışlarını araştırmak için güçlü araçlardan biridir. Karmaşık dinamik ezilme davranışları, dinamik doğrusal olmayan sonlu eleman kodları kullanılarak sayısal olarak simüle edilebilir. Sonlu elemanlar yöntemi, çok daha kısa sürede ve fiziki testlerden önemli ölçüde daha düşük bir maliyetle çok sayıda tasarım konfigürasyonunun geliştirilmesine ve değerlendirilmesine olanak tanımaktadır. HyperWorks, LS-DYNA, Abaqus ve ANSYS gibi ticari sonlu elemanlar programları, çarpışma analizleri dâhil olmak üzere dinamik ve doğrusal olmayan analizler alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu programların yardımı ile araç veya yapının çarpışma testleri kolayca simüle edilebilmektedir. Bu sayede çok sayıda prototipin üretilmesi ve çarpışma dayanım testi yapılması gerekliliği ortadan kaldırılarak, hem zaman hem de para tasarrufu sağlanmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin temel amacı, farklı kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüplerin, dinamik eksenel yükleme altında ezilme davranışlarını incelemek, plastik deformasyon davranışının şekline dayanarak yeni yapılar ve tetikleyici mekanizmaları geliştirmek ayrıca optimizasyon çalışması yapılarak daha iyi çarpışma performansı elde etmektir.

Tez kapsamında ilk olarak, çeşitli kesit geometrilerine sahip ince cidarlı tüpler, aynı dinamik eksenel yük altında; emilen toplam enerji, oluşan maksimum tepki kuvveti ve ortalama kuvvet değerleri bakımından karşılaştırılacaktır.

İkinci bölümde, üretim geçmişinin çarpışma performansı üzerindeki etkisini gözlemleyebilmek amacıyla, her bir geometriye sahip ince cidarlı tüp, plastik şekil verme uygulamalarından biri olan derin çekme yöntemi ile üretilerek, şekil verme sırasında oluşan kalınlık değişimlerinin, kalıcı plastik birim şekil değişimlerinin ve pekleşmenin çarpışma performansı üzerinde etkili olup olmadığı ya da ne kadar etkili olduğu araştırılacaktır.

Üçüncü bölümde, çarpışma performansı bakımından en iyi sonucu veren modele tetikleyici mekanizması eklenerek, başlangıçta oluşan maksimum tepki kuvvetinin düşürülmesi hedeflenmektedir. Ayrıca en iyi çarpışma performansını elde etmek için tetikleyici mekanizmasının yarı çapı ve çarpışma kutusundaki konumu, Altair firmasının geliştirdiği, küresel yanıt yüzey yöntemi (Global Response Surface Method) optimizasyon yöntemi kullanılarak bulunması hedeflenmektedir. Ayrıca optimizasyon sonrası bulunan optimum tasarıma da üretim geçmişi aktarılarak çarpışma analizi tekrarlanacaktır.

1.2 Literatür Araştırması

İnce cidarlı tüplerin çarpışma performansı yıllardır araştırmacılar tarafından yaygın olarak çalışılmaktadır. Bu bölüm, eksenel yükleme altında ince cidarlı tüplerin çarpışma performansı hakkında bugüne kadar yapılan araştırmaların kapsamlı bir incelemesini sunmayı amaçlamaktadır.

Sonlu elamanlar yönteminin ve bilgisayar teknolojisinin henüz bu kadar gelişmediği yıllarda, araştırmalar ağırlıklı olarak teorik ve deneysel çalışmalara odaklanmıştır. Özellikle sanki-statik ve dinamik eksenel yükler altında farklı kesitlere sahip ince cidarlı tüpler, hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiş ve ortalama kuvveti veren matematiksel denklemler elde edilmiştir. Ayrıca sanki-statik ve dinamik yük altındaki ince cidarlı tüplerin deformasyon davranışları incelenerek çarpışma performansı bakımından en iyi deformasyon davranışları tartışılmıştır. (Abramowicz ve Jones, 1984; Alexander, 1960; Langseth ve Hopperstad, 1996; Pugsle, 1960; Reid ve diğ, 1986; Singace ve diğ, 1995; Wierzbicki ve diğ, 1992).

Sonlu elemanlar yönteminin geliştirilmesi ve artan bilgisayar gücüne bağlı olarak, sayısal dinamik analizler birçok araştırmacı tarafından yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. HyperWorks, LS-DYNA, Abaqus gibi ticari sonlu elemanlar programları yardımıyla, sanki-statik ve dinamik yükler altındaki ince cidarlı tüplerin analizleri yapılarak, çarpışma performansları gözlemlenebilmekte ve tasarımlar iyileştirilebilmektedir.

Bardi ve diğ. (2003), AA6061 alüminyum alaşımı ve yumuşak çelikten yapılmış ince cidarlı tüplerin sonlu elemanlar analizini gerçekleştirdikten sonra sonuçları deneysel ve teorik denklemlerle karşılaştırmış ve sonlu elemanlar analizi ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğunu açıklamıştır.

Langseth ve diğ. (1999), AA6061 alüminyum alaşımlı tüplerin çarpışma analizlerini hem deneysel hem de sonlu elamanlar yöntemi kullanarak gerçekleştirmiş ve sonuçlar arasında tutarlılık olduğunu belirtmiştir.

İnce cidarlı tüplerde yapılan geometrik değişikliklerin çarpışma performansı üzerinde ciddi etkileri olduğundan, silindir, kare, altıgen, sekizgen ve konik kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüpler çok sayıda araştırmacı tarafından çalışılmıştır. Fakat elips geometrisi üzerine yapılan çalışmalar sınırlı kalmıştır.

Demirci ve Yıldız (2018b), kare, silindir, dikdörtgen ve çokgen kesit geometrisine sahip, düz ve konik açılı ince cidarlı tüplerin çarpışma analizlerini gerçekleştirmiştir. Tüplere ait malzeme olarak alüminyum, magnezyum ve yüksek mukavemetli çelik kullanılmıştır. Sonuçlar silindir ve çokgen tüplerin toplam enerji emiliminin ve özgül enerji emiliminin, kullanılan malzemeden bağımsız olarak hem düz hem de konik modeller için kare ve dikdörtgen tüplerden daha iyi olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte dairesel ve çokgen tüplerin maksimum tepki kuvveti değerleri, tüm modeller için kare ve dikdörtgen tüplerden daha yüksek olduğu ve düz ve konik tüpler karşılaştırıldığında, konik tüplerin özgül enerji emiliminin düz tüplerden daha düşük olduğu belirtilmiştir.

Nia ve Hamedani (2010), hem deneysel hem de sonlu elemanlar yöntemi kullanarak basit ve çok hücreli formlarda üçgen, kare, altıgen ve sekizgen kesitli ince cidarlı alüminyum yapıların çarpışma analizlerini, sanki-statik yükleme altında incelemiştir. Çok hücreli tüplerin, özellikle üçgen geometrisi için basit tüplere kıyasla daha yüksek özgül enerji emilimine sahip olduğunu belirtmiştir. Farklı kesit geometrilerine sahip ince cidarlı tüpler Şekil 1.2'de verilmiştir.



Şekil 1.2 : Farklı kesit geometrilerine sahip ince cidarlı tüpler (Nia ve Hamedani, 2010).

Mamalis ve diğ. (2003), kalınlığı ve kenar uzunlukları farklı olan sekizgen kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüplerin çarpışma analizlerini sonlu elemanlar kodları kullanarak gerçekleştirmiştir. Kalınlığın ve kenar uzunluğunun çarpışma performansını etkilediği ve deformasyon modları üzerinde de etkili olduğunu belirtmiştir.

Nagel ve Thambiratnam (2006), düz ve farklı konik açılı dikdörtgen kesitli ince cidarlı tüplerin çarpışma performanslarını, eğik yükleme koşullarında hem deneysel hem de sonlu elemanlar kodları kullanarak araştırmıştır. Yükleme açısı arttıkça emilen enerjide ve ortalama kuvvette düşüş olduğunu, konik açılı ince cidarlı tüpün, düz

tüpten daha fazla enerji emdiğini, ayrıca konik açılı tüpün maksimum tepki kuvveti, ortalama kuvvet ve emilen enerji miktarına daha az duyarlı olduğu sonucuna varmıştır.

Demirci ve Yıldız (2018a), kalınlığı ve geometrik ölçüleri farklı olan kırk altı adet ince cidarlı tüpün çarpışma performansını araştırmıştır. İnce cidarlı tüpler iki parçadan oluşturulmuş ve birbirlerine punta kaynağı ile birleştirilmiştir. Yapılan çalışmada geometrik değişikliklerin, kalınlığın, punta kaynağı sayısının ve konumlarının çarpışma performansına önemli ölçüde etki ettiği belirtilmiştir.

Nia ve Parsapour (2014), üçgen, kare, altıgen ve sekizgen kesitli ince cidarlı tüplerin çarpışma performansını sanki-statik yükleme altında araştırmıştır.

Alüminyum alaşımı, yumuşak çelik ve Fiber Takviyeli Kompozitler (FTK) gibi metalikler ince cidarlı tüplerde en yaygın kullanılan malzemelerdir. Kullanılacak malzeme seçimi, enerji emilim kapasitesi ve oluşan kuvvetler açısından büyük öneme sahiptir. Sünek malzemelerin tokluk değeri gevrek malzemelere göre daha yüksek olduğundan enerji emilim kapasitesi daha yüksektir. Ayrıca ince cidarlı yapıların içi, poliüretan köpük, metal köpük vb. farklı malzemeler ile doldurularak enerji emme kapasiteleri arttırılabilir. Araştırmacılar tarafından farklı dolgu malzemeleri kullanılarak ince cidarlı tüplerin çarpışma performansları araştırılmıştır.

Zhang ve Cheng (2007), LS-DYNA sonlu elemanlar kodlarını kullanarak, içi köpük dolu kare tüpler ve içi boş çok hücreli (multi-cell) kare tüpler arasında enerji emilim özellikleri üzerine karşılaştırmalı bir çalışma gerçekleştirmiştir. İçi boş çok hücreli kare tüplerin enerji emilim veriminin, köpük dolgulu kare kesitli tüpe göre çok daha iyi olduğu sonucuna varmıştır. Bunun nedenini ise deformasyon modu ile alakalı olduğunu açıklamıştır.

Mirfendereski ve diğ. (2008), sanki-statik ve dinamik yükleme altında boş ve köpük dolgulu ince cidarlı dikdörtgen tüplerin enerji emilim davranışlarını karşılaştırmıştır. Ayrıca kullanılan köpük malzemesinin yoğunluğunun ve koniklik açısının enerji emilimi üzerine etkisi de araştırılmıştır.

Kavi ve diğ. (2006), dolgu malzemesi olarak alüminyum ve polistren kapalı hücreli köpük kullanarak, alüminyum alaşımlı ince cidarlı tüpün çarpışma performansını araştırmıştır. Çalışmada boş tüpün eksen simetrik olmayan (elmas) deformasyon modunda ezildiği, dolgu malzemesi kullanıldıktan sonra ise eksen simetrik (akordiyon) şeklinde ezildiği gözlemlenmiştir.

Ayrınca köpük kullanılmasının enerji emme kapasitesini arttırdığı fakat özgül enerji emiliminin arttırılmasına katkı sağlamadığı sonucuna varmıştır. Alüminyum ve polistren köpük dolgulu silindirik ince cidarlı tüp Şekil 1.3'te verilmiştir.



Şekil 1.3 : Köpük dolgulu ince cidarlı silindirik tüp a) alüminyum köpük b) polistren köpük (Kavi ve diğ, 2006).

Isıl işlem uygulanmış malzemelerin mekanik özellikleri değiştiği için çarpışma performansının da değişmesi beklenir. Bazı araştırmacılar ince cidarlı tüplere ve metalik köpüklere ısıl işlem uygulayarak çarpışma performansının nasıl değiştiği üzerine çalışmalar yapmışlardır. (Bambach ve diğ, 2016; Campana ve Pilone, 2009; Millett ve diğ, 2004).

İnce cidarlı tüplerin, derin çekme, hidroform veya ekstrüzyon ile üretimi esnasında, yapının enerji emilimini etkileyen önemli faktörler olabilen; kalınlık değişimleri, pekleşme ve artık gerilmeler oluşmaktadır. Bu faktörlerin çarpışma performansını ne derece etkilediği bazı araştırmacılar tarafından çalışılmıştır.

Oliveira ve diğ. (2006), İnce cidarlı S şeklindeki (s-rail) yapının üretim geçmişinin çarpışma performansını nasıl etkilediği üzerine çalışma yapmıştır. Yapı üretim aşamasında bükülmeye maruz kaldığından, yapıda pekleşme ve kalınlık değişimleri oluşmuştur. Yapılan çalışmada, üretim geçmişinin dikkate alındığında, maksimum tepki kuvvetinde %25-30 ve emilen enerjide %18 artış olduğu sonucuna varılmıştır.

Dutton ve diğ. (1999), şekillendirme analizi sırasında oluşan kalınlık, artık gerilme, pekleşme, plastik birim şekil değiştirme bilgilerini LS-DYNA sonlu elemanlar paket programını kullanarak çarpışma analizine aktarmıştır. Üretim esnasında oluşan her bir değişimin çarpışma performansı üzerine etkileri araştırılmış, özellikle pekleşmenin öneminin daha fazla olduğunu ve gerçek koşullara uygun bir çarpışma analizi için üretim geçmişinin dikkate alınmasının önemli olduğunu belirtmiştir.

Dinamik çarpışma analizleri, yüksek lineer olmayan problemlerdir. İnce cidarlı tüpün çarpışma performansını belirleyen önemli parametreler olan kalınlık, kesit geometrisi, malzeme ve yükleme koşulunun en uygun değerini bulmak çok fazla sayıda denemeyanılma gerektirdiğinden, optimizasyonun bu alandaki önemi gitgide artmakta ve araştırmacılar yeni optimizasyon yöntemleri üzerinde çalışmaktadır. Mevcut tasarımları iyileştirme, daha iyi çarpışma performansı elde etme ve kütle azaltma ile ilgili çalışmalar önem kazanmıştır.

Karagöz ve Yıldız (2017), tarafından yapılan çalışmada tasarım değişkenleri olarak ince cidarlı yapının geometrisi alınarak, minimum ağırlık ve maksimum enerji emilimi sağlamak için dokuz farklı optimizasyon yöntemi kullanmıştır. Yerçekimi arama algoritması (GSA) yönteminin en iyi sonucu verdiği belirtilmiştir.

Sun ve diğ. (2014), kalınlığı fonksiyonel olarak derecelendirilmiş, kare kesitli ince cidarlı tüp üzerinde optimizasyon çalışması yapmıştır. Optimizasyon yöntemi olarak çok amaçlı genetik optimizasyon kullanılmış ve tasarım değişkeni olarak kalınlık alınmıştır.

Zarei ve Kröger (2006), emilen toplam enerji miktarını ve özgül enerji emilimini maksimize etmek için çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanmıştır. Tasarım değişkeni olarak ince cidarlı tüpün kalınlığı, çapı, uzunluğu ve ağırlığı alınmış, çarpışma kuvveti değeri ise optimizasyon kısıtı olarak verilmiştir.

1.2.1 Çarpışma dayanımı

Çarpışma dayanımı; bir yapının, bir çarpışma sırasında içeride bulunan yolcuları ve yapıyı koruma yeteneğini ifade eder. Bir araba kazası düşünüldüğünde, sürücü ve yolcuların maruz kaldığı çarpışma şiddeti ve araçtaki toplam hasar ne kadar az olursa aracın çarpışma dayanımı o kadar iyidir. Bir kaza anında genel olarak aşağıdaki senaryolar oluşabilir (Johnson, 1990).

