

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YOLCU VAGONLARI İÇİN ANA ENERJİ ABSORBE EDİCİ ELEMAN
TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ramazan ÖZMEN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

OCAK 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YOLCU VAGONLARI İÇİN ANA ENERJİ ABSORBE EDİCİ ELEMAN
TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ramazan ÖZMEN

(503081511)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Tuncer TOPRAK

OCAK 2013

ÖNSÖZ

Çalışmalarında yardım ve desteklerini esirgemeyen, çalışmalarımı titizlikle yöneten, fikir ve eleştirileri ile beni yönlendiren, ayrıca tüm öğrencileri ile gönülden ilgilenen ve elinden gelen her türlü yardımı öğrencilerinden esirgemeyen sayın danışmanım Prof. Dr. Tuncer TOPRAK hocama sonsuz şükranlarımı sunarım.

Çalışmamda karşılaştığım problem ve engellerde, ayrıca bu çalışmayı hazırlarken bana verdiği destekten dolayı sevgili arkadaşım Arş. Gör. Ahmet Partovi MERAN'a teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Sevgili aileme maddi ve manevi hiçbir yardımı esirgemedi yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

Aralık 2012

Ramazan ÖZMEN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. YOLCU VAGONLARINDA KULLANILAN CEM SİSTEMİ.....	5
2.1 Geri İtme Koşum Takımı	7
2.2 Kayar Taban Mekanizması.....	8
2.3 Ana Enerji Absorbe Edici Elemanlar	8
2.4 Tırmanma Önleyiciler	9
2.5 Tavan Enerji Absorbe Ediciler	10
2.6 Bütünleşik Arka Kafes Yapısı	10
3. İNCE CİDARLI TÜPLERİN DEFORMASYON TİPLERİ.....	11
3.1 Tüpün Ters Çevrilmesi Yöntemi	11
3.2 Tüpün Şeritlere Ayrılması Yöntemi	13
3.3 Tüpün Yana Doğru Çukurlaştırılması Yöntemi	14
3.4 Tüpün Yanal Düzleştirilmesi.....	14
3.5 İnce Cidarlı Tüplerin Eksenel Darbe Davranışları	15
3.5.1 Giriş	15
3.5.2 Eksenel darbeye maruz elemanların deformasyon terminolojisi.....	15
3.5.3 Dairesel kesite sahip ince cidarlı tüplerin eksenel darbe davranışı	17
3.5.4 Kare kesite sahip ince cidarlı tüplerin eksenel çarpışma davranışı	23
3.5.5 Kesik koni ve piramit formundaki ince cidarlı tüplerin eksenel darbe davranışı	28
4. OPTİMİZASYON YÖNTEMİ- YANIT YÜZEY YÖNTEMİ.....	31
5. MODELLEME VE ANALİZ YÖNTEMİ	37
5.1 Deformasyon Elemanlarının Optimizasyonu İçin Kullanılan Metod.....	37
5.2 Eleman Geometrilere	38
5.3 Malzeme Modeli.....	39
5.4 Sonlu Elemanlar Modeli.....	41
6. EKSENEL DEFORMASYON SİMULASYONU	43
6.1 Kare Kesite Sahip Elemanların Eksenel Deformasyonu	43
6.2 Dairesel Kesite Sahip Elemanların Eksenel Deformasyonu	46
6.3 Kesik Piramit Formundaki Elemanların Eksenel Deformasyon Durumu	49
6.4 Kare ve Kesik Piramit Formundaki Elemanların Geometrik Özelliklerinin Deformasyon Parametrelerine Etkisi.....	52
6.5 Kesik Koni Formundaki Elemanların Eksenel Deformasyon Durumu.....	56
6.6 Silindir ve Kesik Koni Formundaki Elemanların Geometrik Özelliklerinin Deformasyon Parametrelerine Etkisi.....	58

7. DEFORMASYON ELEMANLARININ OPTİMİZASYONU.....	63
7.1 Kare ve Kesik Piramit Formundaki Elemanların Optimizasyonu	64
7.2 Silindir ve Kesik Koni Formundaki Elemanların Optimizasyonu.....	66
7.3 Optimum Deformasyon Elemanlarının Karşılaştırılması	69
8. SONUÇLAR	73
KAYNAKLAR.....	75
EKLER.....	81
ÖZGEÇMİŞ.....	93

KISALTMALAR

CEM	: Çarpışma Enerjisi Kontrol Sistemi
CFE	: Deformasyon Kuvveti Verimi
SE	: Strok Verimi
TE	: Toplam Deformasyon Verimi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3-1 : İnce cidarlı dairesel tüpün elmas deformasyon modu için lob sayılarına göre kullanılan A_{1N} ve A_{2N} değerleri.	21
Çizelge 5-1 : Eksenel darbe simülasyonunda kullanılan eleman geometrileri.	39
Çizelge 7-1 : Optimum deformasyon elemanlarının karşılaştırılması.	71
Çizelge A-1 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanların yanıt yüzey fonksiyonlarının R^2 , R^2_{adj} ve RMSE değerleri.	84
Çizelge A-2 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanların yanıt yüzey fonksiyonlarının R^2 , R^2_{adj} ve RMSE değerleri.	88
Çizelge A-3 : Yanıt yüzey yönteminde kullanılan kod değişim tablosu.....	89

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Araba ve trende enerji absorbe edici eleman olarak ince cidarlı dairesel tüp formundaki yapıların kullanılması.....	1
Şekil 1.2	: Yolcu vagonu için geliştirilmiş olan çarpışma bölgesi.....	2
Şekil 1.3	: Ana enerji absorbe edici eleman.....	3
Şekil 2.1	: İdealleştirilmiş Hasar-Kuvvet Grafiği..	6
Şekil 2.2	: Geri itme koşum takımının çarpışmadan sonraki hali.....	7
Şekil 2.3	: Kayar taban mekanizması.....	8
Şekil 2.4	: Ana enerji absorbe edici eleman.....	9
Şekil 2.5	: Tırmanma önleyiciler. a) Deforme olabilen b) Kenetlenen.....	9
Şekil 2.6	: CEM sisteminin uygulama resmi.....	10
Şekil 3.1	: Dışa ve içe doğru ters çevirme yöntemi uygulanmış olan tüpler.....	12
Şekil 3.2	: Dışa doğru çevirme yönteminin deneysel ve sonlu elemanlar analiz yöntemiyle elde edilen yük kısalma eğrileri.....	12
Şekil 3.3	: Kare tüpün şeritlere ayrılması yönteminin uygulanışı a) Eğimli kalıp b) Konik kalıp.....	13
Şekil 3.4	: Yönteminin uygulandığı dairesel ve kare kesitli tüpler.....	13
Şekil 3.5	: Tüpün çukurlaştırılması yöntemi.....	14
Şekil 3.6	: Tüpün yana doğru düzleştirilmesi yöntemi.....	15
Şekil 3.7	: İnce cidarlı elemanların çarpışması için kullanılan terminoloji.....	17
Şekil 3.8	: Kalınlık/Çap ve Uzunluk/Çap oranına bağlı olarak alüminyumdan üretilen dairesel tüplerin deformasyon sınıflandırması.....	18
Şekil 3.9	: Eksenel darbe yüküne maruz dairesel kesite sahip ince cidarlı bir tüpte oluşan deformasyon durumları a) Halka modu b) Çokgen modu c) Karışık mod.....	19
Şekil 3.10	: Eksenel darbe yüküne maruz dairesel kesitli ince cidarlı bir tüpte oluşan halka ve çokgen deformasyon durumlarının üstten görünüşü.....	19
Şekil 3.11	: Eksenel darbe yüküne maruz dairesel kesite sahip ince cidarlı bir tüpte oluşan Euler burkulma modu.....	19
Şekil 3.12	: Statik yük altında deformasyona uğrayan ince cidarlı dairesel bir tüpün eksenel simetrik deformasyon durumu için Alexsander (1960) tarafından oluşturulan model.....	20
Şekil 3.13	: Wierzbicki ve Abramowicz tarafından kare kesite sahip ince cidarlı bir eleman için tanımlanan temel burkulma elemanları a) Tip I b) Tip II.....	23
Şekil 3.14	: Kare kesitli ince cidarlı bir tüpün simetrik burkulma durumu.....	24
Şekil 3.15	: Statik eksenel yük altında deformasyona uğrayan ince cidarlı kare tüp için asimetrik deformasyon modu B.....	25
Şekil 3.16	: Dinamik eksenel yükleme durumunda deformasyona uğrayan ince cidarlı kare kesitli eleman için yayılma burkulma modu.....	26

Şekil 3.17	: Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tetikleme mekanizmasının etkisinin gösterilmesi.	27
Şekil 3.18	: Orta yüksekliğinden yukarıda dairesel delik açılan kare kesitli bir elemenda deformasyon durumu.	27
Şekil 3.19	: Düz ve tek yüzü eğik tüplerin 10°'lik dinamik eğik yükleme durumu altındaki deformasyonu.	29
Şekil 4.1	: Beklenen randımanın sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişimini gösteren üç boyutlu yanıt yüzeyi.	32
Şekil 5.1	: Kare, kesik piramit, silindir ve kesik koni elemanların geometrik gösterimi.	38
Şekil 6.1	: a) 4mm, b) 6mm, c) 8mm kalınlığa sahip ince cidarlı elemanların değişik zaman aralıklarındaki deformasyon durumları.	44
Şekil 6.2	: 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip ince cidarlı kare kesitli elemanların ortalama kuvvet- yerdeğiştirme grafiği.	45
Şekil 6.3	: 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip kare kesitli elemanların absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği.	45
Şekil 6.4	: 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip ince cidarlı kare kesitli elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği.	46
Şekil 6.5	: a) 4 mm, b) 6 mm, c) 8 mm kalınlığa sahip ince cidarlı elemanların değişik zaman aralıklarında deformasyon durumları.	47
Şekil 6.6	: 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.	48
Şekil 6.7	: 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip elemanların absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafikleri.	48
Şekil 6.8	: 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafikleri.	49
Şekil 6.9	: Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik piramit formundaki elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.	50
Şekil 6.10	: Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik piramit formundaki elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.	50
Şekil 6.11	: Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik piramit formundaki elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği.	51
Şekil 6.12	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.	52
Şekil 6.13	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi.	53
Şekil 6.14	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.	54
Şekil 6.15	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için başlangıç pik kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.	55
Şekil 6.16	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için çarpışma kuvveti verimliliğinin (CFE) kalınlık ve açı ile değişimi.	55
Şekil 6.17	: Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik koni formundaki elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.	56

Şekil 6.18	: Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik koni formundaki elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.....	57
Şekil 6.19	: Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik koni formundaki elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği.....	58
Şekil 6.20	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	59
Şekil 6.21	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi.....	59
Şekil 6.22	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	60
Şekil 6.23	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için başlangıç pik kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	61
Şekil 6.24	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	61
Şekil 7.1	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı ile değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimi.....	65
Şekil 7.2	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak strok verimi.....	65
Şekil 7.3	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak toplam deformasyon kuvveti verimi.....	66
Şekil 7.4	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimi.....	67
Şekil 7.5	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak strok verimi.....	68
Şekil 7.6	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak toplam deformasyon verimi.....	68
Şekil 7.7	: Optimum kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.....	69
Şekil 7.8	: Optimum kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği.....	70
Şekil 7.9	: Optimum kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği.....	70
Şekil A.1	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlarda oluşan ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	81
Şekil A.2	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar tarafından absorbe edilen çarpışma kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	82
Şekil A.3	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlarda oluşan maksimum deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	83
Şekil A.4	: Kare ve kesik piramit formundaki elemanlarda oluşan maksimum deformasyonun kalınlık ve açı ile değişimi.....	84
Şekil A.5	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda oluşan ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	86
Şekil A.6	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	86
Şekil A.7	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda oluşan maksimum deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.....	87
Şekil A.8	: Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda oluşan maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi.....	88

YOLCU VAGONLARI İÇİN ANA ENERJİ ABSORBE EDİCİ ELEMAN TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

ÖZET

Demiryolu taşımacılığında kaza sonucu ölüm ve yaralanma gibi trajik olayların önlenmesi amacıyla yolcu vagonun ön ve arka bölümünde kurban çarpışma bölgeleri geliştirilmiştir. Bu çarpışma bölgeleri ile kaza esnasında kinetik enerji kontrollü bir şekilde harcanarak yolcuların ve kullanmış oldukları alanların bütünlüğünün korunması amaçlanmıştır. Sistemin en önemli elemanlarından birisi ana enerji absorbe edici eleman olup yaklaşık olarak 1,3MJ'lük bir darbe enerjisini absorbe edebilmektedir.

Bu çalışmada; yolcu vagonlarında kullanılan ana enerji absorbe edici elemanın yerine aynı darbe enerjisini absorbe edebilen değişik formda optimum bir ana enerji absorbe edici eleman tasarlanması amaçlanmıştır. Kesik koni ve piramit formundaki elemanlar eksen dışı yükleme durumunda daha fazla enerji absorbe edebilen, daha yüksek Euler burkuma yüküne sahip ve daha az global burkulma davranışı sergileyen yapılardır. Bu nedenle enerji absorbe edici eleman olarak başlangıçta kare ve dairesel kesitli elemanların, ağırlıkları aynı kalmak şartıyla, kalınlıkları $4\text{mm} \leq t \leq 8\text{mm}$ ve yüzey eğim açısı da $0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$ arasında değiştirilerek elde edilen, kesik koni ve piramit formundaki yapılar kullanılmıştır. Oluşturulan elemanlarının dinamik eksenel yükleme durumundaki deformasyon davranışları sonlu elemanlar analiz yöntemiyle incelenmiştir. Analizler $m=2500\text{ kg}$ ve $v=21\text{ m/s}$ hıza sahip rijit bir plakanın elemanlara çarpması şeklinde gerçekleştirilmiş olup gerçek durumdaki malzeme ve geometri kusurları göz ardı edilmiştir.

Analiz sonuçlarına göre kalınlık arttıkça kesit azaltılmasına rağmen elemanların daha rijit bir yapıya sahip oldukları görülmüştür. Bu durumda kalınlık arttıkça ortalama deformasyon kuvveti artmakta ve başlangıçtaki darbe enerjisi daha kısa deformasyon mesafesinde absorbe edilmektedir. Ayrıca tüm elemanlar başlangıçta belirlenen darbe enerjisini absorbe edebilmektedir. Fakat önemli olan tasarım kriteri elemanların bu darbe enerjisini deformasyon parametreleri açısından nasıl absorbe ettikleridir. Cidar kalınlığı fazla olan bir eleman başlangıçta belirlenen darbe enerjisini kısa bir deformasyon mesafesinde absorbe edebilirken, kıvrımların oluşması esnasında oluşan lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasındaki pik farkı çok olabilmektedir. Cidar kalınlığı az olan elemanlarda ise darbe enerjisi, deformasyonun son aşamasında elemanın sıkıştırılması şeklinde absorbe edebilmekte ve bu durumda ise rijit plaka kuvveti çok yüksek seviyelere çıkabilmektedir.

Tüm bu durumlar göz önünde bulundurularak toplam deformasyon verimi en yüksek olan eleman optimum deformasyon elemanı olarak belirlenmiştir. Kare ve kesik piramit formundaki ince cidarlı deformasyon elemanın optimizasyon çalışması sonucu optimum eleman $t=5,62\text{ mm}$ kalınlık ve $\alpha = 2,96^\circ$ açı değerinde ve silindir ve kesik koni formundaki eleman için ise $t=6,05\text{ mm}$ kalınlık ve $\alpha = 3^\circ$ açı değerinde elde edilmiştir. Bu iki deformasyon elemanı eksenel darbe davranışı açısından karşılaştırıldığında ise kesik piramit formundaki elemanın toplam deformasyon

kuvveti veriminin kesik koniden yüksek ve deformasyon başlangıcında oluşan ilk pik kuvvetlerinde daha düşük olması nedeniyle kesik piramit formundaki yapı optimum eleman olarak tercih edilmiştir.

DESIGN AND OPTIMIZATION OF A PRIMARY ENERGY ABSORBER FOR PASSENGER COACHES

ABSTRACT

In order to prevent fatalities and injuries in the accidents occurred in railway transportation, crash zones were developed at the front and back ends of the coaches. These crash zones are aimed to absorb the kinetic energy in a controlled manner and protect the health of the passenger and the structure of the area they use in the coach. The main energy absorber is one of the most important components of the system and is able to absorb an impact energy of about 1,3MJ.

In this study, an alternative energy absorber element, which has the same capacity of absorbing impact energy, is aimed to be designed and optimized to replace the main energy absorber element currently used in the coaches. The current energy absorbing element consists of two crushable tubes in the form of square section.

Truncated cones and pyramid shaped elements are the structures which can absorb more energy in case of extra-axial loading conditions and have higher Euler buckling load with lower global buckling behavior. Therefore truncated cone and pyramid shaped structures were used after they were created from square and circular thin walled members keeping their weights the same with thicknesses between $4 \text{ mm} \leq t \leq 8 \text{ mm}$ and surface inclination between $0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$. The energy absorbing elements used in all numerical simulations have same weight. Therefore, the reference weights for the crush elements was determined as, for square and truncated pyramids having side length of 152,7 mm, axial length of 1 m and wall thickness of 6mm square element, for circular and truncated cones having base radius of 94,28 mm, axial length of 1 m and wall thickness of 6 mm circular element. The corner radius for all square and truncated pyramids was taken as 5 mm.

In this study, deformation behaviors of thin walled tubes under axial impact load were investigated by using the finite element software of LS-DYNA. In the numerical model, normal operating conditions were applied as the boundary conditions. Normally, the one of the energy absorbing element is welded to and supported by car structure, the other end is free. For this reason, one end of the element is fixed and the other end is free. The analysis were conducted by hitting a rigid plate from free end having a mass of $m=2500 \text{ kg}$ with a velocity of $v=21 \text{ m/s}$. Initial material and geometrical imperfections were neglected. The termination time of the analysis was specified to be 0,008 s.

The material of the energy absorbing component is assumed to be HSLA-350 high strength low alloy steel. In LS-DYNA, the mechanical properties of this material is defined by using the Type-24 piecewise linear isotropic elasto-plastic material model. In this material model, the strain rate sensitivity of the material is taken into account by using the stress-strain relations depending on the strain rate.

During the deformation process, to prevent lobes penetrating each other, automatic contact option is used with 0,25 coefficient of friction. In addition, the friction

coefficient between the moving rigid plate and the energy absorbing component was taken as 0,25. In the numerical model, Belytscho-Tsay shell element was used with five integration points through thickness. The mesh size was chosen to be approximately two types of the modelled energy absorbing component thickness.

In the optimization study, firstly, maximum and average deformation force functions, maximum deformation distance objective functions were derived with respect to the thickness and angle variations by using response surface methodology. Fourth degree polynomial equation was used to determine these functions. Full factorial design, r^s , was implemented with 25 sampling points to generate the objective functions of the response surface. The response surfaces of crush force efficiency, stroke efficiency and total efficiency were generated by using above functions for variations in wall thickness and taper angle of the surface.

At the end of the numerical simulations, the average deformation force, maximum deformation force, maximum deformation distance, absorbed energy, initial peak force and crush force efficiency graphs were obtained for square, cylinder, truncated pyramidal and conical deformation elements depending on the thickness and angle variations.

To determine the influence of the increasing wall thickness of the energy absorbing elements on the average deformation force, the taper angle was constrained and the thickness of the element was varied between $4 \text{ mm} \leq t \leq 8 \text{ mm}$. For the constant taper angle, increasing the wall thickness increases the average deformation force. In the opposite case, for the constant wall thickness, increasing the taper angle of the truncated element decreases the average deformation force. In addition, increasing the wall thickness of the energy absorbing element causes absorbing initially specified deformation energy in a shorter distance.

In this study, all of the energy absorbing elements have same weight. To provide this, when the wall thickness of the element was increased, the cross section properties of the element was decreased proportionally. While increasing the wall thickness of the element, the lateral inertia effects of the elements decrease, but the amount of material participating the deformation process remain constant. However, the energy absorbing elements become rigid with increasing the thickness of the element. This behavior may be attributed to fact that, the fully bending moment increases with increasing the wall thickness.

The simulations were carried out to investigate the influence of increasing wall thickness on maximum deformation response by fixing the taper angle. From the simulations, the maximum deformation distance decreases with increasing the wall thickness at constant taper angle. One of the important deformation parameter, initial peak force, decreases with increasing the taper angle. When, the total efficiencies of the crush elements were compared, square and truncated pyramidal elements have higher total efficiency than circular and truncated cones.