İnsanlara veya diğer canlıların zarar görmesi veya yaralanması

- Araç yapısının zarar görmesi
- Araçta taşınan kargonun zarar görmesi
- Çevrede bulunan yapıların zarar görmesi (bariyer, trafik lambası gibi)

Son yıllarda otomotiv üreticileri, yüksek rekabet ve güvenlik normları nedeniyle araç çarpışma dayanımını arttırmak için var olan sistemleri iyileştirmek veya yeni sistemler geliştirmek için araştırmalar yapmaktadır. Taşıtlarda bulunan güvenlik sistemleri, aktif ve pasif olmak üzere ikiye ayrılır. Aktif güvenlik donanımları (kilitleme önleyici sistem, çekiş kontrol sistemi, park sensörleri vb.), kaza olma olasılığını azaltan güvenlik sistemleridir. Kazadan önce bu sistemler devreye girerek olası bir kazanın engellenmesi sağlanır. Pasif güvenlik donanımları (hava yastığı, emniyet kemeri, yan, ön ve arka bileşenlerinde kullanılan ince cidarlı yapılar vb.) ise aktif güvenlik donanımlarına rağmen oluşan kaza sonrası devreye girerek, yolcuların kazayı minimum hasarla atlatmasını sağlar. Aracın ön kısmında bulunan ince cidarlı yapılar, kaza sırasında, aracın sahip olduğu kinetik enerjiyi, plastik deformasyona uğrayarak emerler. Pasif güvenlik sistemlerinden olan tampon, çarpışma kutusu vb. ince cidarlı yapılar feda edilerek aracın çarpışma dayanımı artırılabilir.

Enerji emici yapıların geometrisi ve malzeme seçiminin, çalışacakları özel amaca ve koşullara uygun olması gerekir. Geometri ve malzeme seçimi, bir uygulamadan diğerine değişiklik gösterse de, tüm durumlarda, kinetik enerjiyi kontrollü bir şekilde emmesi gereken enerji emicinin amacına uygun olarak seçilmelidir. Bu nedenle, bazı temel ilkeler genel olarak tüm enerji emici yapılar için geçerlidir ve temel kurallar olarak kullanılabilir. Başlıcaları aşağıda verilmiştir.

Yapıların enerji emilimi geri dönüşümsüz olmalıdır: Enerji emiciler kinetik enerjiyi elastik olarak depolamak yerine plastik deformasyon yoluyla elastik olmayan enerjiye dönüştürebilmelidir. Eğer başlangıçtaki kinetik enerji, yapının elastik birim şekil değiştirme enerjisine dönüştürülürse, o zaman maksimum elastik deformasyon elde edildikten sonra, bu elastik birim şekil değiştirme enerjisi tamamen serbest bırakılır ve hasara neden olabilir.

Sınırlı ve kararlı tepki kuvveti: Bir enerji emicinin maksimum tepki kuvveti bir eşiğin altında tutulmalıdır ve enerji emici yapının deformasyon işlemi sırasında reaksiyon kuvveti mümkün olduğunca kararlı olmalıdır.

Uzun strok: Yapının yükleme yönü boyunca maksimum deforme olabilen mesafesi, strok olarak adlandırılır. Ezilme miktarı arttıkça emilen enerji miktarında da artış olacağından, ince cidarlı tüp yeteri kadar uzun olmalıdır.

Kararlı ve tekrarlanabilir deformasyon modu: İnce cidarlı tüpün deformasyon modu kararlı ve tekrarlanabilir olmalıdır.

Hafif ve yüksek özgül enerji emme kapasitesi: Özgül enerji emilimi, ince cidarlı yapının, birim ağırlık başına emdiği enerji miktarını ifade eder. Ağırlığın azaltılması hem yakıt tüketimi hem de çevreye salınan emisyonlar açısından önemlidir.

Düşük maliyetli ve kolay kurulum: İnce cidarlı yapının; üretimi, kurulumu ve bakımı kolay aynı zamanda uygun maliyetli olmalıdır (Guoxing ve Tongxi, 2003).

1.2.2 İnce cidarlı tüplerde yükleme ve deformasyon tipleri

İnce cidarlı tüpler, yüksek enerji emilimi, düşük maliyetleri ve üretim kolaylıkları nedeniyle en çok kullanılan yapısal elemanlardır Çalışmalar daha çok ince cidarlı tüplerin enerji emme kapasitesini etkileyen başlıca faktörler olan; malzeme, geometri ve yükleme durumları üzerinde yoğunlaşmıştır. İnce cidarlı tüplerde en yaygın kullanılan yükleme durumları; eksenel yükleme, eğik yükleme, yanal yükleme ve eğilme yüklemesidir. İnce cidarlı tüplerde en çok rastlanan yükleme durumları Şekil 1.4'te verilmiştir (Baroutaji ve diğ, 2017). Enerji emilim amacıyla kullanılan ince cidarlı tüplerde en yaygın yükleme durumu eksenel yüklemedir. Eksenel olarak yüklenmiş ince cidarlı tüpün enerji emme kapasitesi, yanal yüklemeye göre on kat daha fazladır (Alghamdi, 2001).



Şekil 1.4 : İnce cidarlı tüplerde yükleme tipleri (Baroutaji ve diğ, 2017).

Eksenel yüklere maruz kalan ince cidarlı tüpler, aynı eksenel yük altında farklı deformasyon davranışı gösterebilirler. Deformasyon davranışı, global burkulma veya kademeli (lokal) burkulma şeklinde olabilir.

Kademeli burkulma istenen deformasyon davranışıdır ve eksen simetrik (akordiyon), eksen simetrik olmayan (elmas) veya karma şeklinde gerçekleşebilir. Eksenel olarak deforme olmaya başlayan bir yapıda, global burkulma olması durumunda yapının enerji emme kapasitesinde önemli derecede düşüş meydana gelebilir. Global burkulma, genelde tüpün merkezine yakın bir yerden tek katlanma veya bükülme şeklinde gerçekleşir. Bu nedenle enerji emici olarak kullanılan ince cidarlı tüplerde global burkulma arzu edilmez, çünkü tüp tarafından emilen enerji miktarı, deformasyon sırasında oluşan katlanma sayısıyla doğrudan ilişkilidir. İnce cidarlı yapıda emilen enerji miktarı sınırlı kalır ve enerji emici olarak kullanılan yapı işlevselliğini kaybeder. Bu davranış, yapının çarpışma performansını tamamen değiştirebilir. Global burkulmayı önleyebilmek için sistemin mekaniğini anlamak önemlidir. Burkulma tipleri Şekil 1.5'te verilmiştir (Guillow ve diğ, 2001).



Şekil 1.5 : Deformasyon tipleri a) eksen simetrik katlanma (akordiyon modu) b) eksen simetrik olmayan katlanma (elmas modu) c) karma katlanma d) global burkulma (Guillow ve diğ, 2001).

Araştırmacılar tarafından, eksenel yük altında ince cidarlı tüplerin deformasyon davranışını anlamak için birçok çalışma yapılmıştır. Bu konuyla ilgili ilk çalışma, 1960 yılında Alexander tarafından başlatılmıştır. Alexander (1960), yaptığı çalışmada, silindir geometriye sahip ince cidarlı tüplerin sanki statik eksenel yük altında oluşan ortalama kuvvet değerini matematiksel olarak ifade etmiştir. Malzemenin tam plastik olduğu ve ince cidarlı tüpün akordiyon (eksen simetrik) şeklinde deformasyona uğradığını varsaymıştır (Şekil 1.6). İnce cidarlı tüp deformasyona uğrarken yapılan iş, menteşelerin bükülmesi ve gerilmesi olmak üzere iki parçaya ayrılmıştır. Ortalama kuvvet değerini hesaplamak için bulunan eşitlik Denklem 1.1'de verilmiştir.

$$P_{o} = K \sigma_{v} t^{1,5} \sqrt{D}$$
(1.1)

K deneysel verilerle elde edilebilen sabiti, σ_y kullanılan malzemenin akma gerilmesini, t ince cidarlı tüpün et kalınlığını, D ise silindirin çapını ifade etmektedir.



Şekil 1.6 : Eksen simetrik olarak deformasyona uğrayan ince cidarlı silindirik tüp (Alexander, 1960).

Şekil 1.6'da görüldüğü gibi silindirik ince cidarlı tüpün eksen simetrik olarak ezildiği varsayılmıştır. H değeri katlanma uzunluğunun yarısını ifade etmektedir. Θ açısı 0 dereceden 90 dereceye artarak bir tam katlanma tamamlanmış olur.

Gupta ve Gupta (1993), alüminyum ve yumuşak çelikten yapılmış, silindir kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüpler üzerinde, eksenel ve sanki-statik sıkıştırma testleri gerçekleştirerek, tüplerin deformasyon modunu araştırmıştır. Ayrıca bazı tüpler üzerinde delikler açılmış veya belirli sıcaklıklarda tavlama işlemi uygulanmıştır. Silindirik tüplerin çap/kalınlık oranı, en düşük 11, en yüksek 33 olacak şekilde alınmıştır. Deliksiz tüplerin deformasyon modunun, pekleşme başlangıç durumuna, tavlama işlemine ve çap/kalınlık oranına bağlı olduğunu, delikli tüplerin maksimum tepki kuvvetinin daha düşük ve global burkulma olmadan deformasyona uğradıklarını belirtmişlerdir. Ayrıca maksimum tepki kuvvetini ve ortalama kuvveti veren ampirik denklemler elde etmişlerdir.

Eksen simetrik olmayan deformasyon davranışı gösteren ince cidarlı tüpler ile ilgili de birçok araştırma yapılmış ve teorik modeller geliştirilmiştir (Johnson ve diğ, 1977; Pugsley, 1960; Wierzbicki ve Abramowicz, 1983).

Abramowicz ve Jones (1997), statik ve dinamik yük altında ince cidarlı tüplerin global burkulmadan lokal burkulmaya geçişini araştırmıştır. Yumuşak çelikten yapılmış, kare ve silindir kesit geometrisine sahip olan ince cidarlı tüpler üzerinde toplam 126 adet deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Farklı uzunluk, kalınlık ve kesit ölçülerine sahip olan tüplerin deformasyon davranışları araştırılarak, kare ve silindir geometrileri için ampirik formül elde etmişlerdir. Denklem 1.2 ve Denklem 1.3 sırasıyla kare ve silindir için elde edilen ampirik formülleri göstermektedir.

$$\left(\frac{L}{c}\right)_{kr} = 3.423e^{\frac{0.04C}{t}}$$
(1.2)

$$\left(\frac{L}{2R}\right)_{kr} = 3.355 e^{\frac{0.032R}{t}}$$
(1.3)

Burada; L değeri tüplerin uzunluğunu, C değeri kare kesite ait genişliği, R değeri silindir kesite ait yarıçapı ve t değeri tüplerin kalınlığını ifade etmektedir. Denklem 1.2, kare tüpler için kritik uzunluk-genişlik oranını, Denklem 1.3 ise silindirik tüpler için kritik uzunluk-çap oranını vermektedir. Eğer bu oranlar denklemlerde belirtilenlerden daha yüksek ise tüpler global burkulma geçireceklerdir.

Şekil 1.7 ve Şekil 1.8'te sırasıyla kare ve silindirik tüplerin, farklı L/C ve C/t değerlerinde ezilme davranışları verilmiştir (Abramowicz ve Jones, 1997).



Şekil 1.7 : Dinamik yük altında kare tüpün ezilme davranışı. ∇-global burkulma, Olokal burkulmadan global burkulmaya geçiş, □-lokal burkulma (Abramowicz ve Jones, 1997).



Şekil 1.8 : Dinamik yük altında silindirik tüpün ezilme davranışı. ∇- global burkulma, o-lokal burkulmadan global burkulmaya geçiş, □-lokal burkulma (Abramowicz ve Jones, 1997).

Şekil 1.7 ve Şekil 1.8'de de görüldüğü gibi, tüplere ait uzunluğun, kesit ölçülerinin ve kalınlığın ezilme davranışını ciddi biçimde etkilediği anlaşılmaktadır.

Andrews ve diğ. (1983), geniş bir çap/kalınlık (D/t) ve uzunluk/çap (L/D) yelpazesini kapsayan tavlanmış alüminyum alaşımlı ince cidarlı silindirik tüpler üzerinde kapsamlı bir dizi deneysel test gerçekleştirmiştir. Burkulma modunun esas olarak tüplerin geometrisine bağlı olduğunu ve herhangi bir çap/kalınlık ve uzunluk/çap kombinasyonu için burkulma modunu tahmin eden bir şema geliştirmişlerdir.

Guillow ve diğ. (2001), çap/kalınlık ve uzunluk/çap aralığını sırasıyla 450 ve 10'a kadar alarak deneysel çalışma yapmış ve ortalama kuvveti veren bir formül geliştirmiştir. Denklem 1.4 ve Denklem 1.5 sırasıyla, plastik moment ve ortalama kuvveti veren eşitliklerdir.

$$M_{\rm p} = \sigma_{0.2} \left(\frac{t^2}{4}\right) \tag{1.4}$$

$$\frac{P_o}{M_p} = 72.3 \left(\frac{D}{t}\right)^{0.32}$$
 (1.5)

 M_p : plastik momenti,

 $\sigma_{0,2}$: %0,2 ofsette akma dayanımını,

t: tüplere ait kalınlığı,

D: tüplere ait çap uzunluğunu ifade etmektedir.

1.2.3 Enerji emilimi ile ilgili bazı kavramlar

İnce cidarlı tüpler, darbe enerjisini plastik deformasyonla emer ve kademeli katlanma veya global burkulma (Euler) şeklinde deforme olabilirler. Darbe enerjisi ilk olarak tüpteki elastik gerilme enerjisine ve lokal burkulmaya dönüştürülür. Deforme olmuş geometri, eğilmeye zorlanır ve katlanma işlemi başlatılır. Her bir katlanma sırasında loblar oluşur. Bu lob oluşumu, yükleme enerji tamamen bitene kadar veya ince cidarlı tüpün katlanmayı sürdürebileceği limite kadar devam eder. Darbe enerjisinin çoğu, katlanma sırasında plastik deformasyon ile emilir. Enerjinin küçük bir kısmı, ısı ve loblar arasındaki sürtünme ile emilir fakat plastik deformasyon sırasında emilen enerjiye kıyasla küçüktür ve genellikle göz ardı edilir. Kuvvet-yer değiştirme grafiğinin altında kalan alan, emilen toplam enerji miktarını verir. Eksenel kuvvet
altında deforme olan ince cidarlı tüpün, tipik bir kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 1.9'da verilmiştir (Kiani, 2013).



Şekil 1.9 : Tipik bir kuvvet-yer değiştirme grafiği (Kiani, 2013).

Şekil 1.9'da, A ve B noktaları, sırasıyla elastik burkulma kuvvetini ve maksimum tepki kuvvetini göstermektedir. B noktasından sonraki kuvvet azalması, birinci katlanmanın oluşumu ile başlar. C noktasında ilk katlamayı tamamladıktan sonra, D noktasına kadar kuvvet artışı olur. D noktasından sonra ikinci katlanma oluşmaya başlar ve bu şekilde dalgalar halinde devam eder.

İnce cidarlı tüplerin, enerji emici özelliklerini ve verimliliğini değerlendirmek için bazı parametreler tanıtılmıştır. Emilen toplam enerji, maksimum tepki kuvveti, ortalama kuvvet, özgül enerji emilimi ve çarpışma kuvveti verimi bu parametrelerin başlıcalarıdır.

1.2.3.1 Emilen toplam enerji

İnce cidarlı yapının çarpışma performansını belirleyen en önemli kavramlardan biri emilen toplam enerji miktarıdır. Enerji emicilerden beklenen, plastik deformasyona uğrayarak emilen toplam enerji miktarını maksimum düzeyde tutmaktır. Emilen toplam enerji miktarı, kuvvet-yer değiştirme grafiğinin altında kalan alanla bulunabilir. Bu nedenle ezilme miktarı maksimum düzeyde tutularak yapının tamamen ezilmesi sağlanmalıdır. Ezilme miktarı yapının deformasyon modu ile ilişkili olduğundan emilen toplam enerji miktarını maksimum düzeyde tutmak için kademeli deformasyon modu oluşmalı ve katlanma sayısı yüksek tutulmalıdır. Emilen enerji miktarını veren eşitlik Denklem 1.6'da verilmiştir.

$$E_{t} = \int_{0}^{d} P(x) dx \tag{1.6}$$

Et: Emilen toplam enerji

d: Yer değiştirme (ezilme miktarı)

P(x): Eksenel yöndeki kuvvet

1.2.3.2 Maksimum tepki kuvveti

Eksenel yüklemeye maruz kalan bir ince cidarlı tüpün ilk tepki kuvveti genelde en yüksek değere sahip kuvvettir. Buna maksimum tepki kuvveti (P_{max}) veya ilk tepki kuvveti denir. Maksimum tepki kuvveti, yüksek değerine rağmen, emilen toplam enerjiyi önemli ölçüde etkilemez. Bunun nedeni maksimum tepki kuvveti çok kısa (birkaç milisaniye) bir sürede gerçekleşir. Sonraki tepki kuvvetleri maksimum tepki kuvvetinden daha düşük ve genelde dalgalar halinde devam eder. Maksimum tepki kuvvet değerinin yüksek olması, yolculara iletilecek kuvvetin yüksek olması anlamına geldiğinden, ortalama kuvvet değerine mümkün olduğunca yakın olması istenir.