In this study, designing of an optimum crush element is desired, according to the initially specified design criterias. According to this design criterias, the crush element with a length of 1m must absorb 0,55 MJ impact energy. The rigid plate force-displacement and absorbed energy-displacement graphs show that, all of the crush elements can absorb initially specified impact energy. Here, the important design criterion is that, how the crush elements absorbed the impact energy with respect to crush terminology.

For example, when the rigid plate force vs. displacement graphs were investigated, it was determined that, increasing the wall thickness of the element increases the peak difference between the local maximum and minimum force levels which develop during the formation of folds. Relatively thin elements absorb the impact energy during the compression of the element at the final stage of the deformation which increases the rigid wall force to very high levels.

According to this criterias, the terminology terms, which is used in the axial deformation of the crush elements, crush force efficiency, stroke efficiency and total efficiency terms were used for the determination of the optimum crush element.

The optimization problem for the different crush elements was defined as, the elements having the highest total efficiency under the thickness ($4 \text{ mm} \leq t \leq 8 \text{ mm}$) and angle ($0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$) constraints.

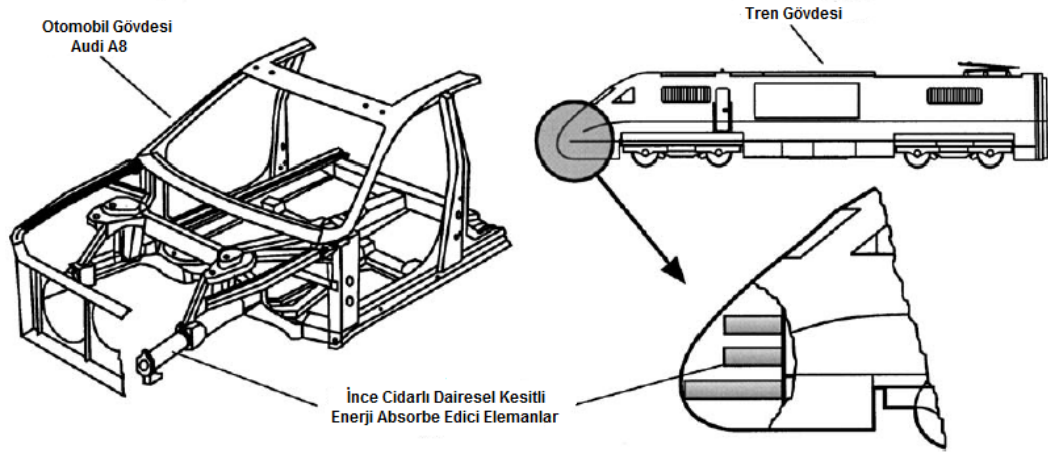
Under the above restrictions, optimum deformation element was determined for the elements in the form of square, cylinder and frustum, by using Matlab optimization interface.

Considering all of these conditions, the element with the best total deformation efficiency was determined as the optimum deformation element. Optimization study on the quadratic and truncated pyramid shaped thin deformation elements revealed that; the optimum element is the one with thickness of $t=5,62 \text{ mm}$ and angle value, while that of cylindrical and truncated cone shaped elements is the one with $t=6,05 \text{ mm}$ and angle value.

When these two deformation elements are compared to each other in terms of axial impact behaviors, truncated pyramid shaped structure is determined as the optimum element since its total deformation force efficiency is higher than that of the truncated cone and its peak forces at the beginning of the deformation are lower.

1. GİRİŞ

Yıllardır taşıma endüstrisinin gelişimi süresince mühendislerin sağlam yapılar tasarlayabilmesi ve uygulayabilmesi amacıyla birçok tasarım kuralı ve tavsiyeleri oluşturulmuştur. Esas itibariyle ilk tasarım kural ve tavsiyeleri, taşıtın normal operasyon koşullarında standart yükleme durumlarının üstesinden gelebilecek şekilde belirlenmiştir. Bu gelişim süreci içerisinde taşıma sektöründeki taşıt ve insan sayısının artması ve daha güçlü araçların geliştirilmesi beraberinde ölümcül kaza ve yaralanma gibi istenilmeyen durumlarda da bir artışa neden olmuştur. Toplum, kaza sonucu ölüm ve yaralanma olaylarındaki artış nedeniyle taşıma sektöründeki güvenlik durumlarının farkına varmış ve daha yakından ilgilenmeye başlamıştır. Bu ilgi bilim adamları ve mühendisleri çarpışma esnasında daha güvenli taşıtların geliştirilmesi hakkında çalışmalar yapmalarına sebep olmuştur. Bu çalışmalar sonucunda çarpışma esnasında insanların ve içinde bulundukları alanların darbe etkilerinden korunması amacıyla değişik formda enerji absorbe edici elemanlar tasarlanmıştır [1,2].



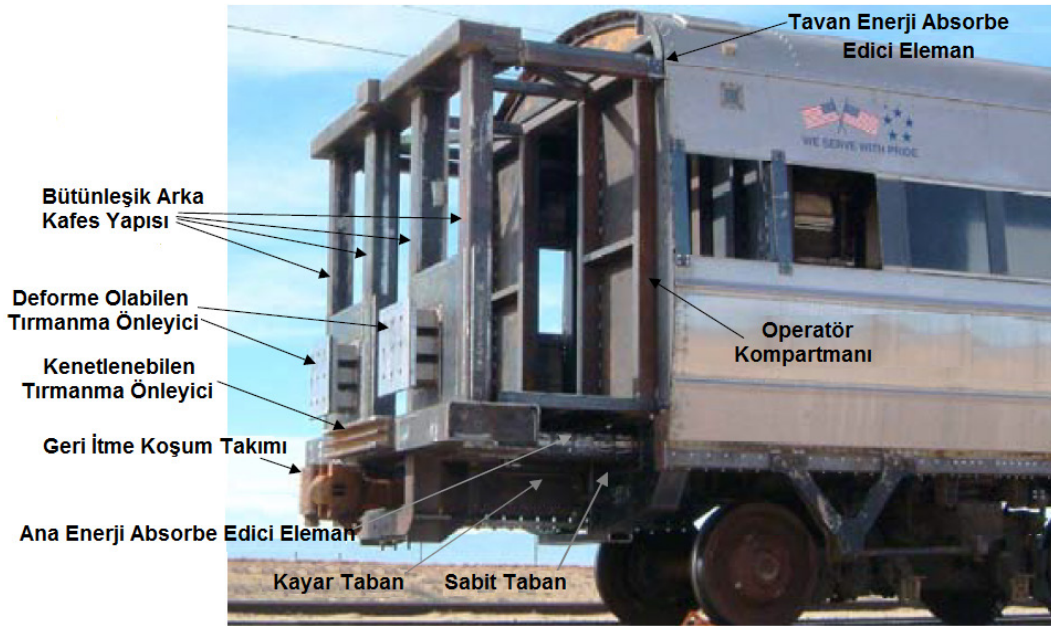
Şekil 1.1 : Araba ve trende enerji absorbe edici eleman olarak ince cidarlı dairesel tüp formundaki yapıların kullanılması [3].

İnce cidarlı tüp formundaki yapısal elemanlar bilinen en etkili darbe enerjisi absorbe edici elemanlardır. Bu nedenle ince cidarlı metal ve kompozit tüplerin aksenal darbe davranışı çalışmaları otomobil ve uçak gibi yapılarda darbelere dayanıklı yapıların tasarımında ilke haline gelmiştir. Bu yapılarla çarpışma esnasında darbe enerjisi

absorbe edilerek, yolcu bölümünün bütünlüğünün korunması ve yolculara aktarılan ivmelenmenin asgari düzeye indirilmesi sağlanmaktadır [3-6].

Demiryolu taşımacılığında kaza sonucu ölüm ve yaralanma gibi trajik olayların önlenmesi amacıyla vagonun ön ve arka bölümünde çarpışma bölgeleri geliştirilmiştir. Bu çarpışma bölgeleri ile kaza esnasında kinetik enerji kontrollü bir şekilde harcanarak, yolcuların ve kullanmış oldukları alanların bütünlüğünün korunması, bu sayede de yaralanma ve ölüm gibi istenilmeyen durumların azaltılması amaçlanmıştır [7-9].

Sistemin en önemli elemanlarından birisi ana enerji absorbe edici elemandır. Kullanılan mevcut eleman ince cidarlı karesel kesite sahip tüp formundaki yapının üzerinde delikler açılarak ve diyafram formunda da kaynaklı ara elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur [10].



Şekil 1.2 : Yolcu vagonu için geliştirilmiş olan çarpışma bölgesi [11].

Bu çalışmada yolcu vagonlarında kullanılan ana enerji absorbe edici elemanın yerine aynı görevi yerine getirebilecek değişik formda optimum bir ana enerji absorbe edici eleman tasarlanması amaçlanmıştır.



Şekil 1.3 : Ana enerji absorbe edici eleman [10].

Piramit ve koni formundaki ince cidarlı elemanlar eksen dışı çarpışma koşullarında daha fazla enerji absorbe edebilen, daha yüksek Euler burkulma yüküne sahip olan ve daha az global burkulma davranışı sergileyen yapılar olması nedeniyle, kare ve dairesel kesitli düz tüplere göre daha çok tercih edilebilir darbe enerjisi absorbe edici elemanlardır [12,13].

Bu özellikleri nedeniyle enerji absorbe edici eleman olarak, başlangıçta kare ve dairesel kesitli deformasyon elemanlarının ağırlıkları aynı kalmak şartıyla, kalınlıkları $4\text{mm} \leq t \leq 8\text{mm}$ ve yüzey eğim açısı da $0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$ arasında değiştirilerek oluşturulan, kesik piramit ve koni formundaki elemanların eksenel darbe durumları sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiştir. Mevcut enerji absorbe edici eleman için yapılmış olan deneysel çalışmadaki çarpan elemanın hızı ve kütlesi, [14] ile beraber uygulamadaki sınır şartları kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde gerçek durumdaki malzeme ve geometri kusurları göz ardı edilmiştir. Yapılan analiz sonuçları deformasyon terminolojisi açısından değerlendirilerek yanıt yüzey yöntemi ile toplam deformasyon veriminin en yüksek olduğu elemanlar optimum deformasyon elemanları olarak belirlenmiştir.