1.2.3.3 Ortalama kuvvet

Ortalama kuvvet değeri, emilen toplam enerji miktarının yer değiştirmeye oranı ile bulunur. Emilen toplam enerji miktarını maksimum düzeyde tutmak ve yolculara gelen sarsıntı kuvvetlerinin daha az hissedilmesi için, ilk tepki kuvvetinden sonraki kuvvetlerin ortalama kuvvete yakın olması istenir. Ortalama kuvveti (P_o) veren eşitlik Denklem 1.7'de verilmiştir.

$$P_{o} = \frac{E_{t}}{d}$$
(1.7)

1.2.3.4 Özgül enerji emilimi

Emilen toplam enerjinin, ince cidarlı tüpün kütlesine oranı ile bulunur. Bu nedenle hafif tasarımlar için önemli bir kriterdir. Tez kapsamında tasarlanan bütün enerji emicilerin kütlesi eşit alındığından, emilen toplam enerji oranları, özgül enerji emilim oranına eşit olacaktır. Özgül enerji emilimini veren eşitlik Denklem 1.8'de verilmiştir.

$$E_{\rm m} = \frac{E_{\rm t}}{\rm m} \tag{1.8}$$

1.2.3.5 Çarpışma kuvveti verimi

Çarpışma kuvveti verimi, ortalama kuvvetin maksimum tepki kuvvetine oranı ile bulunur. Çarpışma kuvveti verimi ne kadar yüksek olursa, yapı o kadar verimli olur. Çarpışma kuvveti verimini veren ifade Denklem 1.9'da verilmiştir.

$$\eta = \frac{P_0}{P_{\text{max}}} \tag{1.9}$$

1.2.4 Enerji emicilerde kullanılan tetikleyiciler

İnce cidarlı tüpler eksenel yük altında, yanal yüklemeden çok daha yüksek özgül enerji emilimi sağlasa da, ciddi yaralanma veya hasara neden olabilen yüksek ilk tepki kuvvetine sahiptir. İlk tepki kuvvetini azaltmak, katlanmayı başlatmak ve daha kararlı deformasyon modu sağlamak için, ince cidarlı tüplerde tetikleyici mekanizmaları kullanılmaya başlanmıştır. Yapılan çalışmalar tetikleyici mekanizmasının ilk tepki kuvvetini düşürdüğünü göstermiştir. (Hosseinipour ve Daneshi, 2003; Singace ve El-Sobky, 1997).

Tetikleyici mekanizmaları (katlanma başlatıcılar), malzemeye yönelik lokal işlem modifikasyonları veya ince cidarlı tüpün belirli yerlerinde yapıya lokalize geometrik modifikasyonlar ekleyerek uygulanabilir. İnce cidarlı yapı tetikleyici mekanizmasının bulunduğu yerde katlanmaya başladığından, yapının ilk katlanma konumu tetikleyici mekanizması ile kontrol edilebilir. Ayrıca genelde ilk katlanma başlamadan hemen önce oluşan maksimum tepki kuvveti düşürülebilir. İnce cidarlı tüplere; delikler, iç veya dış çıkıntılar-girintiler, çentikler eklenerek tetikleyici mekanizması oluşturulabilir.

Eren ve diğ. (2009), kare kesitli ince cidarlı tüpte, maksimum tepki kuvvetini düşürmek ve emilen enerji miktarını arttırmak için, dört farklı tetikleyici mekanizması kullanmış ve maksimum tepki kuvvetini 129,5 kN'dan 59,1 kN'a düşürmüştür.

Hussain ve diğ. (2017), silindir kesitli ince cidarlı tüpte, üç farklı tetikleyici mekanizması kullanarak, tüpleri özgül enerji emilimi bakımından karşılaştırmıştır. Tetikleyici mekanizmasının kullanımının emilen toplam enerji miktarını arttırdığı ve maksimum tepki kuvvetini düşürdüğü sonucuna varmışlardır.

Krauss ve Laananen (1994), maksimum tepki kuvvetini azaltmak ve kararlı bir deformasyon modunu elde etmek için ince cidarlı tüpe geometrik modifikasyonlar eklemişlerdir. Dairesel ve elmas şekilli delikler ve çıkıntı olmak üzere üç farklı tetikleyici mekanizması kullanılmış ve ince cidarlı tüp eksenel dinamik yüklemeye maruz bırakılmıştır. Tetikleyici mekanizmalarının, özellikle maksimum tepki kuvvetini ciddi şekilde düşürdüğü sonucuna varılmıştır. Tetikleyici olarak kullanılan deliklere ait alan arttıkça, maksimum tepki kuvvetinde azalma görülmüştür. Şekil 1.10'da delik alanına bağlı olarak maksimum tepki kuvvetindeki değişim verilmiştir.



Yer değiştirme (mm)

Şekil 1.10 : Delik alanına bağlı olarak maksimum tepki kuvvetindeki değişim (Krauss ve Laananen, 1994).

Aynı zamanda ekstrüzyon ile üretilen alüminyum yapının belirli bir bölgesine ısıl işlem uygulayarak o bölge zayıflatılabilir ve katlanma bu bölgeden başlatılarak maksimum tepki kuvveti düşürülebilir (Peixinho, 2014).

1.2.5 Çarpışma analizi için kullanılan metotlar

Eksenel yük altındaki yapıların sonlu elemanlar analizleri, uygulanan yüke bağlı olarak sanki-statik ya da dinamik olarak gerçekleştirilebilir. Sanki-statik analizlerde uygulanan yük genelde 1-25 mm/s arasında olur ve analiz statik ya da statiğe çok yakın sonuçlar verir. Dinamik analizlerde ise uygulanan yük çok daha yüksek hızlarda olur. Sanki-statik analizler düşük hızlarda gerçekleştiği için şekil değiştirme hızı (strain rate) ve atalet etkileri (inertia) hesaba katılmaz ve bu nedenle gerçek çarpışma ortamı tam anlamıyla sağlanamaz. Sanki-statik analizler, genel olarak yapının deformasyon modunu gözlemleyebilmek amacıyla yapılır. Dinamik analizlerde ise uygulanan yük daha yüksek olduğundan, yapı çok kısa sürede çok yüksek plastik deformasyona uğrar

ve sanki-statik analize göre davranışı daha karmaşıktır. Ayrıca dinamik analizlerde uygulanan yük zamana göre değişim gösterir. Bu nedenle dinamik analizlerde bu yük değişiminin hesaplanması için açık zaman entegrasyon (explicit) yönteminin kullanılması gerekir.

Kapalı ve açık zaman entegrasyon yöntemleri, sayısal analizde kullanılan yaklaşımlardır. Kapalı zaman entegrasyon yöntemi, çözümün zamana bağlılığının önemli bir faktör olmadığı problemlerde kullanılırken, açık zaman entegrasyon yöntemi ise zamana bağlı ve yüksek deformasyonların olduğu problemlerin çözülmesinde kullanılır. Uygulanan yükün zamana bağlı olarak hızla değişmesi nedeniyle, çarpışma analizlerinde açık zaman entegrasyon yönteminin kullanılması, gerçek çarpışma ortamının oluşturulması açısından önemlidir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

İnce cidarlı tüpler, yüksek enerji emme kapasiteleri ve düşük maliyetleri nedeniyle karayolu taşıtlarında, trenlerde, uçaklarda ve gemilerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle dinamik yük altındaki ince cidarlı tüplerin deformasyon davranışlarının anlaşılması, kullanılacak malzeme ve geometri seçimi açısından son derece önemlidir. Yükleme koşulu, geometri ve malzeme seçimi, ince cidarlı tüplerin çarpışma performansını en çok etkileyen faktörlerdir.

Tez kapsamında, çeşitli kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüplerin çarpışma performansları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak araştırılmıştır. Tüpler dinamik eksenel yük altında; emilen toplam enerji, maksimum tepki kuvveti, ortalama kuvvet ve çarpışma kuvveti verimi açısından karşılaştırılmıştır. Ayrıca üretim sırasında oluşan kalınlık ve plastik sekil değişimlerinin çarpışma performansına etkisini gözlemleyebilmek için her bir geometriye sahip ince cidarlı tüp, plastik şekil verme uygulamalarından olan derin çekme yöntemi ile üretilmiş ve üretim geçmişi çarpışma analizi yapılacak modele aktarılarak çarpışma analizi tekrarlanmıştır. Bu sayede üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış modellerin çarpışma performansları karşılaştırılmıştır. Daha sonra yükleme sırasında oluşan maksimum tepki kuvvetini düşürmek ve daha kararlı bir deformasyon modu elde etmek için, çarpışma performansı bakımından en iyi sonucu veren kesit geometrisine sahip tüpe tetikleyici mekanizması eklenmiştir. Tetikleyici mekanizmasının tüp üzerindeki konumunun ve geometrisinin, çarpışma performansına önemli etkisi olduğundan optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon sonrası bulunan optimum tasarıma üretim geçmişi aktarılarak çarpışma analizi tekrarlanmıştır.

İnce cidarlı tüplerin tasarımında SolidWorks ve CATİA yazılımlarından, sonlu elemanlar analizinde ise HyperWorks 2017.2 paket programında bulunan, HyperMesh, HyperCrash, HyperForm, HyperStudy, HyperView, HyperGraph, HyperMorph ve RADIOSS yazılımlarından yararlanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken malzeme modeli, temas tanımları, sınır koşulları, punta kaynağı, ağ yapısı gibi sonuçlar üzerinde ciddi etkileri olan tanımlamaların doğru yapılması son derece kritiktir. Dinamik yük altındaki ince cidarlı tüplerin analizleri doğrusal olmayan, açık zaman entegrasyon sonlu elemanlar kodları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

2.1 İnce Cidarlı Tüplere Ait Geometrik Bilgiler

Tez kapsamında kütleleri eşit olacak şekilde kare, altıgen, sekizgen, silindir ve uzun çap/kısa çap oranları farklı üç tane elips olmak üzere toplam yedi adet ince cidarlı tüp tasarlanmıştır. Tüpler 200 mm uzunlukta olup 1,5 mm cidar kalınlığına sahiptir. Geometrik parametreler belirlenirken tüplerin eşit kütlede olması amaçlanmıştır. Tüpler alt ve üst olmak üzere iki parçadan oluşturulmuş ve punta kaynağı ile birleştirilmiştir. Parçaların birleştirilmesi için sağdan ve soldan on ikişer punta kaynağı kullanılmıştır.

Model 1, kare olarak tasarlanmış ve bir kenar uzunluğu 63 mm, uzunluğu 200 mm, cidar kalınlığı 1,5 mm'dir. Model 1'e ait geometrik bilgiler Şekil 2.1'de verilmiştir.



Punta kaynağı

Şekil 2.1 : Model 1'e ait geometrik bilgiler.

Model 2, altıgen olarak tasarlanmış ve bir kenar uzunluğu 42 mm, uzunluğu 200 mm, cidar kalınlığı 1,5 mm'dir. Model 2'ye ait geometrik bilgiler Şekil 2.2'de verilmiştir.



Punta kaynağı



Model 3, sekizgen olarak tasarlanmış ve bir kenar uzunluğu 31.5 mm, uzunluğu 200 mm, cidar kalınlığı 1,5 mm'dir. Model 3'e ait geometrik bilgiler Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 : Model 3'e ait geometrik bilgiler.

Model 4, silindir olarak tasarlanmış ve yarıçapı 40 mm, uzunluğu 200 mm, cidar kalınlığı 1,5 mm'dir. Model 4'e ait geometrik bilgiler Şekil 2.4'te verilmiştir.



Punta kaynağı

Şekil 2.4 : Model 4'e ait geometrik bilgiler.

Model 5, kısa yarı çapı (a) 37 mm, uzun yarı çapı (b) 43 mm olan elips olarak tasarlanmış ve uzunluğu 200 mm, cidar kalınlığı 1,5 mm'dir. Model 5'e ait geometrik bilgiler Şekil 2.5'te verilmiştir.



Şekil 2.5 : Model 5'e ait geometrik bilgiler.

Model 6, kısa yarı çapı (a) 33 mm, uzun yarı çapı (b) 46 mm olan elips olarak tasarlanmış ve uzunluğu 200 mm, cidar kalınlığı 1,5 mm'dir. Model 6'ya ait geometrik bilgiler Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6 : Model 6'ya ait geometrik bilgiler.

Model 7, kısa yarı çapı (a) 29 mm, uzun yarı çapı (b) 49 mm olan elips olarak tasarlanmış ve uzunluğu 200 mm, cidar kalınlığı 1,5 mm'dir. Model 7'ye ait geometrik bilgiler Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2.7 : Model 7'ye ait geometrik bilgiler.

2.2 Kullanılan Malzemeye Ait Bilgiler

Alüminyum alaşımları çeliğe nazaran daha hafif ve kolay şekillendirilebilme özelliklerinden dolayı enerji emici yapılarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Tez kapsamında Al6061-T6 alaşımı, ince cidarlı tüplerin malzemesi olarak kullanılmış ve elastisite modülü (*E*) 69 Gpa, yoğunluğu (ρ) 2.69 gr/cm³, poisson oranı (ν) 0,33 değerindedir.

2.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Eksenel ve dinamik yük altındaki ince cidarlı tüpler, çok kısa sürede çok büyük plastik deformasyona uğrarlar. Bu nedenle davranışları geleneksel yapılara göre çok daha karmaşıktır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak ince cidarlı tüplerin dinamik

analizleri gerçekleştirilebilir ve bu davranışlar gözlemlenebilir. Tez kapsamında yapılan çalışmalar sırasında izlenen yöntem Şekil 2.8'de verilmiştir.



Şekil 2.8 : Yapılan çalışmalar sırasında izlenen yöntem.

2.3.1 Zaman adımı

Dinamik yük altındaki ince cidarlı yapılar yüksek derecede doğrusal olmayan davranışlar gösterdikleri için açık zaman entegrasyon yönteminin kullanılması sonuçların doğruluğu için önemlidir. Açık zaman entegrasyon yönteminde, toplam analiz süresi, zaman adımları (time step) adı verilen çok daha küçük zaman aralıklarına bölünür. Denge denklemleri, çözülmüş ve bilinmeyenlerin değeri, t zamanındaki değerlerinin bilgisine dayanarak (t+ Δ t) olarak belirlenmektedir. Açık zaman entegrasyon yönteminde, zaman adımı, bir şok dalgasının (shockwave) aynı elemanda bulunan iki düğüm noktası (node) arasındaki en küçük mesafesi boyunca yayılması için gereken zamandır. Zaman adımı sıfır zamanında başlar ve kullanıcı tarafından tanımlanan son noktaya ulaşılana kadar devam eder. RADIOSS çözücüsünde zaman adımı, Denklem 2.1 ve Denklem 2.2'deki gibi hesaplanır (Altair Engineering, 2017).

$$\Delta t_e = \frac{l}{c} \tag{2.1}$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \tag{2.2}$$

Denklem 2.1 ve 2.2'de görüldüğü gibi, zaman adımı, hem malzemenin elastisite modülüne hem de yoğunluğuna bağlıdır. Malzemenin elastisite modülü (E) arttıkça zaman adımı küçülür, malzemenin yoğunluğu (ρ) artıkça zaman adımı büyür. Zaman adımı analiz süresini belirlediğinden dolayı küçük olması analizin daha uzun süreceği anlamına gelir. Ayrıca kullanılan elaman boyutu *l* değerini etkilediğinden, çok küçük eleman boyutu kullanıldığında zaman adımı küçülecek ve çözüm süresi uzayacaktır. Bazı durumlarda çalışma çok düşük zaman adımı nedeniyle sonlandırılabilir. Kararlı bir çözümü sağlamak için bir ortamdan gelen şok dalgası, her adımda birden fazla elemandan geçmemelidir.