2. YOLCU VAGONLARINDA KULLANILAN CEM SİSTEMİ

Günümüzde uzak yol taşımacılığında yaygın olarak kullanılan trenlerdeki yolcu sayısının artmasının yanında tren kazalarında da bir artış söz konusudur. Bu kazalar ciddi yaralanma ve ölüm gibi üzücü olaylarla sonuçlanmaktadır. Trenlerdeki çarpışma dayanımı özelliği, kaza esnasında bu tip yaralanma ve ölüm olaylarını en aza indirebilecek şekilde olmalıdır. Trenlerdeki çarpışma dayanımındaki en önemli konu çarpışma esnasında kinetik enerjinin kontrollü bir şekilde harcanmasıdır. Bu da çarpışma enerjisinin kontrol edilebildiği, vagonların ön ve arka kısımlarına entegre edilen CEM sistemi ile gerçekleştirilebilmektedir.

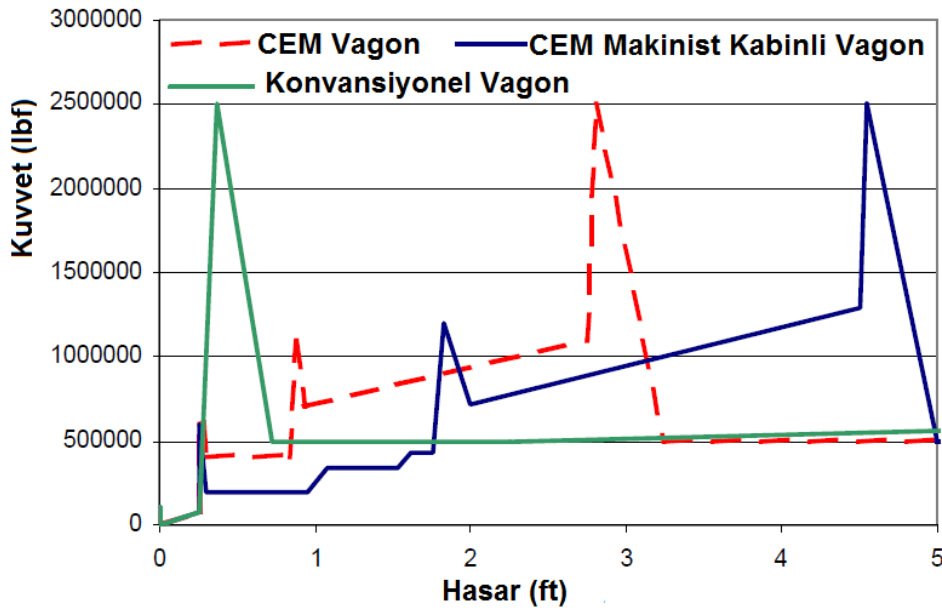
Tüm dünyada yolcu vagonlarına uygulanan bu tip sistemler, demiryolu taşımacılığında meydana gelen kazalarda, ciddi yaralanma ve ölüm gibi olaylarda yolcuların korunmasında önemli bir katkısının olduğunu göstermiştir [14].

Çarpışma dayanımı; çarpmanın etkisine karşı gösterilen direnç olarak tanımlanır. Çarpışma dayanımı çalışmalarında yolcu vagonlarından tehlikeli madde taşıyan vagonlara kadar, birçok durumda çarpışma esnasında yapıların ve içindekilerin davranışı incelenmektedir. Bütün durumlarda amaç, mühendislik yaklaşımıyla yapının kontrollü bir biçimde deforme olabilmesini sağlamak ve bu sayede güvenli bir şekilde çarpışan yapıların içindekileri korumaktır. Yolcu vagonlarında çarpışma dayanımındaki amaç;

- 1- Yolcular tarafından kullanılan alanlar korunarak yolcuların kazadan en az şekilde etkilenmesi,
- 2- İkincil çarpışma durumunda (yolcular ve vagon elemanları arasında meydana gelen çarpışma) yolcuların hayatta kalabilmesini sağlayacak şekilde sınırlandırılması, olarak tanımlanır [15].

Başlangıçta oldukça mukavemetli bir yapıya sahip olan vagon, çarpma kuvvetinin etkisiyle deformasyona uğrar. Etki eden kuvvet kritik seviyeye ulaşıncaya kadar vagondaki deformasyon miktarı çok az olur. Yük kritik seviyeye ulaştığında ise vagonun yapısı zayıflamaya başlar. Bunun sonucunda ise daha düşük kuvvet

değerleri vagonu deformasyona uğratmak için yeterlidir ve bu değerden sonra oluşan deformasyon miktarı da oldukça yüksek olur. Bu durum Şekil 2.1’de verilmiş olan idealleştirilmiş kuvvet hasar grafiğinde gösterilmiştir. Çarpışma esnasında oluşan maksimum kuvvet değeri ilk olarak çarpışma ara yüzündeki araçlar tarafından karşılandığı için bu araçlarda büyük hasara yol açmaktadır. Oluşan bu hasar nedeniyle önemli çarpma kuvvetleri trenin diğer vagonlarına aktarılamamaktadır. Bu durumda çarpışma enerjisinin tamamı çarpışan araç tarafından karşılanmaktadır [11].



Şekil 2.1 : İdealleştirilmiş Hasar-Kuvvet Grafiği [11].

Kuvvet-hasar davranışı kontrollü bir biçimde olacak şekilde tasarlandığında yolcu vagonlarının çarpışma dayanımında önemli bir artış meydana gelir. Bunu sağlamak amacıyla vagonların kullanılmayan kısımlarında kurban çarpışma bölgeleri oluşturulur. Bu çarpışma bölgeleri Şekil 2.1’de gösterilen idealleştirilmiş hasar-kuvvet grafiğinde olduğu gibi düşük başlangıç kuvveti ve artan ortalama kuvvet değerinde deforme olabilecek şekilde tasarlanır [11].

ABD’de bulunan Volpe Ulusal taşımacılık merkezi yolcu vagonları için CEM sistemi geliştirmiş ve bu sisteminde tam ölçekli çarpışma testlerini yapmıştır [14].

CEM sistemi makinist kabini içeren vagonlar için;

- Geri itme koşum takımı
- Deforme olabilen tırmanma önleyici
- Deforme olmayan tırmanma önleyici
- Bütünleşik arka kafes yapısı
- Enerji absorbe edici elemanlar
- Makinist kabini

bileşenlerinden oluşur. Makinist kabini içermeyen bir vagonda ise deforme olabilen tırmanma önleyiciler ve makinist kabini bulunmaz [16].

2.1 Geri İtme Koşum Takımı

Geri itme koşum takımı ABD’de standart olarak kullanılan sabit kilitli koşum takımı, cer tertibatı ve alüminyumdan üretilmiş olan bal peteği formundaki enerji absorbe edici elemanlardan oluşur [14].

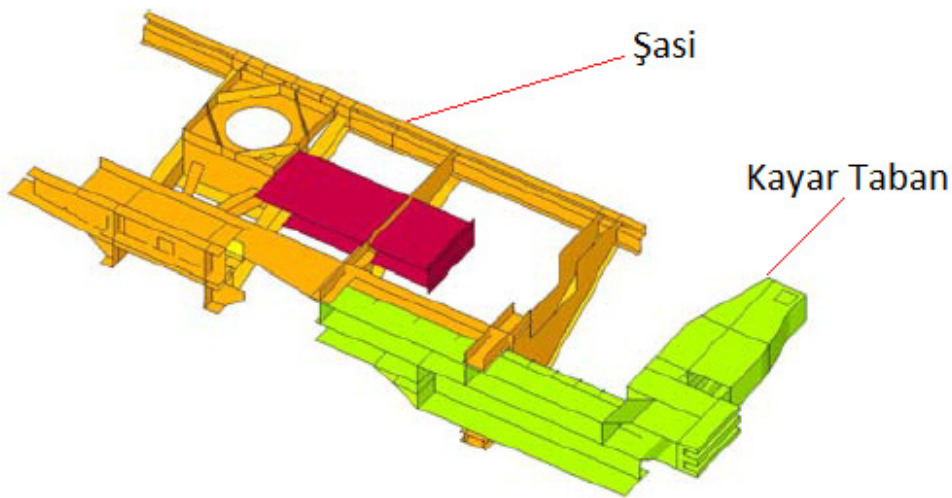
Bu sistem kayar tabana 8 adet kesme civatası ile monte edilmiş olup, civatalara etki eden kuvvet 2668 kN’a ulaştığında civatalar kopar ve koşum takımı geriye doğru hareket etmeye başlar. Koşum takımı geriye doğru hareketi sonucunda arkasında bulunan alüminyumdan üretilmiş olan petek formundaki enerji absorbe edici elemana çarpar. Sonuç olarak geri hareket edebilen kaplin mekanizmasının enerji absorbe edici elemana çarpması sonucu eleman tarafından 0,20 m’lik strokta 0,45 MJ’luk bir enerji absorbe edilir [10].



Şekil 2.2 : Geri itme koşum takımının çarpışmadan sonraki hali [16].

2.2 Kayar Taban Mekanizması

Kayar taban vagonun çarpışması esnasında meydana gelen yan ve dikey kuvvetlerin dengelenmesi için kılavuzluk eder. Mekanizma kılavuz kanallar içerisinde hareket edebilen kutu profillerden oluşur. Sistem şasiye 12 adet kesme cıvatası ile monte edilmiştir. Koşum takımının uygulanan kuvvetin etkisiyle geriye doğru hareketi sonucu enerji absorbe edici elemanlar deforme olur ve çarpışan vagonların arka kısımları birbirine temas eder. Vagonun arka kısmına etki eden çarpma kuvveti 5,338 kN 'a ulaştığı zaman cıvatalar kopar ve kayar taban hareket etmeye başlar [10].



Şekil 2.3 : Kayar taban mekanizması [14].

2.3 Ana Enerji Absorbe Edici Elemanlar

Vagonda merkez hattının her iki tarafında birer tane olmak üzere toplamda iki adet ana enerji absorbe edici eleman bulunur. Bu elemanlar iki adet tüp şeklinde yapıdan meydana gelmekte olup çarpışma sonucunda kuvvetin etkisiyle deforme olmaktadır. Elemanın bir ucu desteklenmesi amacıyla araç şasisine kaynak edilerek sabitlenmiş olup diğer ucuna ise CEM sisteminin alt kirişi tarafından yük etki eder. Çarpışmadan önce alt kiriş ile eleman arasında elemanın operasyonel kuvvetlerden etkilenmemesi için bir miktar boşluk bulunur. Bu elemanlar yaklaşık olarak 2,6 MJ'lık enerji absorbe eder ve 0,6 m stroka sahiptir [10].



Şekil 2.4 : Ana enerji absorbe edici eleman [10].

2.4 Tırmanma Önleyiciler

Tırmanma önleyici elemanlar deforme olabilen ve kenetlenebilen olmak üzere iki çeşittir. Çarpışma esnasında koşum takımı geriye doğru hareket ederek vagonların arka kısımları birbirine temas eder. Bu temas sonucu kenetlenebilen tırmanma önleyiciler birbiri içerisine geçerek kenetlenir. Bu kenetlenme ile çarpışma sonucu vagonların birbirini ezmesi olayı önlenmiş olur.

Deforme olabilen tırmanma önleyiciler ise aksel olmayan çarpışma kuvvetlerini aksel kuvvete dönüştürerek kuvvetin arka kafese iletilmesini sağlar [10,11].



a



b

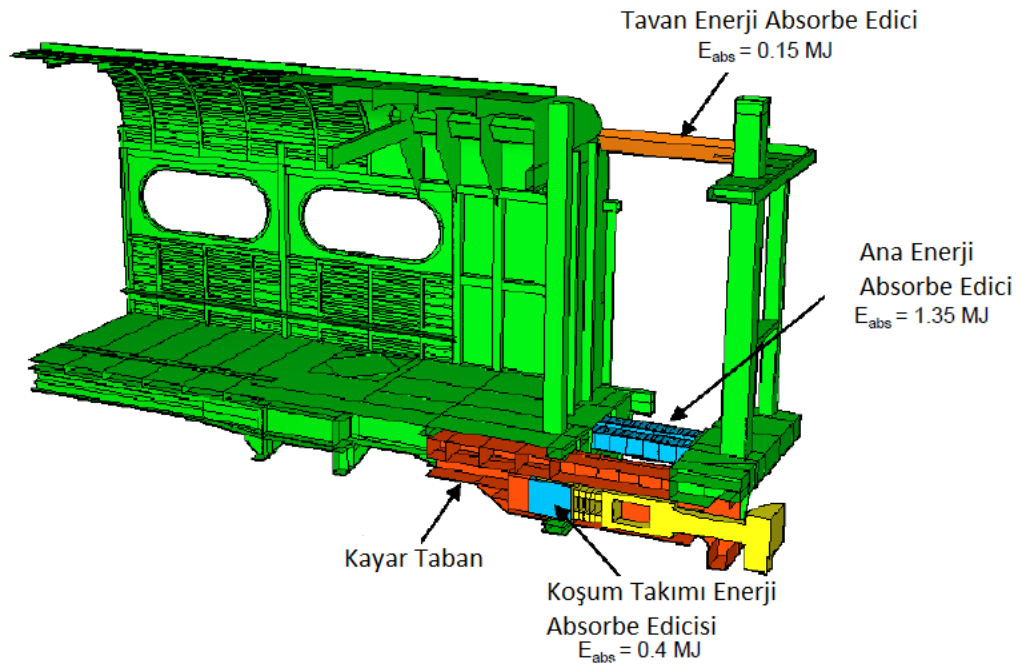
Şekil 2.5 : Tırmanma önleyiciler. a) Deforme olabilen b) Kenetlenebilen [10,11].

2.5 Tavan Enerji Absorbe Ediciler

Vagonun her iki tarafında birer tane olmak üzere iki adet tavan enerji absorbe edici eleman bulunur. Bu elemanlar piston-kovan şeklinde yapılmışlardır. Piston görevi yapan eleman kutu şeklindeki profile perçinlenmiştir. Uygulanan kuvvet yaklaşık olarak 400 kN'a ulaştığı zaman perçinler kopar. Serbest kalan piston alüminyumdan yapılmış kutu şeklinde ve bal peteği gibi gözenekli yapıya sahip olan enerji absorbe edici elemana çarpar. Tavan enerji absorbe ediciler tarafından yaklaşık olarak 0,3 MJ'lük bir enerji absorbe edilir [10].

2.6 Bütünleşik Arka Kafes Yapısı

Bütünleşik arka kafes yapısı çarpışma kuvvetinin enerji absorbe edici elemanlara aktarılabilmesi ve çarpışma alanındaki elemanların görevini yerine getirebilmesi açısından oldukça mukavemetli bir yapıya sahiptir. Çarpma kuvvetinin kaplin ve tırmanma önleyici tarafından karşılanmasından sonra bütünleşik arka kafes yapısı uygun bir biçimde tetiklenerek çarpışma enerjisinin enerji absorbe edici elemanlara aktarılması sağlanır [10].



Şekil 2.7 : CEM sisteminin uygulama resmi [10].

3. İNCE CİDARLI TÜPLERİN DEFORMASYON TİPLERİ

CEM sisteminde enerji absorbe edici elemanlar olarak bal peteği ve ince cidarlı tüp formundaki yapılar kullanılmıştır. Sistemde bu yapılar eksenel darbe yükü altında deformasyona uğrayarak çarpışma enerjisini absorbe etmektedirler. Bu kısımda ise ana enerji absorbe edici olarak kullanılan ince cidarlı elemanın eksenel darbe yükü altında deformasyonu ve değişik uygulamalar ile bu elemanların kullanıldığı enerji absorbe yöntemleri hakkında literatürde mevcut olan bazı bilgiler verilecektir.

İnce cidarlı tüp formundaki yapılar enerji absorbe amacıyla kullanılan en eski ve en çok kullanılan elemanlardır. Bu formdaki elemanlarda plastik enerji aşağıdaki deformasyon şekillerini içeren yöntemlerle harcanmaktadır [17]. Bu yöntemler;

1. Tüpün ters çevrilmesi
2. Tüpün şeritlere ayrılması
3. Tüpün noktasal yük altında çukurlaştırılması
4. Tüpün yanal düzleştirilmesi
5. Eksenel darbe durumu

olarak sınıflandırılmıştır.

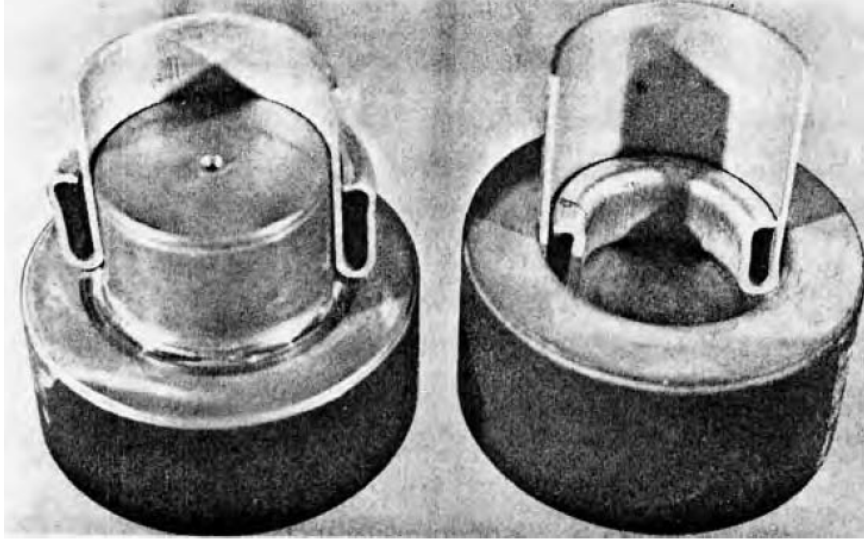
3.1 Tüpün Ters Çevrilmesi Yöntemi

Tüpün eksenel sıkıştırma yükü altında içe ya da dışa doğru şekillendirilmesi çift cidarlı bir tüp elde edilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Bu yöntem otomobil ve uçak endüstrisinde düz veya eğimli tüp formundaki yapıların arka kısımlarının şekillendirilmesi için kullanılan bir yöntem olmasının yanında, kinetik enerjinin de kontrollü bir şekilde harcanması amacıyla enerji absorbe edici eleman olarak da kullanılabilir. Şekillendirme işlemi zımba kullanılarak ya da zımba kullanılmadan serbest olarak gerçekleştirilebilmektedir [18-20].

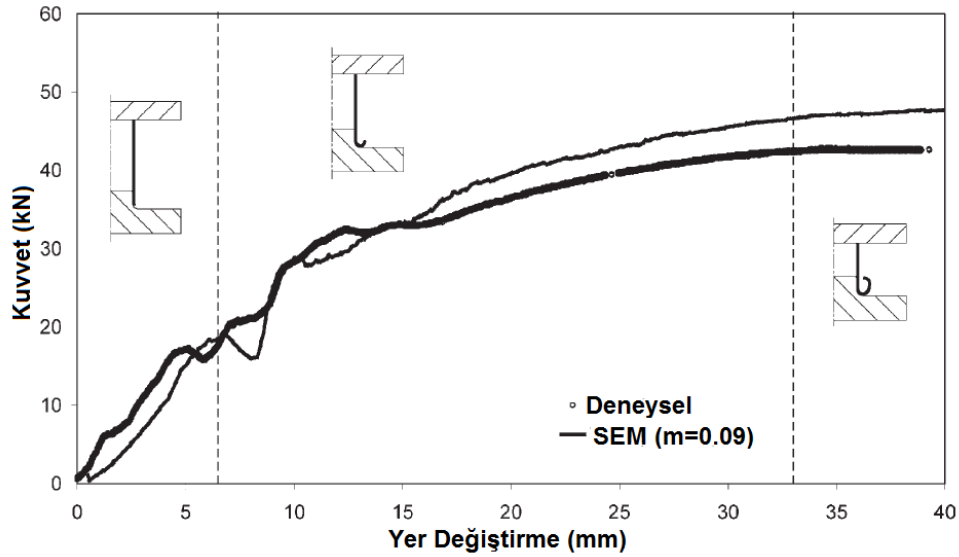
Bu yöntemin en önemli avantajlarından bir tanesi üniform bir tüp için sabit ters çevirme kuvveti elde edilebilmesidir. Fakat bu yöntem zımba çapı ile sınırlıdır. Zımba çapı düşük olduğunda progresif burkulma elde edilebilmektedir. Zımba

apının bazı limit değerlerinin üstünde olması durumunda ise tüpte yırtılma meydana gelmektedir [21].