2.3.2 Malzeme modeli

Malzemeye uygulanan gerilme, akma dayanımını aştığında veya malzeme özellikleri uygulanan yüklerle değiştiğinde, malzeme lineer olmayan davranış sergiler. Yani malzeme artık doğrusal bir şekilde davranmayacaktır. Özellikle dinamik analizlerde bu davranışın bilinmesi ve malzeme modelinin buna göre oluşturulması daha sağlıklı sonuçlar elde edebilmek için önemlidir.

Dinamik yük altındaki yapılarda, çok kısa sürede ciddi şekilde plastik deformasyon meydana geldiğinden dolayı yapıya ait malzeme yüksek oranda lineer olmayan davranış gösterir. Dinamik yüklerde atalet kuvvetlerinin ve şekil değiştirme hızının çarpışma performansına önemli bir etkisi vardır (Calladine ve English, 1984; Tam ve Calladine, 1991). Bu nedenle, dinamik analizlerde daha gerçekçi bir sonuç elde edebilmek için doğrusal olmayan ve şekil değiştirme hızına bağlı deformasyonu ve akma sınırından sonra oluşan pekleşmeyi hesaba katan malzeme modeli kullanılmalıdır. Johnson–Cook, Zerilli–Armstrong, Cowper-Symonds dinamik analizlerde en çok kullanılan malzeme modelleridir.

Tez kapsamında, izotropik elasto-plastik malzemeyi temsil eden Johnson-Cook malzeme modeli kullanılmıştır. Johnson-Cook malzeme modeli denklem 2.3'te verilmiştir (Johnson ve Cook, 1983).

$$\sigma = \left(A + B\varepsilon_p^{\ n}\right) \left(1 + Cln \frac{\dot{\varepsilon}_{pl}}{\dot{\varepsilon}_o}\right) \left(1 - \left(\frac{T - T_a}{T_m - T_a}\right)^m\right) \tag{2.3}$$

Denklem 2.3 incelendiğinde, üç bölümden oluştuğu görülmektedir. Birinci bölüm pekleşmeyi, ikinci bölüm şekil değiştirme hızını, üçüncü bölüm ise sıcaklık etkisini ifade etmektedir. σ akış gerilmesini, A malzemeye ait akma gerilmesini, B pekleşme

modülünü, ε_p plastik birim şekil değiştirme miktarını, n çekme testi ile bulunabilen pekleşme üstelini, C farklı şekil değiştirme hızı oranlarında dinamik testler ile elde edilebilen sabiti, $\dot{\varepsilon}_{pl}$ plastik birim şekil değiştirme hızını, $\dot{\varepsilon}_o$ referans şekil değiştirme hızını, T malzeme sıcaklığını, T_a testlerin yapıldığı ortamın sıcaklığını, T_m malzemenin erime sıcaklığını, m ise malzeme karakteristiği parametresini ifade etmektedir. İnce cidarlı tüplerin malzemesi olarak kullanılan AL6061-T6 alaşımının Johnson-Cook parametreleri Çizelge 2.1'de verilmiştir (Lesuer ve diğ. 2001).

Çizelge 2.1 : Al6061-T6 malzemesine ait Johnson-Cook parametreleri (Lesuer ve diğ. 2001).

A (MPa)	B (MPa)	n	С	m	$\dot{\varepsilon}_o (s^{-1})$
314	114	0,42	0,002	1,34	1

Doğrusal statik analizlerde kesitin hemen hemen sabit olduğu kabul edilir. Doğrusal olmayan dinamik analizlerde ise geometri kesiti, çok kısa sürede yüksek miktarda deformasyona uğradığından değişebileceği hesaba katılmalıdır. Bu nedenle çarpışma analizi yapılacak yapının sonlu elemanlar modeli oluşturulurken bu durumun göz önünde bulundurulması gerekir. Al6061 alaşımın farklı şekil değiştirme hızında elde edilmiş gerçek gerilme-birim şekil değiştirme grafiği Şekil 2.9'de verilmiştir (Tanlak, 2014). Al6061-T6 malzemesinin şekil değiştirme hızına duyarlılığı neredeyse yoktur.



Şekil 2.9 : Al6061-T6 malzemesinin farklı şekil değiştirme hızlarında gerçek gerilmebirim şekil değiştirme grafiği (Tanlak, 2014).

2.3.3 Temas tanımlanması

Sonlu elamanlar modeli oluşturulurken temas tanımının (contacts definition) düzgün yapılması, sonuçların doğruluğu için son derece kritiktir. HyperWorks kullanıcıya birçok temas tanımı seçeneği sunar. Kullanıcı, sonlu elemanlar modelini en iyi temsil eden temas tanımını seçmelidir.

Temas tanımı olarak, penaltı yöntemi kullanan ve dinamik analizlerde modeli en iyi temsil eden "*Nodes To Surface Contact*" kullanılmıştır. Katlanma sırasında ince cidarlı tüplerin yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı 0,2 alınmış ve Coulomb sürtünme kanunu kullanılmıştır. Temas tanımı sonrası, modelde penetrasyonların (penetrations) ve kesişimlerin (intersections) olup olmadığı kontrol edilmiştir. Çünkü penetrasyonların ve kesişimlerin olması çözüm sırasında belli bir yüzde ile hata olmasına veya analizin sonlandırılmasına neden olabilmektedir.

2.3.4 Ağ yapısının oluşturulması

İnce cidarlı tüpler, kalınlığı diğer iki boyutuna göre çok daha küçük olduğu için kabuk eleman (shell element) kullanılmıştır. Kabuk elemanlar, sabit kalınlıkta, üç veya dört düğüm noktasına sahip iki boyutlu düzlemsel elemanlardır. Kabuk elemanlar, üç öteleme, üç dönme olmak üzere toplam altı serbestlik derecesine sahiptir. RADIOSS çözücüsü, orta derecede kalın ve ince kabuklu elemanlar için geçerli olan ve enine kayma deformasyonunu içeren Mindlin-Reissner teorisini kullanımaktadır. Elemana ait kütle, düğüm noktalarına dağıtılır. Kabuk elamanlar membran, bükülme ve kayma deformasyonunu içerirken kalınlık boyunca normal gerilme sıfırdır. Tez kapsamında, ince cidarlı tüplerde 3x3 boyutunda, 4 düğüm noktasına sahip 2 boyutlu kabuk elemanlar, punta kaynaklarının oluşturulmasında ise bir boyutlu yay (spring) elemanlar kullanılmıştır. Ağ yapısının oluşturulmasında HyperMesh yazılımından yararlanılmıştır.

RADIOSS çözücüsü, hem indirgenmiş (reduce-integrated) hem de tam entegrasyon (fully-integrated) dört düğüm noktasına sahip kabuk elemanların oluşturulmasına olanak sağlar. Tam entegrasyon noktalı elemanların kullanılması çözüm süresini uzattığı için tez kapsamında indirgenmiş entegrasyon noktalı elemanlar kullanılmıştır. Fakat indirgenmiş entegrasyon noktalı elemanların kullanılması kum saati (hourglass) moduna neden olabilir. Kum saati modu, elemana ait düğüm noktalarında deformasyon oluşmasına rağmen tek entegrasyon noktasında gerilim ve birim şekil değiştirme oluşmaması nedeniyle ortaya çıkar ve fiziksel olarak hiçbir şey ifade etmez. Bu nedenle sonlu elemanlar modeli oluşturulurken elemanların kum saati moduna girmemesi, sonuçların doğruluğu için çok önemlidir. Kum saati modu, sıfır enerji modu olarak da ifade edilebilir. Şekil 2.10, tek entegrasyon noktasına sahip dört düğüm noktalı elamanda oluşan kum saati modunu göstermektedir (Altair Engineering, 2017). Tez kapsamında kum saati modunu engellemek için elemanlarda kalınlık boyunca beş entegrasyon nokta sayısı kullanılmıştır.



Şekil 2.10 : Tek entegrasyon noktalı kabuk eleman için kum saati modu (Altair Engineering, 2017).

2.3.5 Sınır şartlarının oluşturulması

İnce cidarlı tüpler bütün analizlerde 10 m/s ilk hız ile rijit bir plakaya çarptırılmıştır. Tüplerin sonuna rijit cisim tanımlanmış ve 250 kg'lık kütle verilmiştir. İnce cidarlı tüpler hızın verildiği eksen hariç diğer bütün serbestlik derecelerinde kısıtlanmıştır. Malzeme modeli, ağ yapısı, temas tanımı ve sınır şartları oluşturulmuş ve analize hazır model 4'e ait sonlu elamanlar modeli Şekil 2.11'de verilmiştir.



Şekil 2.11 : Analize hazır model 4'e ait sonlu elamanlar modeli.

2.4 Sonlu Elemanlar Modelinin Doğrulanması

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler, fiziki olarak gerçekleştirilen testlerle karşılaştırılarak doğrulanması yapılmalı ve gerçek çarpışma ortamının sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilmelidir. Sonlu elemanlar modelini doğrulamak için silindirik ince cidarlı tüpün sonlu elemanlar analizi, deneysel olarak yapılan çalışma ile karşılaştırılmıştır.

Zarei ve Kröger (2006), 180 mm uzunluğunda ve 40 mm çapa sahip ince cidarlı içi boş silindirik tüp üzerinde deneysel testler gerçekleştirmiştir. Tüp Al6060 alaşımdan üretilmiş ve %0,2 ofsette akma dayanımı 231 MPa, çekme dayanımı 254 MPa'dır. Tüpe, 104,5 kg kütleye sahip rijit cisim, 4,3 m/s hız ile çarptırılmıştır. Ağ yapısı olarak 3x3 mm boyutlarında kabuk elemanlar kullanılmıştır. Rijit cisim ile tüp arasında temas tanımlanmış ve sürtünme katsayısı 0,25 alınmıştır. Tüp, hızın verildiği hareket yönü hariç diğer serbestlik derecelerinden kısıtlanmıştır.

Yukarıda bahsedilen ince cidarlı tüpün fiziki şartlar ile aynı olacak şekilde ağ yapısı, sınır koşulları, temas ve malzeme modeli tanımlanmış ve sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ve deneysel çalışma sonrası elde edilen deformasyon şekli ve kuvvete karşı yer değiştirme grafiği Şekil 2.12'de verilmiştir.



Şekil 2.12 : Sonlu elemanlar modeli ile deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması a) deneysel çalışma sonrası deformasyon şekli (Zarei ve Kröger, 2006) b) Sonlu elemanlar analizi sonrası deformasyon şekli c) Kuvvet-yer değiştirme grafikleri.

Şekil 2.12'de görüldüğü gibi deneysel çalışma sonrası elde edilen deformasyon şekli ile sonlu elemanlar sonrası elde edilen deformasyon şekilleri arasında iyi bir uyum sağlanmıştır. Deneysel çalışmada ortalama kuvvet değeri 13,03 kN çıkmışken, sonlu elemanlar yöntemi ile % 15,27 düşüş ile 11,04 kN olmuştur. Sonlu elemanlar modeline

üretim geçmişinin aktarılmadığı düşünüldüğünde bu fark kabul edilebilecek seviyededir.

2.5 Şekillendirme Analizi ve Üretim Geçmişinin Aktarılması

İnce cidarlı tüpler hidroform, eksrüzyon derin çekme gibi sac metal şekillendirme yöntemleri ile üretilebilir. CAD modeli oluşturulduktan sonra çarpışma analizi yapılan tüpte kalınlığın tamamen homojen dağıldığı, plastik şekil değişimlerinin ve artık gerilmelerin olmadığı kabul edilir. Fakat gerçekte öyle değildir. Üretim sırasında tüplerde kalınlık değişimleri, plastik şekil değişimleri, artık gerilmeler oluşmakta ve tüplerin çarpışma performansı üzerinde önemli etkileri olabilmektedir. Tez kapsamında her bir geometriye sahip ince cidarlı tüp, plastik şekil verme uygulamalarından olan derin çekme yöntemi ile üretilmiş ve çarpışma analizleri tekrarlanmıştır. Üretim geçmişi aktarılmamış ve üretim geçmişi aktarılmış analiz sonuçları çarpışma performansları bakımından karşılaştırılmıştır.

2.5.1 Derin çekme analizi

Derin çekme yöntemi ile sac metalden ürün üretimi yaygın şekilde kullanılmakta ve uygulama alanları her geçen gün artmaktadır. Derin çekme ile çok karmaşık parçalar elde edilebilir. Derin çekme işlemi genel olarak, erkek kalıbın kuvvet ile boşluğa doğru hareket etmesi ve dişi kalıp ile sac tutucu arasında bulunan sac parçaya istenilen şekli vermesi olarak ifade edilebilir. Sac tutucunun görevi, işlem sırasında iş parçasının kuvvet uygulayarak akışını kontrol etmektir. Tutucu tarafından uygulanan kuvvet değeri, sac parçasının kalınlığına, malzemesine, geometrisine göre en ideal olacak şekilde belirlenmelidir. Kuvvetin yüksek olması sac parçada yırtılmalara, düşük olması ise kırışıklıklara neden olabilmektedir. Geleneksel derin çekme işlemi Şekil 2.13'te verilmiştir (Ramezani ve Ripin, 2012).



Şekil 2.13 : Derin çekme işlemi (Ramezani ve Ripin, 2012).

Tez kapsamında tüm modellerin derin çekme analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında HyperForm yazılımından yararlanılmıştır.

Erkek ve dişi kalıp rijit olarak tanımlanarak deformasyona uğramamaları sağlanmıştır. Dişi kalıp-sac parça, erkek kalıp-sac parça ve sac tutucu-sac parça arasına temas tanımı yapılmıştır. Başlangıçta 3x3 boyutlarında ve 4 düğüm noktasına sahip kabuk elemanlar kullanılmıştır. Ayrıca elamanlarda kalınlık boyunca beş entegrasyon nokta sayısı tanımlanmıştır. Daha doğru sonuç alabilmek amacıyla uyarlanabilen (adaptive) ağ yapısı kullanılarak analiz sırasında gerilimin yoğun olduğu bölgelerde daha küçük boyutlarda elemanlar oluşturulmasına izin verilmiştir. Derin çekme analizi sonrası elde edilen sac parça ile üretim geçmişinin aktarılacağı parçanın eleman boyutlarındaki farklılıktan dolayı üretim geçmişi aktarılırken sonucu etkilemeyecek düzeyde farklılıklar oluşmuştur. Sac parçaya, çarpışma analizinde kullanılan malzeme modeli tanımlanmıştır. Derin çekme analizine hazır, modele bağlı olarak 120-150 kN arasında alınmıştır. Derin çekme analizi sonrası ağ yapısında oluşan değişimler Şekil 2.15'te verilmiştir.



Şekil 2.14 : Derin çekme analizine hazır, model 2'ye ait sonlu elemanlar modeli.



Şekil 2.15 : Derin çekme analizi sonrası sac parçanın ağ yapısında oluşan değişimler.

2.5.2 Şekillendirme sınır diyagramı

Şekillendirme sınır diyagramı (ŞSD) kavramı, derin çekme işlemi sırasında sac parçanın şekillendirilebilme davranışını öngörebilmek için kullanılır. İlk olarak 1960'larda ileri sürülmüştür (Goodwin, 1968; Keeler, 1965). Tez kapsamında bütün modellere ait derin çekme analizlerinde ŞSD diyagramı dikkate alınmış ve sac parçanın güvenli bölgede kalması sağlanmıştır. Model 6'ya ait ŞSD diyagramı Şekil 2.16'da verilmiştir.



Şekil 2.16 : Model 6'ya ait ŞSD diyagramı.

2.5.3 Üretim geçmişinin aktarılması

Derin çekme analizinden sonra üretim sırasında oluşan kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri modellere aktarılarak analizler tekrarlanmıştır. Bu sayede üretim geçmişinin çarpışma performansı üzerinde etkili olup olmadığı ya da ne kadar etkili olduğu gözlemlenmiştir. Üretim geçmişi parçalara HyperCrash yazılımında bulunan "*result mapper*" seçeneği kullanılarak aktarılmıştır. Derin çekme analizi sonrası model 6'ya ait sac parçanın kalınlık değerleri 1,518-1,366 arasında değişmiştir. Fakat derin çekme analizi sonrası elde edilen şekillendirilmiş parça ile sonuçların aktarılacağı parçada bulunan elemanların boyutları arasındaki farktan dolayı üretim geçmişi aktarılırken ufak farklılıklar oluşmuştur. Bunun nedeni kullanılan elemanların homojen kalınlığa sahip olması gerekliliği ve derin çekme analizi sonrası 3 mm olarak alınan kare elemanın boyutlarının 0,5 mm düştüğü fakat üretim geçmişi aktarılacak parçada eleman boyutunun 3 mm olmasından dolayı dominant kalınlığın elemanlara aktarılması olarak ifade edilebilir. Model 6'ya üretim geçmişi aktarıldıktan sonra başlangıçta 1,5 mm olan kalınlık değeri, 1,517-1,381 arasında değişmiştir. Derin

çekme analizi sonrası oluşan kalınlık ve plastik birim şekil değişimlerinin, analizi yapılacak modele aktarılmasında izlenen yöntem Şekil 2.17'de verilmiştir.



Şekil 2.17 : Üretim geçmişinin aktarılmasında izlenen yöntem.

2.6 Tetikleyici Mekanizması

Enerji emilim amacıyla kullanılan ince cidarlı tüplerde, ilk tepki kuvveti düşük olmalıdır. Kuvvetin yüksek olması yolcu ve yolcu bölmelerine iletilecek kuvvetin de yüksek olmasına neden olur ve bu durum yolcuların kaza anındaki güvenliği için risk oluşturur. Üretim geçmişi aktarıldıktan sonra çarpışma performansı en iyi olan model 6'ya, başlangıçta oluşan maksimum tepki kuvvetinin düşürülmesi ve daha kararlı bir deformasyon modu elde etmek amacıyla tetikleyici mekanizması eklenmiştir. Eklenen tetikleyici mekanizmasına ait teknik resim bilgileri Şekil 2.18'de verilmiştir.



Şekil 2.18 : Eklenen tetikleyici mekanizmasına ait teknik resim bilgileri.

Tetikleyici mekanizması eklenmiş ve analize hazır model 6'ya ait sonlu elemanlar modeli Şekil 2.19'da verilmiştir. Geometriyi daha iyi temsil etmesi amacıyla tetikleyici mekanizmasına daha küçük boyutlarda eleman atanmıştır.



Şekil 2.19 : Tetikleyici mekanizması eklenmiş ve analize hazır model 6'ya ait sonlu elemanlar modeli.

2.7 Optimizasyon Çalışması

Dinamik yük altındaki ince cidarlı tüpler, yüksek lineer olmayan davranış gösterir. Bu nedenle deneme-yanılma yöntemi ile optimum tasarımın elde edilmesi çok fazla zaman kaybına neden olur. Bilgisayar teknolojisi ve sonlu elemanlar yönteminin geliştirilmesiyle beraber yüksek lineer olmayan problemler, yeni nesil optimizasyon yöntemleri ile çözülebilmektedir.

Maksimum tepki kuvvetini düşürmek için model 6'ya eklenen tetikleyici mekanizmasının çarpışma performansına önemli etkisi olmuştur. Maksimum tepki kuvvetinde düşüş sağlanmasına rağmen emilen toplam enerji miktarı olumsuz etkilenmiştir. İlk katlanma bölgesi tetikleyici mekanizmasının bulunduğu yerde oluşmuştur. Tetikleyici mekanizmasının tüp üzerindeki konumu ilk katlanma bölgesini, geometrik şekli ise katlanma biçimini etkiler. İlk katlanma yeri ve şekli, tüpün sonraki deformasyon modu üzerinde etkilidir. Bu nedenle tetikleyici mekanizmasının tüp üzerindeki konumu ve geometrik şekli tüpün çarpışma performansını tamamen değiştirebilir.

Tetikleyici mekanizmasının konumu ve geometrik şekli, tüpün çarpışma performansı üzerinde yüksek lineer olmayan davranışa neden olduğundan optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon çalışmasında, HyperWorks 2017.2 paket programında bulunan HyperMorph ve HyperStudy yazılımlarından yararlanılmıştır. Tez kapsamında optimizasyon yöntemi olarak, HyperStudy yazılımında bulunan ve Altair firmasının geliştirdiği Küresel Yanıt Yüzey Yöntemi (Global Response Surface Method) kullanılmıştır.

2.7.1 Kullanılan optimizasyon yöntemi

Küresel Yanıt Yüzey Yöntemi (KYYY), yanıt yüzey tabanlı bir optimizasyon yöntemidir. Her iterasyon sırasında yanıt yüzey tabanlı optimizasyon, birkaç tasarım oluşturur. Yerel arama yeteneği ve küresel arama yeteneği konusunda iyi bir denge sağlamak için ek tasarımlar üretilir ve yeni oluşturulan tasarımlarla yanıt yüzeyine uyarlanır. Küresel Yanıt Yüzey Yöntemi, tek veya çok amaçlı (multi-objective) optimizasyon problemlerine olanak tanır. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde, kısıtlar ve değişken sınırları da dikkate alınarak birden fazla amaç fonksiyonu birlikte çözülür. Örneğin bir enerji emicinin ağırlığının minimize edilmesi istenilebilir ve aynı zamanda emilen toplam enerji ve ortalama kuvvetin maksimize edilmesi istenilebilir.

Bu tür optimizasyon uygulamaları çok amaçlı tasarım optimizasyon problemi olarak adlandırılır. Tez kapsamında emilen toplam enerji miktarı ve maksimum tepki kuvveti amaç fonksiyonları olarak alınmıştır. Ayrıca optimizasyon kısıtı olarak, emilen enerji miktarının 7400 J'den yüksek, maksimum tepki kuvvetinin ise 65 Kn'den düşük olması istenmiştir. KYYY'ye ait akış diyagramı Şekil 2.20'de verilmiştir.



Şekil 2.20 : KYYY'ye ait akış diyagramı.

2.7.2 Tasarım değişkenleri

Tasarım değişkeni olarak tetikleyici mekanizmasının ince cidarlı tüp üzerindeki konumu (x_1) ve yarıçapı (x_2) alınmıştır. Başlangıçta x_1 değeri 18 mm ve x_2 değeri 4 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Optimizasyon çalışmasında, x_1 değerinin üst sınırı 23 mm, alt sınırı ise 13 mm, x_2 değerinin üst sınırı 5 mm, alt sınır ise 3 mm olacak

şekilde tasarım değişkenleri tanımlanmıştır. Tasarım değişkenlerinin model 6 üzerindeki teknik resim bilgileri Şekil 2.21'de verilmiştir.



Şekil 2.21 : Tasarım değişkenlerinin teknik resim bilgileri.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1 Derin Çekme Analizi Sonrası Verilerin Parçalara Aktarılması

Daha önceden de bahsedildiği gibi tezin amaçlarından biri de üretim geçmişinin tüplerin çarpışma performansı üzerine etkisinin araştırılmasıydı. Bu sebeple kesit geometrileri farklı olacak şekilde tasarlanmış olan 7 modelin, derin çekme analizleri HyperForm yazılımında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Derin çekme analizi sonrası modellere ait bazı elemanlarda incelmeler bazı elemanlarda ise kalınlaşmalar olmuştur. İnce cidarlı tüplerde derin çekme analizi sonrası oluşan kalınlık değişimleri ve plastik birim şekil değişimleri, HyperCrash yazılından bulunan "*result mapper*" seçeneği kullanılarak parçalara aktarılmıştır.

Derin Çekme analizi sonrasında model 1'e ait kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve incelmeler Şekil 3.1'de verilmiştir. Başlangıçta 1,5 olan kalınlık değeri, 1,518-1,24 mm arasında değişmiştir. Diğer geometrilere göre daha keskin köşelere sahip model 1, en fazla incelmenin ve plastik birim şekil değişimlerinin olduğu modeldir.



Şekil 3.1 : Derin çekme analizi sonrası model 1'de oluşan a) kalınlık değişimleri b) plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.

Derin çekme analizi sonrasında model 2'ye ait kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve incelmeler Şekil 3.2'de verilmiştir. Başlangıçta 1,5 mm olan kalınlık değeri, 1,523-1,402 mm arasında değişmiştir.



Şekil 3.2 : Derin çekme analizi sonrası model 2'de oluşan a) kalınlık değişimleri b) plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.

Derin çekme analizi sonrasında model 3'e ait kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve incelmeler Şekil 3.3'te verilmiştir. Başlangıçta 1,5 mm olan kalınlık değeri, 1,524-1,423 mm arasında değişmiştir.



Şekil 3.3 : Derin çekme analizi sonrası model 3'te oluşan a) kalınlık değişimleri b) plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.

Derin çekme analizi sonrasında model 4'e ait kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve incelmeler Şekil 3.4'te verilmiştir. Başlangıçta 1,5 mm olan kalınlık değeri, 1,517-1,351 mm arasında değişmiştir.



Şekil 3.4 : Derin çekme analizi sonrası model 4'te oluşan a) kalınlık değişimleri b) plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.

Derin çekme analizi sonrasında model 5'e ait kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve incelmeler Şekil 3.5'te verilmiştir. Başlangıçta 1,5 mm olan kalınlık değeri, 1,516-1,349 mm arasında değişmiştir.



Şekil 3.5 : Derin çekme analizi sonrası model 5'te oluşan a) kalınlık değişimleri b) plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.

Derin çekme analizi sonrasında model 6'ya ait kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve incelmeler Şekil 3.6'da verilmiştir. Başlangıçta 1,5 mm olan kalınlık değeri, 1,517-1,381 mm arasında değişmiştir.



Şekil 3.6 : Derin çekme analizi sonrası model 6'da oluşan a) kalınlık değişimleri b) plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.

Derin çekme analizi sonrasında model 7'ye ait kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve incelmeler Şekil 3.7'de verilmiştir. Başlangıçta 1,5 mm olan kalınlık değeri, 1,524-1,353 mm arasında değişmiştir.



Şekil 3.7 : Derin çekme analizi sonrası model 7'de oluşan a) kalınlık değişimleri b) plastik birim şekil değişimleri c) incelmeler.

3.2 Üretim Geçmişi Aktarılmış ve Aktarılmamış Tüplerin Çarpışma Analizleri

Derin çekme analizinden sonra şekil verilmiş parçaların üretim geçmişleri, ilgili modellere ait parçalara aktarılarak analizler tekrarlanmış ve üretim geçmişi aktarılmamış modeller ile karşılaştırılmıştır. Üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış modellerin deformasyon şekillerinin farklı olduğu ve bu nedenle çarpışma performansları arasında da farklar oluştuğu gözlemlenmiştir. Üretim geçmişinin çarpışma analizi yapılacak parçalara aktarılmasıyla modellerin emilen toplam enerji miktarı, maksimum tepki kuvveti, ortalama kuvvet ve çarpışma kuvveti verimi değerlerinde artış veya düşüş meydana gelmiştir. Silindir ve elips modellerinde üretim geçmişinin çarpışma performansına etkisi diğer modellere göre sınırlı kalmıştır.

Model 1'e ait üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.8'de verilmiştir. İlk katlanmaların başladığı t= 4 ms zamanında deformasyon şekillerinin farklı olduğu ve analiz sonuna kadar farklı gittiği görülmektedir. Üretim geçmişinin aktarıldığı tüp, enerji emilim açısından daha iyi deformasyon moduna sahiptir.



Şekil 3.8 : Model 1'e ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.

Model 2'ye ait üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.9'da verilmiştir. Üretim geçmişinin

aktarılmadığı tüpün daha kararlı bir deformasyon moduna sahip olduğu ve oluşan katlanma sayısının daha fazla olduğu görünmektedir.



Şekil 3.9 : Model 2'ye ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.

Model 3'e ait üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.10'da verilmiştir. Üretim geçmişinin aktarılmadığı tüpte ilk katlanma çarpma yönünde, üretim geçmişinin aktarıldığı tüpte ise kütlenin verildiği yerden başlamıştır. Analiz süresince deformasyon şekilleri birbirinden çok farklıdır. Üretim geçmişinin çarpışma performansına etkisinin en fazla olduğu modeldir.



Şekil 3.10 : Model 3'e ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.

Model 4'e ait üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.11'de verilmiştir. İlk deformasyon modları benzerken, t =12 ms'de ve sonrasında üretim geçmişi aktarılmamış parçada kütlenin verildiği bölgede katlanma oluşmuştur. Üretim geçmişi aktarılmış parça daha kararlı deformasyon moduna sahiptir.



Şekil 3.11 : Model 4'e ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.

Model 5'e ait üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.12'de verilmiştir. Deformasyon şekilleri benzerdir.



Şekil 3.12 : Model 5'e ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.

Model 6'ya ait üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.13'te verilmiştir. Deformasyon şekilleri benzerdir. Üretim geçmişinin en az etki ettiği modeldir.



Şekil 3.13 : Model 6'ya ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.

Model 7'ye ait üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.14'te verilmiştir. Diğer elips modellerine göre (model 5 ve model 6) üretim geçmişi deformasyon şekli üzerinde daha fazla etkili olmuştur.



Şekil 3.14 : Model 7'ye ait deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.

Üretim geçmişinin parçalara aktarılmasıyla deformasyon şekilleri değişmiştir. Bu durum modellerin çarpışma performansının da değişmesine neden olmuştur. Üretim geçmişi aktarılmış ve aktarılmamış model 1'e ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'da verilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış modelde maksimum tepki kuvveti 109,4 kN, emilen toplam enerji 4605,4 J iken üretim geçmişi aktarılmış modelde maksimum tepki kuvveti 88,6 kN, emilen enerji miktarı ise 5187,7 J olmuştur.



Şekil 3.15 : Model 1'e ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.16 : Model 1'e ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Üretim geçmişi aktarılmış ve aktarılmamış model 2'ye ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de verilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış modelde maksimum tepki kuvveti 122,3 kN, emilen toplam enerji 6663,4 J iken üretim geçmişi aktarılmış modelde maksimum tepki kuvveti 123,3 kN, emilen enerji miktarı ise 6319,1 J olmuştur.



Şekil 3.17 : Model 2'ye ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.18 : Model 2'ye ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Üretim geçmişi aktarılmış ve aktarılmamış model 3'e ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.19 ve Şekil 3.20'de verilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış modelde maksimum tepki kuvveti 136,5 kN, emilen toplam enerji 6380,4 J iken üretim geçmişi aktarılmış modelde maksimum tepki kuvveti 138,5 kN, emilen enerji miktarı ise 5182,3 J olmuştur.



Şekil 3.19 : Model 3'e ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.20 : Model 3'e ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Üretim geçmişi aktarılmış ve aktarılmamış model 4'e ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.21 ve Şekil 3.22'de verilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış modelde maksimum tepki kuvveti 116,9 kN, emilen toplam enerji 7349,3 J iken üretim geçmişi aktarılmış modelde maksimum tepki kuvveti 116,6 kN, emilen enerji miktarı ise 7650,6 J olmuştur.



Şekil 3.21 : Model 4'e ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.22 : Model 4'e ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Üretim geçmişi aktarılmış ve aktarılmamış model 5'e ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.23 ve Şekil 3.24'te verilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış modelde maksimum tepki kuvveti 114,4 kN, emilen toplam enerji 7732,9 J iken üretim geçmişi aktarılmış modelde maksimum tepki kuvveti 109,9 kN, emilen enerji miktarı ise 7520,2 J olmuştur.



Şekil 3.23 : Model 5'e ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.24 : Model 5'e ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.
Üretim geçmişi aktarılmış ve aktarılmamış model 6'ya ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.25 ve Şekil 3.26'da verilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış modelde maksimum tepki kuvveti 106,4 kN, emilen toplam enerji 7957,5 J iken üretim geçmişi aktarılmış modelde maksimum tepki kuvveti 114,1 kN, emilen enerji miktarı ise 7924 J olmuştur.