Dışa doğru ters çevirme ve ie doğru ters çevirme örnekleri şekil 3.1’de ve dışa doğru çevirme yönteminin deneysel ve sonlu elemanlar analiz yöntemiyle elde edilen yük kısalma eğrileri şekil 3.2’de verilmiştir. Bu yöntem zımbalı ya da zımbasız olarak da yapılabilmektedir.



şekil 3.1 : Dışa ve ie doğru ters çevirme yöntemi uygulanmış olan tüpler [21].

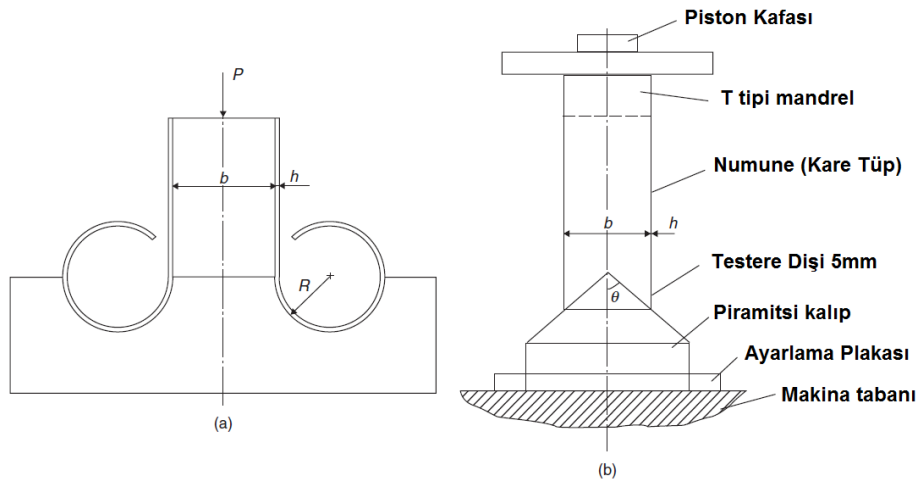


şekil 3.2 : Dışa doğru çevirme yönteminin deneysel ve sonlu elemanlar analiz yöntemiyle elde edilen yük kısalma eğrileri [18].

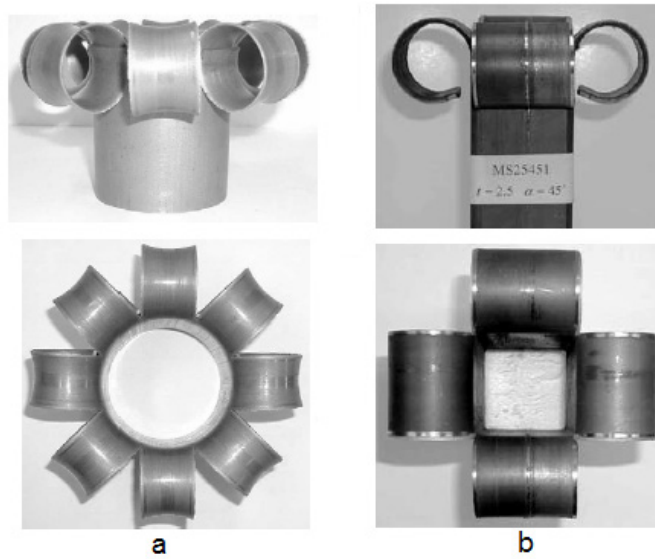
3.2 Tüpün Şeritlere Ayrılması Yöntemi

Bu yöntem tüpün ters döndürülmesi yönteminin özel bir durumu olup kalıp çapı çok büyük olduğu durumlarda meydana gelmektedir. Uygulanan kuvvetin etkisiyle tüpün yırtılarak şeritlere ayrılması ile enerji absorbe edilir [17].

Tüpün şeritlere ayrılması yönteminde enerji; yırtılma, eğilme ve sürtünme yoluyla absorbe edilir. Enerji absorbe edici elemanlar için arzu edilen sabit kuvvet ve uzun strok mesafesi (tüp boyunun %90 mesafesine kadar deforme olabilme) özelliğinden dolayı bu yöntem enerji absorbe edilebilmesi açısından etkili bir yöntemdir. Yöntem dairesel ve kare kesitli tüplere uygulanabilmektedir [22,23].



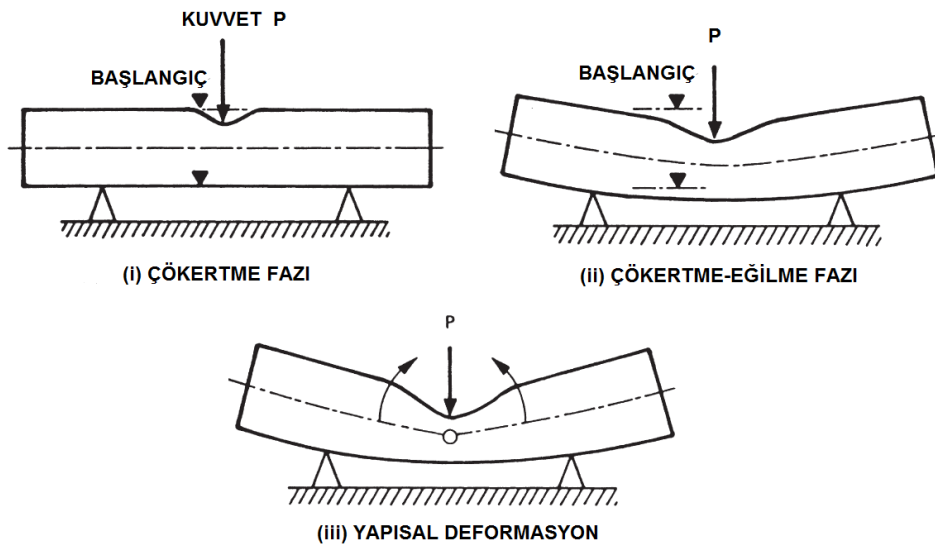
Şekil 3.3 : Kare tüpün şeritlere ayrılması yönteminin uygulanışı a) Eğimli kalıp b) Konik kalıp [21].



Şekil 3.4 : Yöntemin uygulandığı dairesel ve kare kesitli tüpler [22,23].

3.3 Tüpün Noktasal Yük Altında Çukurlaştırılması Yöntemi

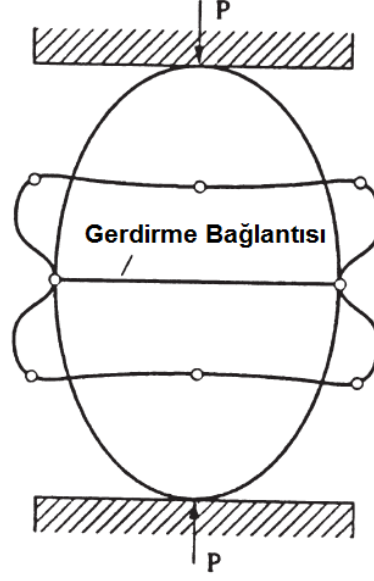
Tüpün yana doğru çukurlaştırılması yöntemi her iki tarafı sabit mesnetlenmiş ince cidarlı tüpün uygulanan noktasal yük sonucunda başlangıçta lokal deformasyon ve devamında da global deformasyonun meydana geldiği enerji absorbe yöntemidir. Pratikte deniz taşıtları, araç tamponları gibi yapılarda çok sık rastlanan bir deformasyon durumu olmasına karşılık plastik deformasyona sınırlı düzeyde malzemenin katılması nedeniyle bu tip deformasyona ilgi oldukça az olmuştur [17].



Şekil 3.5 : Tüpün çukurlaştırılması yöntemi [17].

3.4 Tüpün Yanal Düzleştirilmesi

Tüpün yanal düzleştirilmesi yönteminde tüpün boy eksenine paralel olarak uygulanan yükün etkisiyle deformasyonu sağlanır. Bu yöntemde plastik deformasyon eksenel çarpışma durumu gibi global olmasa da bu yöntem tüpün yana doğru çukurlaştırılması yönteminden daha üstündür. Yanal serbestliği kısıtlanmış bir tüpün deformasyonu sonucunda serbest tüpe göre üç kat daha fazla enerji absorbe edebildiği gözlemlenmiştir. Tüpün yana doğru düzleştirilmesi yöntemiyle absorbe edilen enerji miktarı tüpün eksenel çarpışması yöntemiyle elde edilen enerji miktarından bir mertebe daha düşüktür [17].



Şekil 3.6 : Tüpün yana doğru düzleştirilmesi yöntemi [17].

3.5 İnce Cidarlı Tüplerin Eksenel Darbe Davranışları

3.5.1 Giriş

Çarpışma enerjisinin absorbe edilmesi amacıyla ince cidarlı boru formunda yapılar enerji absorbe edici elemanlar olarak araba, uçak ve tren vb. araçlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Dairesel, kare ve dikdörtgen, üçgen, altıgen, piramit ve koni, tek ve çift şapka gibi çeşitli kesitlere sahip bu elemanların statik ve dinamik eksenel darbe davranışları birçok deneysel ve teorik çalışmalar yoluyla incelenmiş ve kesit özelliklerine göre teorik ifadeler ortaya konulmuştur. İnce cidarlı tüplerin eksenel darbe davranışı ve enerji absorbe kabiliyetleri eleman geometrisi [24-26], malzeme özelliği [27], uygulanan sınır şartları [28,29], darbe hızı [30], şekillendirme geçmişi [31] gibi birçok faktöre bağlıdır. Bazı çalışmalarda ince cidarlı tüp formundaki yapının enerji absorbe kabiliyetlerinin artırılması amacıyla eleman içerisine yerleştirilen alüminyum köpük ve bal peteği formundaki yapılardan faydalanılmıştır [32-35]. Enerji absorbe kabiliyetlerinin iyileştirilmesi ve deformasyonun kontrollü bir şekilde gerçekleşmesini sağlamak amacıyla delik, oluk vb. tetikleyici yapılardan yararlanılmıştır. Bu yapının en önemli özelliklerinden birisi de darbe esnasında oluşan ilk pik kuvvetinin azaltılmasını sağlamaktır [36-38].

3.5.2 Eksenel darbeye maruz elemanların deformasyon terminolojisi

Hanssen ve diğ. [39,40], ince cidarlı elemanların eksenel darbe davranışlarını incelendiği çalışmalarında, karşılaşılan terimleri darbe terminolojisi olarak

adlandırmış ve Şekil 3.7’de verildiği gibi açıklamışlardır. Bu terimler genel olarak; absorbe edilen enerji, ortalama deformasyon kuvveti, relatif deformasyon, deformasyon kuvveti verimi ve toplam deformasyon verimi olarak ifade edilmektedir.

Absorbe edilen enerji E, kuvvet-yerdeğiştirme eğrisinin integrali alınarak elde edilir [39,40].

$$E = \int_0^d F(x)dx \quad (3.1)$$

Ortalama kuvvet $F_{ort.}$; absorbe edilen enerjinin yerdeğiştirmeye oranı olarak tanımlanmıştır [39,40].

$$F_{ort.} = \frac{E(d)}{d} \quad (3.2)$$

Relatif deformasyon D_c ; deformasyon miktarının toplam eleman uzunluğuna oranı şeklinde verilmektedir [39,40].

$$D_c = \frac{d}{l} \quad (3.3)$$

Deformasyon kuvveti verimi A_E ; ortalama darbe kuvvetinin maksimum darbe kuvvetine oranı olarak ifade edilmiştir [39,40].

$$A_E = \frac{F_{ort.}(d)}{F_{maks.}(d)} \quad (3.4)$$

Toplam deformasyon verimi ise deformasyon kuvveti veriminin relatif deformasyon miktarı ile çarpımı şeklinde ifade edilmektedir [39,40].

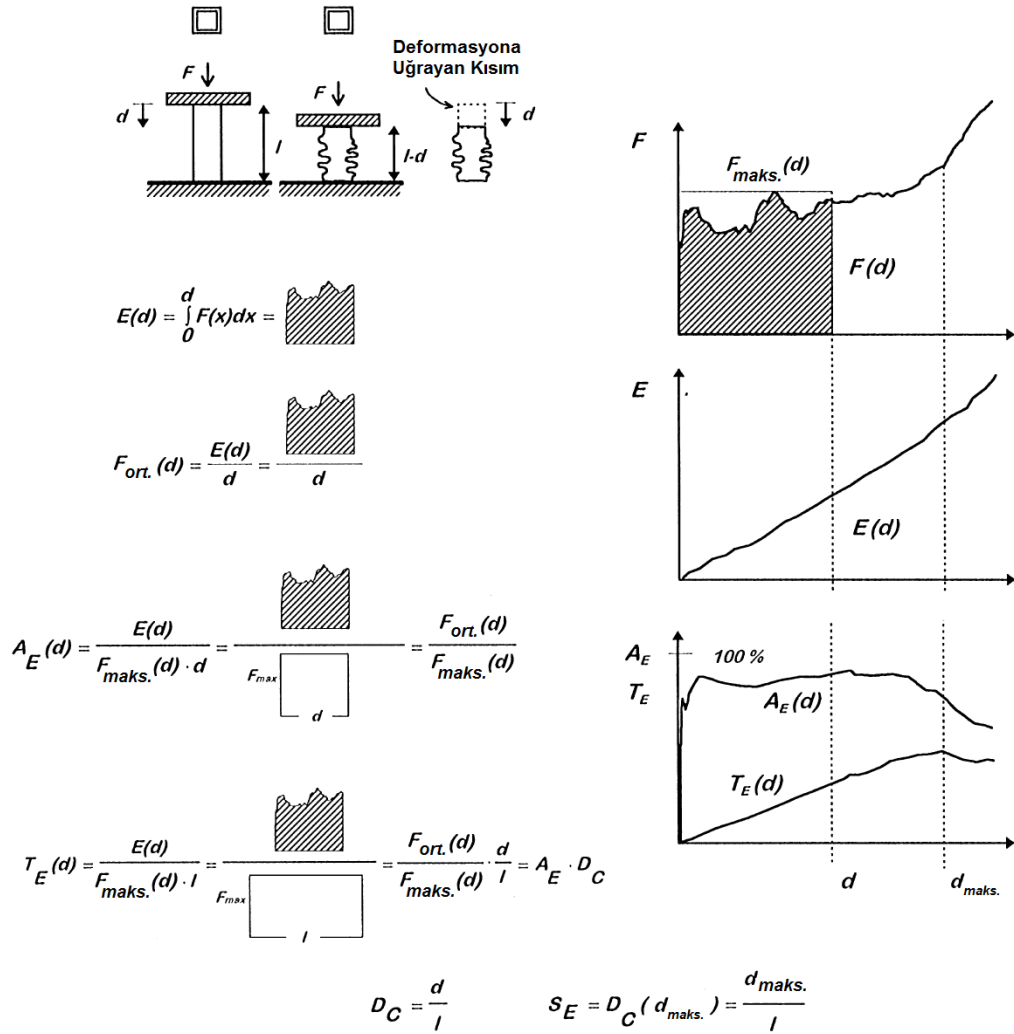
$$T_E = \frac{F_{ort.}(d)}{F_{maks.}(d)} \cdot \frac{d}{l} = A_E \cdot D_c \quad (3.5)$$

Sıkıştırmanın başladığı relatif deformasyon miktarı efektif deformasyon mesafesi ya da strok yeterliliği olarak ifade edilmektedir [39,40].

$$S_E = D_c(d_{maks.}) = \frac{d_{maks.}}{l} \quad (3.6)$$

Bir enerji absorbe edici elemanın performansının en iyi şekilde değerlendirilebilmesi boyutsuz olarak tanımlanan deformasyon kuvveti verimi ve toplam deformasyon verimi terimlerinin kullanılması ile gerçekleştirilebilir. Ortalama kuvvetin

maksimum darbe kuvvetine oranı olarak tanımlanan deformasyon kuvveti veriminin mümkün olduğunca 100% 'e yakın olması gerekmektedir. Pratikte bunu elde etmek imkânsız gibi gözükse de ideal bir enerji absorbe edici eleman için bu durum geçerlidir. Deformasyon kuvveti veriminin yüksek olması elemanın performansını arttırmaktadır. Pratikte elemanın yan yüzeylerinde oluşturulan çentik, girinti şeklinde oluşturulan tetikleyici elemanlar ile deformasyon kuvveti veriminde artış sağlanmaktadır [39,40].



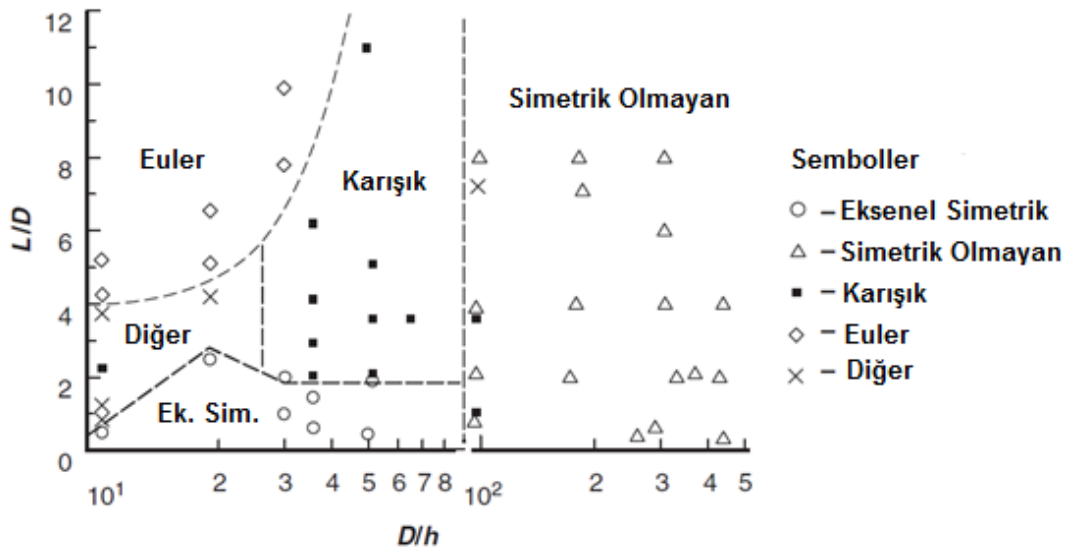
Şekil 3.7 : İnce cidarlı elemanların çarpışması için kullanılan terminoloji [39,40].

3.5.3 Dairesel kesite sahip ince cidarlı tüplerin eksenel darbe davranışı

Andrews [21], sanki statik yükleme durumu için alüminyumdan üretilmiş ince cidarlı dairesel tüplerin eksenel darbe davranışlarını, tüplerin kalınlık / çap oranına(D/h) ve yükseklik / çap (L/D) oranına göre simetrik, asimetrik, karışık, Euler ve diğer

deformasyon durumu olarak sınıflandırmıştır. Bu sınıflandırma grafiksel olarak Şekil 3.8’de verilmiştir.

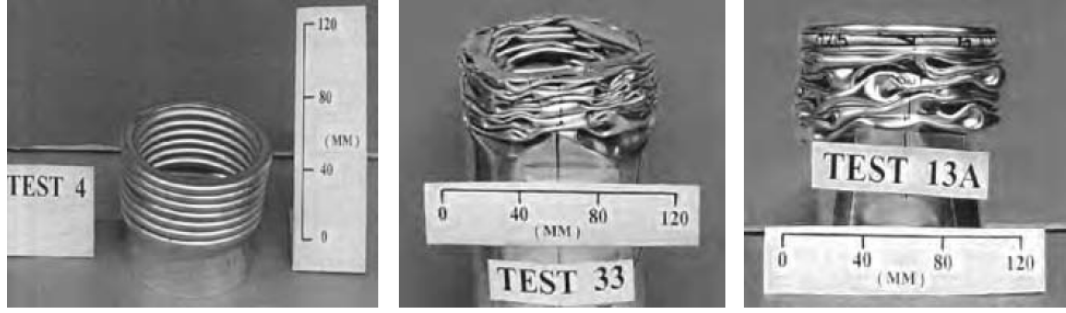
Eksenel simetrik deformasyon modu halka modu yada akordeon modu olarak adlandırılırken, asimetrik deformasyon modu ise çokgen modu olarak adlandırılır. Çokgen deformasyon modu iki ile beş lob arasında oluşabilen lob sayısına göre karakterize edilir. Bazı durumlarda deformasyon halka modu ile başlamakta ve devamında çokgen modunda sonlanmaktadır. Bu deformasyon modu karışık mod olarak isimlendirilir [21].