Şekil 3.25 : Model 6'ya ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.26 : Model 6'ya ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Üretim geçmişi aktarılmış ve aktarılmamış model 7'ye ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.27 ve Şekil 3.28'de verilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış modelde maksimum tepki kuvveti 106,5 kN, emilen toplam enerji 6979,4 J iken üretim geçmişi aktarılmış modelde maksimum tepki kuvveti 105,9 kN, emilen enerji miktarı ise 7139,7 J olmuştur.





Şekil 3.28 : Model 7'ye ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Modellerin üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış analiz sonuçları Çizelge 3.1'de verilmiştir. Modeller, emilen enerji (EE), maksimum tepki kuvveti (MTK), ortalama kuvvet (OK), çarpışma kuvveti verimi (ÇKV) bakımından karşılaştırılmıştır.

Çizelge 3.1 : Modellerin üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış çarpışma analizi sonuçları.

Model	Üretim Geçmişi Aktarılmamış			Üretim Geçmişi Aktarılmış				
No	EE (J)	MTK (kN)	OK (kN)	ÇKV	EE (J)	MTK (kN)	OK (kN)	ÇKV
Model 1	4605,4	109,4	29,7	0,271	5187,7	88,6	33,7	0,380
Model 2	6663,4	122,3	43,2	0,353	6319,1	123,3	41	0,332
Model 3	6380,4	136,5	41,4	0,303	5182,3	138,5	33,7	0,243
Model 4	7349,3	116,9	47,7	0,408	7650,6	116,6	49,8	0,426
Model 5	7732,9	114,4	50,2	0,438	7520,2	109,9	48,8	0,444
Model 6	7957,5	106,4	51,7	0,486	7924	114,1	51,4	0,451
Model 7	6979,4	106,5	45,3	0,425	7139,7	105,9	46,4	0,438

Üretim geçmişi aktarıldıktan sonra model 2, model 3, model 5 ve model 6'nın emilen enerji miktarında düşüş, diğer modellerde ise artış meydana gelmiştir. Silindir (model 4) ve elips (model 5, model 6, model 7) olarak tasarlanan modellerde üretim geçmişinin etkisi diğer modellere göre daha az olduğu görülmektedir. Üretim geçmişinin aktarılması ile emilen enerji miktarına en fazla etki % 18,78 düşüş ile model 3'te, en az etki ise % 0,42 ile model 6'da gerçekleşmiştir. Üretim geçmişinin aktarılmasıyla model 1, model 4, model 5 ve model 7'de maksimum tepki kuvvetinde düşüş, diğer modellerde ise artış meydana gelmiştir.

Üretim geçmişinin aktarılmasıyla maksimum tepki kuvveti miktarına en fazla etki %19,01 ile model 1' de, en az etki ise % 0,26 ile model 4'te gerçekleşmiştir. Model 1'de üretim geçmişinin aktarıldıktan sonra maksimum tepki kuvvetindeki %19,01 düşüşün sebebi, derin çekme analizi sonrası sac parçada oluşan incelmelerden kaynaklandığı söylenebilir. Maksimum tepki kuvveti tetikleyici mekanizması kullanılmamışsa genelde ilk katlanma sırasında oluşur. Sac parçada oluşan incelmeler nedeniyle model 1'de ilk katlanma daha kolay gerçekleştiğinden daha düşük maksimum tepki kuvveti oluşmuştur. Üretim geçmişinin aktarılması, model 1 ve model 6 hariç diğer modellerin maksimum tepki kuvveti değerine etkisi sınırlı kalmıştır.

Çarpışma kuvveti verimi, hem emilen enerji miktarının hem de maksimum tepki kuvvetine bağlı olduğundan tüplerin çarpışma performansları değerlendirilirken dikkate alınması gereken en önemli parametredir. Hem üretim geçmişi aktarılmadan

hem de üretim geçmişi aktarıldıktan sonra ÇKV bakımından model 6'nın en iyi olduğu görülmektedir.

3.3 Enerji Dengesi

Sonlu elemanlar modelinin doğruluğu açısından analiz sonrasında enerji dengesinin sağlanıp sağlanmadığının kontrol edilmesi önemlidir. Enerji dengesinin sağlanmaması, sonlu elemanlar modelinin doğru oluşturulmadığı anlamına gelir. Bu durum verilen temas tanımı, ağ yapısı oluşturulurken modellere ait elemanların düzgün atanmaması, tanımlanan sınır şartları ve malzeme modelinden kaynaklanabilir.

İyi bir enerji dengesinin sağlanması için toplam enerji miktarının analiz boyunca sabit olması ve kinetik enerji, emilen enerji, temas enerjisi ve kum saati enerjisinin toplamına eşit olmalıdır. Ayrıca kum saati enerjisinin olmaması veya ihmal edilebilecek miktarda oluşması analizin doğruluğu açısından önemlidir. Bütün modellere ait enerji dengesi kontrol edilerek, olası bir hata olup olmadığı kontrol edilmiştir. Üretim geçmişi aktarılmamış model 6'ya ait enerji dengesi grafiği Şekil 3.29'da verilmiştir.



Şekil 3.29 : Model 6'ya ait enerji dengesi.

10 m/s hıza sahip ve 250 kg kütle eklenmiş ince cidarlı tüpün başlangıçta sahip olduğu kinetik enerji 12500 J'dir. Tüpün rijit plakaya çarpmasıyla sahip olduğu kinetik enerji düşmeye başlamıştır. Kinetik enerjideki kayıp ile emilen enerji miktarı birbirine eşit veya çok yakın olmalıdır. Analiz sonunda tüpün sahip olduğu kinetik enerji 4446,03 J'ye düşmüş, emilen enerji miktarı ise 7957,5 J olmuştur. Başlangıçta toplam enerji miktarı tüpün sahip olduğu kinetik enerjiye eşittir. Analiz sonunda ise 12403,5 J'ye

düşmüştür. Temas enerjisi başlangıçta sıfır, analiz sonunda ise 46,23 J'ye çıkmıştır. Toplam enerji miktarında %0,77 kayıp olmuş ve bunun %0,37 J'si temas enerjisine (contact energy) dönüşmüştür. Geri kalan kayıp enerji punta kaynakları tarafından emilen enerji, ısı enerji vb. yollarla emilmiştir. Kum saati enerjisi analiz boyunca sıfırdır.

3.4 Tetikleyici Mekanizmasının Çarpışma Performansına Etkisi

Modellere ait çarpışma analizleri yapıldıktan sonra çarpışma performansı bakımından en iyi sonucu veren model 6'ya tetikleyici mekanizması eklenmiştir. Tetikleyici mekanizması eklenerek başlangıçta oluşan maksimum tepki kuvvetinde düşüş meydana gelmiştir. Şekil 3.30, tetikleyici mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş model 6'da deformasyon şeklinin zamanla değişimini göstermektedir. Tetikleyici mekanizması eklenmiş tüpte, ilk katlanmanın tetikleyici mekanizmasının olduğu bölgeden başladığı görülmektedir.



Şekil 3.30 : Tetikleyici mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş model 6'da deformasyon şeklinin zamanla değişimi a) t=1,2 ms b t=5 ms c t=12 ms d t=20 ms.

Tetikleyici mekanizması eklenerek ilk başta oluşan 106,4 kN maksimum tepki kuvveti 68,66 kN'ye, emilen enerji miktarı da 7957,5 J'den 7166,66 J'ye düşmüştür.

Tetikleyici mekanizması eklenmemiş modelde maksimum tepki kuvveti ilk katlanma sırasında oluşmuşken, tetikleyici mekanizması eklenmiş modelde maksimum tepki kuvveti üçüncü katlanma sırasında oluşmuştur. Tetikleyici mekanizması eklenerek maksimum tepki kuvvetinde %35,47, emilen enerji miktarında ise %9,94 düşüş meydana gelmiştir. Model 6'ya ait tetikleyici mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.31 ve Şekil 3.32'te verilmiştir. Tetikleyici mekanizmasının eklenmesiyle ezilme miktarı 154,43 mm'den 156,91 mm'ye çıkmıştır.



Şekil 3.31 : Model 6'ya ait tetikleyici mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş ince cidarlı tüplerin kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.32 : Model 6'ya ait tetikleyici mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş ince cidarlı tüplerin emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

3.5 Optimizasyon Çalışması Sonrası Elde Edilen Bulgular

Model 6'ya eklenen tetikleyici mekanizmasıyla maksimum tepki kuvvetinde %35,47 düşüş sağlanmıştır. Fakat emilen enerji miktarında ki %9,94 düşüş istenilmeyen durumdur. Dinamik analizlerde geometrinin yüksek lineer olmayan davranışı nedeniyle tetikleyici mekanizmasında yapılan en ufak bir değişiklik, tüpün çarpışma performansını yüksek miktarda etkileyebilmektedir. Bu nedenle en iyi çarpışma performansı elde edebilmek amacıyla tetikleyici mekanizmasının tüp üzerindeki konumu (x₁) ve yarıçapı (x₂) optimizasyon çalışması yapılarak bulunmuştur. Tetikleyici mekanizmasının üst sınır, başlangıç ve alt sınır değerlerinde tüp üzerindeki görünümleri Şekil 3.33'te, tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınır değerleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.33 : Tetikleyici mekanizmasının a) üst sınır değerlerinde b) başlangıç değerlerinde c) alt sınır değerlerinde tüp üzerindeki görünümü.

Çizelge 3.2 : Tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırları.

Tasarım Değişkenleri	Başlangıç değeri (mm)	Üst Sınır (mm)	Alt Sınır (mm)
X1	18	23	13
X ₂	4	5	3

Optimizasyon yöntemi olarak KYYY (küresel yüzey yanıt yöntemi) kullanılmıştır. KYYY yüksek lineer olmayan ve çok amaçlı optimizasyon problemleri için uygundur. Optimizasyon çalışmasında, maksimum tepki kuvvetinin minimum, emilen enerji miktarının ise maksimum olması amaçlanmıştır. Ayrıca emilen enerjinin 7300 J'den yüksek, maksimum tepki kuvvetinin ise 65 kN'den düşük olması istenmiştir. İterasyon sayısı 50 alınmıştır. Optimizasyon çalışması 24 çekirdek ve 96 GB RAM'e sahip iş istasyonunda yapılmış ve toplam 139 saat sürmüştür. Tasarım değişkenlerinin optimizasyon çalışması sırasında aldığı değerler Şekil 3.34 ve Şekil 3.35'te, optimizasyon çalışması sonrası elde edilen bulgular Çizelge 3.3'te, optimizasyon sonrası bulunan sonuçların başlangıç tasarımına göre yüzde değişimleri ise Çizelge 3.4'te verilmiştir. Birinci iterasyonda, x_1 ve x_2 tasarım değişkenleri başlangıç değerlerinde alınmıştır.



Şekil 3.34 : x1 tasarım değişkeninin optimizasyon çalışması sırasında aldığı değerler.



Şekil 3.35 : x₂ tasarım değişkeninin optimizasyon çalışması sırasında aldığı değerler.

$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
18 13,246 3,4742 6702,16 74,8355 42,1798 0,56365 158,895 19 19,082 4,2382 7220,17 65,3214 46,0556 0,70506 156,771 20 19,770 4,3528 7181,40 65,5377 45,7145 0,69753 157,092 21 20,446 4,9942 7323,79 72,4242 46,7711 0,64579 156,588
19 19,082 4,2382 7220,17 63,3214 46,0336 0,70306 136,771 20 19,770 4,3528 7181,40 65,5377 45,7145 0,69753 157,092 21 20,446 4,9942 7323,79 72,4242 46,7711 0,64579 156,588
20 19,770 4,5528 7181,40 65,5577 45,7145 0,69755 157,092 21 20,446 4,9942 7323,79 72,4242 46,7711 0,64579 156,588 20 16,200 4,9174 502,514 55,257 43,7145 0,64579 156,588
21 20,440 4,9942 7323,79 72,4242 40,7711 0,04379 130,388
157 16 200 A 017A 6006 AA 65 0277 A2 7005 0 6657A 157 100
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
25 19,040 4,214 /191,10 05,7128 45,8178 0,09724 150,951 24 18,241 2,2052 741170 65,2072 47,5769 0,70750 155,784
24 18,341 3,3053 /411,70 05,3973 47,5708 0,72750 155,784 25 19,422 2,2101 7452,69 64,6979 47,9450 0,72064 155,764
25 18,455 5,5121 7452,08 04,0878 47,8459 0,75904 155,704
20 15,095 4,5085 7590,54 $62,9576$ 46,4288 0,58592 150,750 27 10,120 2,4225 7476.04 67,0657 48,1785 0,70886 155,102
27 19,159 5,4555 7470,94 07,9057 46,1765 0,70880 155,192 28 22,222 4,4707 7204,57 64,2202 46,2557 0,72060 157,261
26 $22,325$ $4,4797$ $7294,57$ $04,5292$ $40,5557$ $0,72000$ $157,50120$ $14,471$ $2,445$ 6778 07 $74,5017$ $42,7258$ $0,57262$ $158,604$
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
50 25 $4,0880$ $7074,50$ $07,9905$ $44,7922$ $0,05880$ $157,95721$ $17,267$ $4,2786$ 7070.04 60.0128 $45,1877$ 0.64624 $156,650$
51 17,507 4,2780 7079,04 09,9128 45,1877 0,04054 150,059 22 12,020 2,8822 7107.07 72,6122 45,7512 0,62152 157,228
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
24 21 100 2 2241 7228 75 71 0225 46 0160 0 66058 156 207
54 $21,109$ $5,5541$ $7526,75$ $71,0255$ $40,9109$ $0,00056$ $150,20725$ $10,276$ 5 $7224,27$ $64,5708$ $45,0127$ $0,71006$ $157,247$
35 19,570 5 7224,57 04,5798 45,9157 0,71090 157,547 36 23 5 7105 20 70 8450 44 0850 0.63407 157 048
30 25 5 7103,29 70,8439 44,9830 0,03497 137,948 37 23 4,2827 7131,55 60,6500 45,2010 0,65010 157,457
38 22 404 4 287 7012 98 64 0703 44 5042 0 60452 157 580
30 18 011 3 6570 7251 40 66 7446 46 3114 0 60386 156 581
39 16,011 3,0379 7231,49 00,7440 40,3114 0,09380 150,381 40 15,601 3,0450 7207,77 70,1071 46,0172 0,65554 156,632
40 15,051 5,0455 7207,77 70,1971 40,0172 0,05554 150,052 41 15,653 3,7361 7466,70 71,6177 48,0043 0,67029 155,542
<i>A</i> 2 18 768 3 326 7300 36 66 9567 <i>A</i> 6 8007 0 60807 156 180
42 18,768 5,520 7509,50 00,9507 40,8007 0,09897 150,180 43 18,181 3,4623 7302,90 65,6708 46,7269 0,71153 156,289
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$
45 17 083 4 5731 7089 89 72 7093 A5 7068 0 67652 156 521
46 21435 39363 748524 674333 480122 0.02052 150,521
47 13 040 3 1025 6746 57 71 1890 42 6108 0 59856 158 330
48 22 520 4 5359 6843 09 66 3674 43 3163 0 65267 157 980
49 13 004 5 7669 19 80 2769 48 7641 0 60745 157 271
50 13.056 5 7676.28 79.7359 48.8056 0.61209 157.283

Çizelge 3.3 : Optimizasyon çalışması sonrası elde edilen bulgular.

İterasyon	x ₁ (mm)	x ₂ (mm)	EE (%)	MTK (%)	OK (%)	ÇKV (%)	YD (%)
1	18	4	-	-	-	-	-
2	22,92	4,872	-0,945	1,701	-1,511	-3,159	0,574
3	22,872	3,1952	1,581	-0,286	2,098	2,390	-0,505
4	13,992	4,9872	3,795	29,210	3,700	-19,742	0,092
5	20,236	3,7961	-0,514	-2,763	-0,265	2,569	-0,249
6	13,784	3,0544	1,915	-2,337	1,840	4,277	0,074
7	16,808	3	3,430	2,812	4,057	1,212	-0,602
8	18,376	4,8016	-0,067	0,089	-0,277	-0,368	0,210
9	13,848	3,9568	-6,776	7,215	-8,102	-14,286	1,444
10	19,950	3	2,139	-0,949	2,730	3.713	-0,575
11	19,934	3,5974	0,916	-2,021	1,163	3,249	-0,245
12	19.815	4.3657	1.394	-4,704	1.296	6.296	0.096
13	20,049	4,4079	1,263	-0,278	1,480	1,763	-0,213
14	22,862	4,0598	-0,934	8,428	-0,996	-8,691	0,062
15	15.582	4.4118	1.332	-1.743	1.242	3.038	0.089
16	15.806	3.5702	7,434	5,499	8.350	2.703	-0.845
17	19.650	4.3747	1,969	-2.439	2.169	4.722	-0.195
18	13.246	3.4742	-6.481	8.989	-7.649	-15.267	1.265
19	19.082	4.2382	0.747	-4.867	0.837	5.995	-0.089
20	19,770	4.3528	0.206	-4.552	0.090	4.863	0.116
21	20.446	4.9942	2.193	5.477	2.403	-2.915	-0.205
22	16 398	4 9174	-5.026	-5.280	-5.200	0.084	0.184
23	19,046	4 214	0 342	-4 297	0.316	4 820	0.026
23	18 341	3 3053	3 4 1 9	-4 757	4 167	9 369	-0.718
25	18 433	3 3121	3 991	-5 790	4 756	11 194	-0.730
26	13 893	4 5885	5 915	20 789	6.033	-12 216	-0.111
20	19 139	3 4335	4 330	-1.016	5 485	6 567	-1.095
28	22 323	4 4797	1,330	-6 312	1 494	8 332	0.287
29	14 471	3 445	-5 422	8 503	-6 432	-13 765	1 080
30	23	4 6886	-1 288	-0.980	-1 930	-0.959	0.655
31	17 367	4 2786	-1 222	1 820	-1 064	-2.832	-0.160
32	13 030	3 8822	0.437	7 207	0 170	-6 564	0,100
33	22 757	3 5709	2 356	-4 877	2 484	7 739	-0.125
34	21 109	3 3341	2,350	3 437	2,722	-0.692	-0.448
35	19 376	5	0,805	-5 947	0.526	6 882	0 279
36	23	5	-0.856	3,179	-1.507	-4.542	0.662
37	23	4.2827	-0.490	1,450	-0.836	-2.254	0.349
38	22,404	4.287	-2.144	-6.676	-2.560	4 411	0.427
39	18 011	3 6579	1 184	-2 795	1 397	4 312	-0.210
40	15 691	3 9459	0 574	2 234	0.752	-1 449	-0.177
40	15,653	3 7361	4 187	4 303	5 103	0 768	-0.872
42	18 768	3 326	1,107	-2.486	2,468	5,080	-0.465
43	18 181	3 4623	1,901	-4 358	2,100	6 968	-0 396
44	14 490	4 4744	7 942	7 648	2,300	1 140	-0.856
45	17 083	4 5731	-1 071	5 295	-0.825	-5 812	-0.248
46	21 435	3,9363	4 445	-1.791	5,120	7,037	-0.642
47	13.040	3,1025	-5.862	3.678	-6.706	-10.015	0.905
48	22,520	4,5359	-4,515	-3,344	-5,161	-1.881	0.682
49	13,004	5	7.012	16,914	6.767	-8.679	0.230
50	13.056	5	7.111	16.126	6.858	-7.981	0.238

Çizelge 3.4 : Başlangıç tasarımına göre yüzde değişimler.

Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4'te görüldüğü gibi tasarım değişkenlerinde yapılan ufak değişikliklerin, tüpün çarpışma performansı üzerinde önemli etkisi vardır. Tetikleyici mekanizmasının tüp üzerindeki konumunda (x₁) ve yarıçapında (x₂) yapılan geometrik değişiklikler ile çarpışma sırasında oluşan yer değiştirme (YD) miktarında da değişimler olmuştur. Bu durum tetikleyici mekanizmasının deformasyon şekli üzerinde etkili olduğu ve çarpışma performansını etkilediğini açıkça göstermiştir. Ayrıca yapılan geometrik değişiklerin, tüpün çarpışma performansı üzerinde yüksek lineer olmayan bir etkisi olduğu görülmektedir.

Enerji emilim amacıyla kullanılan ince cidarlı tüplerde, emilen enerji miktarının maksimum düzeyde tutulması istenirken, maksimum tepki kuvveti değerinin ise minimum düzeyde olması istenir. Optimizasyon çalışması sonuçları sadece emilen enerji miktarı bakımından değerlendirildiğinde en yüksek değerin, başlangıç tasarımına göre %7,942 artış ile 44. iterasyonda alındığı söylenebilir. Fakat aynı iterasyonda maksimum tepki kuvvetindeki %7,648 artış istenmeyen durumdur. Sonuçlar sadece maksimum tepki kuvveti bakımından değerlendirildiğinde ise başlangıç tasarımına göre %6,676 düşüş ile 38. iterasyonda alındığı söylenebilir. Fakat aynı iterasyonda emilen enerji miktarında oluşan %2,144 düşüş istenmeyen durumdur. Bu nedenle hem enerji miktarı hem de maksimum tepki kuvvetine bağlı olan çarpışma kuvveti verimi (ÇKV) değerlerine bakarak, tüpün çarpışma performansı hakkında daha iyi bir değerlendirme yapılabilir. ÇKV değeri, OK'nin MKT'ye bölünmesi ile (Denklem 1.9) OK değeri ise EE'nin YD'ye bölünmesi (Denklem 1.7) ile bulunur.

Yer değiştirme miktarında çok fazla değişim olmadığından, ÇKV değerinin yüksek olması, MTK değerinin düşük ve EE'nin yüksek olması anlamına gelir. Aynı zamanda ÇKV değerinin yüksek olması, ortalama kuvvet (OK) değerinin, MTK değerine yakın olduğunu gösterir. Bu durum tüplerin çarpışma performansının iyileştirilmesi için istenen durumdur.

Optimizasyon çalışması sonuçlarına bakıldığında (Çizelge 1, Çizelge 2), ÇKV'nin en yüksek olduğu değer 25. iterasyonda başlangıç tasarımına göre %11,1940 artış ile 0,73964 olmuştur. 25. iterasyonda EE değeri, başlangıç tasarımına göre %3,991 artış ile 7452,68 J, MTK değeri ise %5,790 düşüş ile 64,6878 kN çıkmıştır. ÇKV'nin en düşük değeri ise 4. iterasyonda başlangıç tasarımına göre %19,742 düşüş ile 0,53386 olmuştur. 4. iterasyonda EE değeri, başlangıç tasarımına göre %3,795 artış ile 7438,65 J, MTK değeri ise %29,21 artış ile 88,7198 kN çıkmıştır. ÇKV değerinin en yüksek



olduğu 25. iterasyona, en düşük olduğu 4. iterasyona ve başlangıç tasarımına ait ince cidarlı tüplerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.36'da verilmiştir.

Şekil 3.36 : Modellerin deformasyon şekillerinin zamanla değişimi a) t=1,2 ms b) t=5 ms c) t=12 ms d) t=16 ms e) t=20 ms.

Başlangıç tasarımı ile 25. iterasyondaki modelin x₂ tasarım değişkeninin birbirine yakın olmasından dolayı t=12 ms'ye kadar deformasyon şekilleri benzer gitmiştir. Fakat daha sonraki deformasyon şekilleri belirgin şekilde değişmiştir.

Şekil 3.36a incelendiğinde ilk tepki kuvveti değeri bakımından, 25. iterasyona ait modelin değeri en yüksek, 4. iterasyona ait modelin değeri ise en düşük çıkmıştır. Bu sonuca bakarak, tetikleyici mekanizmasının yarıçapı arttıkça ilk ezilmenin daha rahat gerçekleştiği ve ilk tepki kuvvetinin daha düşük çıktığı söylenebilir. Fakat modellerin daha sonraki kuvvet dalgalanmalarında, ilk tepki kuvveti değerinden daha yüksek kuvvetler oluşmuştur. İlk tepki kuvveti en düşük olan 4. iterasyondaki model, t=2,6 ms değerinde maksimum değerine ulaşmış ve modeller arasında maksimum tepki kuvveti en yüksek model olmuştur. Modellere ait kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerji-yer değiştirme grafikleri Şekil 3.37 ve Şekil 3.38'de verilmiştir.



Şekil 3.38 : Modellere ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Şekil 3.38 ve Şekil 3.39 incelendiğinde, 25. iterasyon modelinin emilen enerji miktarı 4. iterasyon modelinden sadece %0,189 yüksektir. Fakat 25. iterasyona ait modelin maksimum tepki kuvveti %27,088 daha düşük çıkmıştır.

3.6 Optimum Tasarıma Üretim Geçmişinin Aktarılması

Optimizasyon çalışması sonrası çarpışma performansı bakımından en iyi sonucu veren 25. iterasyona ait tasarıma üretim geçmişi aktarılmış ve çarpışma analizi tekrarlanmıştır. Derin çekme analizi sonrasında özellikle tetikleyici mekanizmasının köşelerinde incelmeler yoğunlaşmıştır. Sac parçada oluşan 1,569-1,106 mm arasındaki eleman kalınlıkları modele aktarılırken, 1,554-1,107 mm arasında değişmiştir. Daha önce de bahsedildiği gibi sac parçada gerilimlerin yoğun olduğu bölgelerde eleman boyutlarının küçülmesi buna neden olmuştur (Şekil 3.39). Derin çekme analizi sonrası sac parçanın elemanlarında oluşan kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri ve Von Mises gerilmeleri Şekil 3.40'ta verilmiştir.



Şekil 3.40 : Derin çekme analizi sonrası elemanlarda oluşan a) kalınlık değişimleri b) Von Mises gerilmeleri c) plastik birim şekil değişimleri d) değişimlerin modele aktarılması.

25. iterasyona ait tasarımın üretim geçmişi aktarılmamış ve aktarılmış deformasyon şekillerinin zamanla değişimi Şekil 3.41'de, kuvvet-yer değiştirme ve emilen enerjiyer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 3.42 ve Şekil 3.43'de verilmiştir. Üretim geçmişinin aktarılmasıyla optimum tasarımın deformasyon şeklinde değişimler oluşmuştur.



Şekil 3.41 : Optimum tasarıma üretim geçmişinin aktarılmasıyla deformasyon şeklinin zamanla değişimi a) üretim geçmişi aktarılmamış b) üretim geçmişi aktarılmış.



Şekil 3.42 : Optimum tasarıma ait kuvvete karşı yer değiştirme grafiği.



Şekil 3.43 : Optimum tasarıma ait emilen enerjiye karşı yer değiştirme grafiği.

Optimum tasarıma üretim geçmişinin aktarılmasıyla maksimum tepki kuvveti 64,6878 kN'dan %3,614 düşüş ile 62,346 kN, emilen toplam enerji miktarı ise 7452,68 J'den %5,218 düşüş ile 7063,86 J olmuştur. Tetikleyici mekanizmasında oluşan incelmelerden dolayı ilk katlanma daha kolay gerçekleşmiş ve buna bağlı olarak ilk tepki kuvveti daha düşük olmuştur.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında yapılan çalışmalar neticesinde aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

- Boy ve kesit çevre uzunlukları eşit olacak şekilde tasarlanan farklı kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüplerin, eksenel ve dinamik yük altında çarpışma analizleri yapılmış ve kesit geometrisinin tüplerin çarpışma performansı üzerinde ciddi etkisi olduğu sonucuna varılmıştır. Çarpışma performansı bakımından en iyi sonucu uzun çap/kısa çap oranı 1,394 olan elips kesit geometrisine sahip Model 6 vermiştir.
- Uzun çap/kısa çap oranı 1,162, 1,394 ve 1,689 olacak şekilde tasarlanan elips kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüpler, çarpışma performansı bakımından karşılaştırıldığında en iyi sonucu uzun çap/kısa çap oranı 1,394 olan model 6, en kötü sonucu ise 1,689 olan model 7 vermiştir. Bu durumda elips geometrisinin uzun çap/kısa çap oranı, çarpışma performansı üzerinde lineer olmayan davranış gösterdiği söylenebilir.
- Üretim geçmişinin çarpışma performansı üzerindeki etkisinin araştırılması amacıyla tüm modeller plastik şekil verme uygulamalarından olan derin çekme yöntemi ile üretilmiştir. Sac parçanın şekillendirilmesi sırasında en fazla incelme, diğer modellere göre daha keskin köşelere sahip olan kare kesit geometrisine sahip model 1'de oluşmuştur.
- Derin çekme analizi sonrasında, sac parçada oluşan kalınlık ve plastik birim şekil değişimleri modellere aktarılarak analizler tekrarlanmıştır. Şekillendirme geçmişinin çarpışma performansına etkisi bazı modellerde yüksek iken bazı modellerde kısıtlı olmuştur.
- Şekillendirme analizi modellere aktarıldıktan sonra en iyi sonucu elips kesit geometrisine sahip ve uzun çap/kısa çap oranı 1,394 olan Model 6, en kötü sonucu ise sekizgen kesit geometrisine sahip model 3 vermiştir. Üretim geçmişinin aktarılmasıyla modellerin deformasyon davranışları değişmiştir. Deformasyon davranışı değişikliği en fazla model 3'te gerçekleşmiştir.

- Model 6'ya eklenen tetikleyici mekanizması, maksimum tepki kuvvetini %35,47, emilen enerji miktarını ise %9,94 düşürmüştür. Maksimum tepki kuvveti, ilk tepki kuvvetinde değil daha sonraki tepki kuvvetinde oluşmuştur.
- İlk katlanma, tetikleyici mekanizmasının olduğu bölgeden başlamıştır. Deformasyon şekli, tetikleyici mekanizması eklenmeyen modele göre farklılık göstermiştir.
- Yapılan optimizasyon çalışmasıyla, tetikleyici mekanizmasının ince cidarlı tüp üzerindeki konumunun ve yarı çapının tüpün çarpışma performansı üzerinde ciddi etkili olduğu sonucuna varılmıştır.
- Tetikleyici mekanizmasının yarı çapı arttıkça ilk tepki kuvvetinde düşüş meydana gelmiştir.
- Optimizasyon çalışması sonuçları sadece emilen enerji miktarı bakımından değerlendirildiğinde en iyi sonucun, %7,942 artış ile 44. iterasyonda, sadece maksimum tepki kuvveti bakımından değerlendirildiğinde ise, en iyi sonuç %6,676 düşüş ile 38. iterasyonda alınmıştır. Hem emilen enerji hem de maksimum tepki kuvvetine bağlı olan çarpışma kuvveti bakımından değerlendirildiğinde en iyi sonuç %11,1940 artış ile 25. iterasyonda gerçekleşmiştir.
- Optimizasyon çalışması sonrası optimum tasarım olan 25. iterasyona ait modele üretim geçmişinin aktarılmasıyla maksimum tepki kuvveti 64,6878 kN'dan %3,614 düşüş ile 62,346 kN, emilen toplam enerji miktarı ise 7452,68 J'den %5,218 düşüş ile 7063,86 J olmuştur. Tetikleyici mekanizmasının yarı çapı arttıkça ilk tepki kuvvetinde düşüş meydana gelmiştir.

Tez çalışması sonrası ilerde yapılacak çalışmalar için aşağıdaki maddeler önerilebilir.

 Üretim geçmişi modellere aktarılırken kalınlık değişimleri, plastik birim şekil değişimleri, von mises gerilmeleri ayrı ayrı aktarılıp analizler tekrarlanabilir. Bu sayede şekillendirme sırasında hangi değişimlerin tüplerin çarpışma performansı üzerinde daha çok etkili olduğu gözlemlenebilir.

- Kesit çevre uzunluğu ve tüp uzunluğu sabit olan elips kesit geometrisine sahip ince cidarlı tüplerde, uzun çap/kısa çap oranı tüpün çarpışma performansı üzerinde lineer olmayan davranış gösterdiğinden, optimizasyon çalışması yapılarak en iyi uzun çap/kısa çap oranı bulunabilir.
- Tüplere ait parçaların birleştirilmesi için kullanılan punta kaynaklarının sayısı ve tüp üzerindeki konumlarının çarpışma performansına etkisini gözlemleyebilmek için punta sayısı arttırılabilir, azaltılabilir ve konumları değiştirilip analizler tekrarlanabilir.
- Diğer optimizasyon yöntemleri kullanılabilir.
- Tez kapsamında kullanılan modellerden farklı kesit geometrisine sahip tüplerin çarpışma performansları araştırılabilir.
- Tetikleyici mekanizması eklenen modelde, maksimum tepki kuvveti ilk tepki kuvvetinde oluşmadığından dolayı tetikleyici mekanizması sayısı arttırılarak daha sonraki tepki kuvvetleri düşürülebilir.

KAYNAKLAR

Abramowicz, W., Jones, N., (1984). Dynamic axial crushing of square tubes. *International Journal of Impact Engineering*, 2(2), 179–208. doi:10.1016/0734-743x(84)90005-8.

Abramowicz, W., Jones, N., (1997). Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically. *International Journal of Impact Engineering*, *19* (5-6), 415–437. doi:10.1016/s0734-743x(96)00052-8.

Ahmad, Z., & Thambiratnam, D. P., (2009). Application of foam-filled conical tubes in enhancing the crashworthiness performance of vehicle protective structures. *International Journal of Crashworthiness*, 14 (4), 349–363. doi:10.1080/13588260902775041.

Alexander, J. M., (1960). An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading. *The Quarterly Journal of Mechanics and AppliedMathematics*, 13, 10-15. doi:10.1093/qjmam/13.1.10.

Alghamdi, A. A., (2001). Collapsible impact energy absorbers: an overview. *Thin-Walled Structures*, *39* (2), 189–213. doi:10.1016/s0263-8231(00)00048-3.

Altair Engineering, (2017). HyperWorks (tutorial), RADIOSS user guide, USA.

Andrews, K. R. F., England, G. L., Ghani, E., (1983). Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25 (9-10), 687–696. doi:10.1016/0020-7403(83)90076-0.

Bambach, M., Conrads, L., Daamen, M., Güvenç, O., Hirt, G., (2016). Enhancing the crashworthiness of high-manganese steel by strain-hardening engineering, and tailored folding by local heat-treatment. *Materials & Design, 110*, 157–168. doi:10.1016/j.matdes.2016.07.065.

Bardi, F., Yun, H., Kyriakides, S., (2003). On the axisymmetric progressive crushing of circular tubes under axial compression. *International Journal of Solids and Structures, 40 (12), 3137–3155.* doi:10.1016/s0020-7683(03)00111-2.

Baroutaji, A., Sajjia, M., Olabi, A. G., (2017). On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: Recent advances and future developments. *Thin-Walled Structures*, *118*, 137–163. doi:10.1016/j.tws.2017.05.018.

Bisagni, C., (2002). Crashworthiness of helicopter subfloor structures. *International Journal of Impact Engineering*, 27 (10), 1067–1082. doi:10.1016/s0734-743x(02)00015-5.

Calladine, C. R., English, R. W., (1984). Strain-rate and inertia effects in the collapse of two types of energy-absorbing structure. *International Journal of Mechanical Sciences*, *26* (*11-12*), 689–701. doi:10.1016/0020-7403(84)90021-3.

Campana, F., Pilone, D., (2009). Effect of heat treatments on the mechanical behaviour of aluminium alloy foams. *Scripta Materialia*, 60 (8), 679–682. doi:10.1016/j.scriptamat.2008.12.045.

Cole, G. S., Sherman, A. M., (1995). Light weight materials for automotive applications. *Materials Characterization*, *35 (1)*, 3–9. doi:10.1016/1044-5803(95)00063-1.

Demirci, E., Yıldız, A. R., (2018a). An experimental and numerical investigation of the effects of geometry and spot welds on the crashworthiness of vehicle thin-walled structures. *Materials Testing*, *60*, 553-561. doi:10.3139/120.111187.

Demirci, E., Yıldız, A. R., (2018b). An investigation of the crash performance of magnesium, aluminum and advanced high strength steels and different cross-sections for vehicle thin-walled energy absorbers. *Materials testing* 60 (7-8), 661-668. doi.org/10.3139/120.111201.

Dutton, T., Iregbu, S., Sturt, R., Kellicut, A., Cowell, B., Kavikondala, K., (1999). The Effect of Forming on the Crashworthiness of Vehicles with Hydroformed Frame Siderails. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/1999-01-3208.

Eren, I., Gür, Y., Aksoy, Z., (2009). Finite element analysis of collapse of front side rails with new types of crush initiators. *International Journal of Automotive Technology*, *10* (4), 451–457. doi:10.1007/s12239-009-0051-z.

Eyvazian, A., Habibi, M. K., Hamouda, A. M., Hedayati, R., (2014). Axial crushing behavior and energy absorption efficiency of corrugated tubes. *Materials & Design*. 54, 1028–1038. doi:10.1016/j.matdes.2013.09.031.

Gameiro, C. P., Cirne, J., Gary, G., (2006). Dynamic crushing behaviour of aluminium tubes filled with cork. *Journal de Physique IV*, 134, 1207–1214. doi:10.1051/jp4:2006134184.

Giavotto, V., Sala, G., Anghileri, M., (1994). Crash analysis and correlation with test of a composite helicopter sub-floor structure. *Proceeding of the International 19th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, (p.1015–25). Anaheim, USA, 18-23 Sept.

Goodwin, G. M., (1968). Application of strain analysis to sheet metal forming problems in the press shop. *SAE Transactions Vol.* 77, Section 1: Papers 680005–680246 (1968), pp. 380-387

Grolleau, V., Galpin, B., Penin, A., Rio, G., (2008). Modelling the effect of forming history in impact simulations: evaluation of the effect of thickness change and strain hardening based on experiments. *International Journal of Crashworthiness, 13 (4),* 363–373. doi:10.1080/13588260801976120.

Guillow, S. R., Lu, G., Grzebieta, R. H., (2001). Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43 (9), 2103–2123. doi:10.1016/s0020-7403(01)00031-5.

Guoxing, L. Tongxi, Y., (2003). *Energy absorption of structures and materials*. Cambridge, Englang.: Woodhead.

Gupta, N. K., Gupta, S. K., (1993). Effect of annealing, size and cut-outs on axial collapse behaviour of circular tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, *35* (7), 597–613. doi:10.1016/0020-7403(93)90004-e.

Hosseinipour, S., Daneshi, G., (2003). Energy absorbtion and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression. *Thin-Walled Structures*, 41 (1), 31–46. doi:10.1016/s0263-8231(02)00099-x.

Hsu, S. S., Jones, N., (2004). Quasi-static and dynamic axial crushing of thin-walled circular stainless steel, mild steel and aluminium alloy tubes. *International Journal of Crashworthiness*, 9 (2), 195–217., doi:10.1533/ijcr.2004.0282

Huh, H., Kim, K. P., Kim, S. H., Song, J. H., Kim, H. S., Hong, S. K., (2003). Crashworthiness assessment of front side members in an auto-body considering the fabrication histories. *International Journal of Mechanical Sciences*, *45* (10), 1645–1660. doi:10.1016/j.ijmecsci.2003.09.022

Hussain, N. N. (2015). Automobile Crash Box Design Improvement Using HyperStudy, *11. Altair Tecnology conference*, İndia, 14-15 July.

Hussain, N. N., Regalla, S. P., Rao, Y. V. D., (2017). Comparative Study of Trigger Configuration for Enhancement of Crashworthiness of Automobile Crash Box Subjected to Axial Impact Loading. *Procedia Engineering*, *173*, 1390–1398. doi:10.1016/j.proeng.2016.12.198.

Johnson, G. R., Cook, W. H., (1983). A Constitutive Model and Data for Metals Subjected to Large Strains, High Strain Rates, and High Temperatures", *Proceedings*

Johnson, W., (1990). The Elements of Crashworthiness: Scope and Actuality. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 204 (4), 255–273. doi:10.1177/095440709020400406.

Johnson, W., Soden, P. D., Al-Hassani, S. T. S., (1977). Inextensional collapse of thin-walled tubes under axial compression. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, *12* (4), 317–330. doi:10.1243/03093247v124317.

Karagöz, S., Yıldız, A. R., (2017). A comparison of recent metaheuristic algorithms for crashworthiness optimisation of vehicle thin-walled tubes considering sheet metal forming effects. *International Journal of Vehicle Design*, 73 (1/2/3). 179. doi:10.1504/ijvd.2017.082593.

Kavi, H., Toksoy, A. K., Guden, M., (2006). Predicting energy absorption in a foamfilled thin-walled aluminum tube based on experimentally determined strengthening coefficient. *Materials & Design, 27 (4), 263–269.* doi:10.1016/j.matdes.2004.10.024.

Keeler, S. P., (1965). Determination of Forming Limits in Automotive Stampings. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/650535.

Kiani, M., (2013), *Modeling, simulation and optimization approaches for design of lightweight car body structures.* (Doktora Tezi). ProQuest tezler veritabani (UMI No. 3590212).

Krauss, C. A., Laananen D. H., (1994) A parametric study of crush initiators for a thin-walled tube. *International Journal of Vehicle Design*, *15*, 385-401. doi.org/10.1504/IJVD.1994.061870.

Langseth, M., Hopperstad, O. S., (1996). Static and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminium extrusions. *International Journal of Impact Engineering*, *18* (7-8), 949–968. doi:10.1016/s0734-743x(96)00025-5.

Langseth, M., Hopperstad, O. S., Berstad, T., (1999). Crashworthiness of aluminium extrusions: validation of numerical simulation, effect of mass ratio and impact velocity. *International Journal of Impact Engineering*, *22 (9-10)*, 829–854. doi:10.1016/s0734-743x(98)00070-0.

Lesuer, D., Kay G., LeBlanc, M., (2001). Modeling Large Strain, High Rate Deformation in Metals, *Modeling the performance of engineering structural materials II. In Proceedings of a symposium sponsored by the SMD of TMS*, (ss. 75-86). Indianapolis, IN.

Mamalis, A., Manolakos, D., Ioannidis, M., Kostazos, P., Dimitriou, C., (2003). Finite element simulation of the axial collapse of metallic thin-walled tubes with octagonal cross-section. *Thin-Walled Structures,* 41 (10), 891–900. doi:10.1016/s0263-8231(03)00046-6.

Marsolek, J. & Reimerdes, H. G., (2004). Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced non-axisymmetric folding patterns. *International Journal of Impact Engineering*, *30* (8-9), 1209–1223. doi:10.1016/j.ijimpeng.2004.06.006.

Millett, J., Bourne, N., Edwards, M., (2004). The effect of heat treatment on the shock induced mechanical properties of the aluminium alloy, *Scripta Materialia*, *51 (10)*, 967–971. doi:10.1016/j.scriptamat.2004.07.020.

Mirfendereski, L., Salimi, M., Ziaei-Rad, S., (2008). Parametric study and numerical analysis of empty and foam-filled thin-walled tubes under static and dynamic loadings. *International Journal of Mechanical Sciences*, *50* (*6*), 1042–1057. doi:10.1016/j.ijmecsci.2008.02.007.

Nagel, G. M., Thambiratnam, D. P., (2006). Dynamic simulation and energy absorption of tapered thin-walled tubes under oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 32 (10), 1595–1620. doi:10.1016/j.ijimpeng.2005.01.002.

Nia A. A., Hamedani, J. H., (2010). Comparative analysis of energy absorption and deformations of thin walled tubes with various section geometries. *Thin-Walled Structures*, 48 (12), 946–954. doi:10.1016/j.tws.2010.07.003.

Nia, A. A., Parsapour, M., (2014). Comparative analysis of energy absorption capacity of simple and multi-cell thin-walled tubes with triangular, square, hexagonal and octagonal sections. *Thin-Walled Structures*, 74, 155–165. doi:10.1016/j.tws.2013.10.005.

of the 7th International Symposium Ballistics, (ss 541-547). Hague: 21-29 April.

Oliveira, D. A., Worswick, M. J., Grantab, R., Williams, B. W., Mayer, R., (2006). Effect of forming process variables on the crashworthiness of aluminum alloy tubes. *International Journal of Impact Engineering*, *32*(*5*), 826–846. doi:10.1016/j.ijimpeng.2005.06.006.

Peixinho, N., (2014). Geometry and Material Strategies for Improved Management of Crash Energy Absorption. *Mechanisms and Machine Science*, 251–260. doi:10.1007/978-3-319-09411-3_27.

Pugsley, A., (1960). The large-scale crumpling of thin cylindrical columns. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, *13*(*1*), 1–9. doi:10.1093/qjmam/13.1.1.

Ramezani, M., Ripin, Z. M., (2012). Deep drawing of sheet metals using the frictionactuated blank-holding technique. *Rubber-Pad Forming Processes, Technology and Applicati*ons, 119–147. doi:10.1533/9780857095497.119.

Reid, S. R., Reddy, T. Y., Gray, M. D., (1986). Static and dynamic axial crushing of foam-filled sheet metal tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 28 (5), 295–322. doi:10.1016/0020-7403(86)90043-3.

Singace, A. A., El-Sobky, H., (1997). Behaviour of axially crushed corrugated tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, *39* (*3*), 249–268. doi:10.1016/s0020-7403(96)00022-7.

Singace, A. A., Elsobky, H., Reddy, T. Y., (1995). On the eccentricity factor in the progressive crushing of tubes. *International Journal of Solids and Structures*, *32* (24), 3589–3602. doi:10.1016/0020-7683(95)00020-b.

Sun, G., Xu, F., Li, G., Li, Q., (2014). Crashing analysis and multiobjective optimization for thin-walled structures with functionally graded thickness. *International Journal of Impact Engineering*, 64, 62–74. doi:10.1016/j.ijimpeng.2013.10.004.

Tam, L. L., Calladine, C. R., (1991). Inertia and strain-rate effects in a simple platestructure under impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, *11 (3)*, 349–377. doi:10.1016/0734-743x(91)90044-g.

Tanlak N., (2014). Shape Optimization Of Thin-Walled Tubes Under High-Velocity Axial And Transverse Impact Loadings, (Doktora Tezi). Boğaziçi Üniveristesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

TÜİK, (2018). Emniyet Genel Müdürlüğü ve Türkiye İstatistik Kurumu, *Karayolu Trafik Kaza İstatistikleri, 2017*, Haber Bülteni, Sayı: 27668, Haziran, 2018.

Wierzbicki, T., Abramowicz, W., (1983). On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures. *Journal of Applied Mechanics*, 50 (4a), 727. doi:10.1115/1.3167137.

Wierzbicki, T., Bhat, S. U., Abramowicz, W., Brodkin, D., (1992). Alexander revisited—A two folding elements model of progressive crushing of tubes. *International Journal of Solids and Structures*, *29* (24), 3269–3288. doi:10.1016/0020-7683(92)90040z.

Zarei, H. R., Kröger, M., (2006). Multiobjective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes. *Thin-Walled Structures*, *44* (*3*), 301–308. doi:10.1016/j.tws.2006.03.010.

Zhang, X., Cheng, G., (2007). A comparative study of energy absorption characteristics of foam-filled and multi-cell square columns. *International Journal of Impact Engineering*, *34* (*11*), 1739–1752. doi:10.1016/j.ijimpeng.2006.10.007.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Hüseyin BEYTÜT

ÖĞRENİM DURUMU:

- Lisans : 2015, Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Mühendisliği Programı
- Yüksek Lisans : 2019, Bursa Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2016-2017, Araştırma görevlisi Bitlis Eren Üniversitesi
- 2017-2019, Araştırma görevlisi Bursa Teknik Üniversitesi

DİĞER ESERLER, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Taşıt Tampon Malzemesi Olarak Alüminyum Alaşımlarının Kullanılmasının Taşıt Çarpışma Performansına Etkisi, 1st International Symposium on Light Alloys and Composite Materials (ISLAC'18), 2018
- Investigation of Energy Absorption Capacities of DP600 Steel with Al 2024 and AZ31 Light Metal Alloys, 1st International Symposium on Light Alloys and Composite Materials (ISLAC'18), 2018
- Taşıtlarda Kullanılan Enerji Yutuculardaki Geometrik Değişikliklerin Çarpışma Performansına Etkisinin İncelenmesi, International Conference on Multidisciplinary, Science, Engineeringand Technology (IMESET'17 Bitlis), 2017