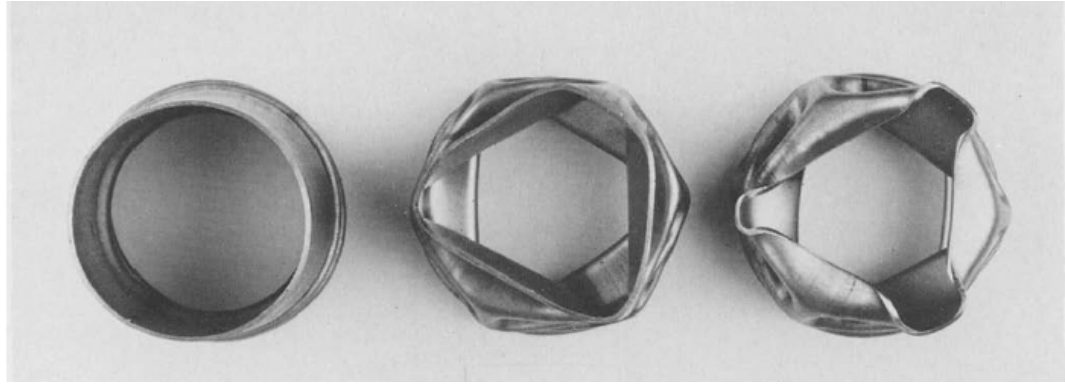
Şekil 3.8 : Kalınlık/Çap ve Uzunluk/Çap oranına bağlı olarak alüminyumdan üretilen dairesel tüplerin deformasyon sınıflandırması [21].

Euler burkulma modu ise ince cidarlı elemanın boyunun uzun olması durumunda gerçekleşen bir deformasyon durumudur. Deformasyonun lokal olarak değil de global olarak gerçekleşmesi daha az enerji absorbe edilmesine neden olduğundan dolayı bu deformasyon modu istenilen bir deformasyon modu değildir [41,42].

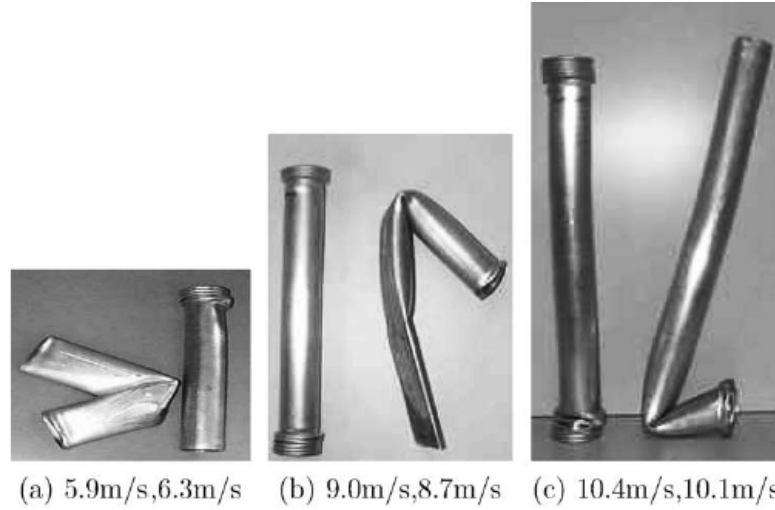
Eksenel darbeye maruz ince cidarlı dairesel tüpte oluşan halka, çokgen ve karışık deformasyon durumları Şekil 3.9’da, halka ve çokgen modunun üstten görünüşü Şekil 3.10’da ve Euler burkulma modu ise Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.9 : Eksenel darbe yüküne maruz dairesel kesitli ince cidarlı bir tüpte oluşan deformasyon durumları a) Halka modu b) Çokgen modu c) Karışık mod [21].



Şekil 3.10 : Eksenel darbe yüküne maruz dairesel kesitli ince cidarlı bir tüpte oluşan halka ve çokgen deformasyon durumlarının üstten görünüşü [43].



Şekil 3.11 : Eksenel darbe yüküne maruz dairesel kesite sahip ince cidarlı bir tüpte oluşan Euler burkulma modu [42].

Statik yük altında deformasyona uğrayan dairesel kesite sahip ince cidarlı bir tüpün halka modunda oluşan deformasyon durumu için teorik analizi ilk olarak Alexsander(1960) tarafından yapılmıştır. Şekil 3.12’de gösterilen modele göre deformasyon esnasında bir kıvrımın oluşması için üç adet plastik mafsallın oluşması gerekmektedir. Alexsander oluşturmuş olduğu modelinde deformasyon için

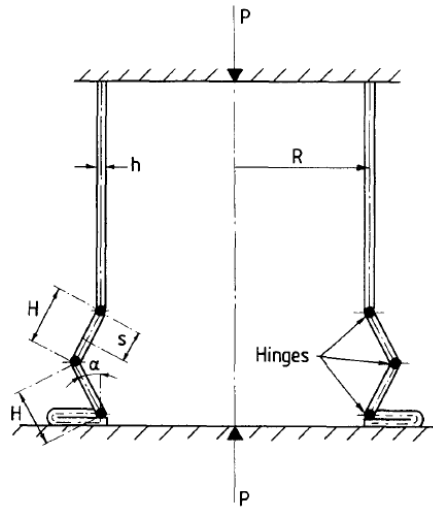
uygulanen işin bu mafsalların plastik eğilmesi ve mafsallar arasındaki malzemenin de çekme ya da basma şekil değiştirmesi ile harcandığını varsaymıştır. Bu varsayımlar altında Aleksander eksenel simetrik burkulma durumunda ortalama darbe kuvveti için Eşitlik (3.7)'de verilen ifadeyi elde etmiştir [21].

$$\frac{P_m}{M_o} = 20,725 \sqrt{\frac{2R}{t}} + 6,283 \quad (3.7)$$

Bu ifadedeki R yarıçap, t eleman kalınlığı ve M_o tam plastik eğilme momentidir. Tam plastik eğilme momenti M_o ise;

$$M_o = (2\sigma_0/\sqrt{3})(h^2/4) \quad (3.8)$$

olarak verilmektedir [21].



Şekil 3.12 : Statik yük altında deformasyona uğrayan ince cidarlı dairesel bir tüpün eksenel simetrik deformasyon durumu için Aleksander (1960) tarafından oluşturulan model [43].

Aleksander'ın dairesel kesite sahip ince cidarlı elemanların eksenel simetrik deformasyon durumu için türetmiş olduğu ifadeyi Abramowicz ve Jones [44] modifiye etmişlerdir. Eksenel simetrik deformasyon durumu için ortalama kuvvet ifadesini;

$$\frac{P_m}{M_o} = 25,230 \sqrt{\frac{2R}{t}} + 15,09 \quad (3.9)$$

olarak ve eksenel simetrik olmayan deformasyon durumu için ise;

$$\frac{P_m}{M_o} = A_{1N} \sqrt{\frac{2R}{t}} + A_{2N} \quad (3.10)$$

olarak ifade etmişlerdir. Bu ifadede ki A_{1N} ve A_{2N} katsayıları deformasyon esnasında oluşan lob sayısına bağlı olarak Tablo 1'deki gibi alınmaktadır.

Çizelge 3-1 : İnce cidarlı dairesel tüpün elmas deformasyon modu için lob sayılarına göre kullanılan A_{1N} ve A_{2N} değerleri [44].

Lob Sayısı	N=2	N=3	N=4	N=5	N=6
A_{1N}	22,64	21,07	20,61	20,40	20,30
A_{2N}	4π	32,66	60,70	96,72	140,74

İnce cidarlı tüplerin enerji absorbe kabiliyeti ve ortalama deformasyon kuvvetini etkileyen en önemli faktör elemanın deformasyon modudur. Dairesel kesitli tüplerde en çok karşılaşılan deformasyon modu eksenel simetrik (halka) ve asimetrik (çokgen) deformasyon şeklidir. Halka modunda kıvrım başına absorbe edilen enerji çokgen moduna göre daha az olmasına rağmen halka modunun ortalama deformasyon kuvveti daha yüksektir [45].

Gupta ve Venkatesh [46], alüminyumdan üretilmiş ince cidarlı değişik çap/kalınlık (D/t) oranına sahip dairesel tüplerin statik ve eksenel darbe davranışlarını incelediği çalışmalarında dinamik durumdaki ortalama darbe kuvveti, oluşan kıvrımların uzunluğu ve kıvrım parametre değerlerinin statik durumdan daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Malzemenin şekil değiştirme hızı hassasiyetinin belirlenmesinde Cowper-Symonds ampirik bağıntısı yaygın olarak kullanılan bir bağıntıdır [44]. Bu bağıntı;

$$\frac{\sigma_0^d}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/p} \quad (3.11)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Buradaki σ_0^d :dinamik tek eksenli akma gerilmesi, σ_0 : statik tek eksenli akma gerilmesi, D ve p malzeme katsayıları, $\dot{\epsilon}$ şekil değiştirme hızıdır.

Abramowicz ve Jones [43]; $\dot{\epsilon}$ şekil değiştirme hızını eksenel simetrik ve asimetrik deformasyon moduna göre (3.12) ve (3.13) bağıntıları ile ifade etmişlerdir. Eksenel simetrik yada akordiyon deformasyon modu için $\dot{\epsilon}$ şekil değiştirme hızını;

$$\dot{\epsilon} = \frac{0,25V_0}{R[0,86 - 0,618\sqrt{t/2R}]} \quad (3.12)$$

olarak ve asimetrik deformasyon modu için ise;

$$\dot{\epsilon} = 0,370V_0/R \quad (3.13)$$

olarak ifade etmişlerdir.

Yapılan deneysel çalışmalar eksenel simetrik ve asimetrik deformasyona uğrayan ince cidarlı dairesel bir tüpte oluşan kıvrımların kısmen dışarı ve kısmende içeri olacak şekilde oluştuğunu ve dışa doğru oluşan kıvrım boyunun içeri kıvrım boyundan daha fazla olduğunu göstermiştir. Wierzbicki dışa doğru oluşan kıvrım boyunun tüm kıvrım boyuna oranını eksantrisite faktörü m olarak tanımlamıştır. Singace eksenel simetrik deformasyon durumunda eksantrisite faktörünü teorik olarak 0,65 almıştır [47-49].

Eksenel darbeye maruz ince cidarlı dairesel tüplerin enerji absorbe kabiliyetlerinin arttırılması ve deformasyonun kontrollu bir şekilde gerçekleştirilmesi amacıyla bazı tasarım yöntemlerinden faydalanılmıştır.

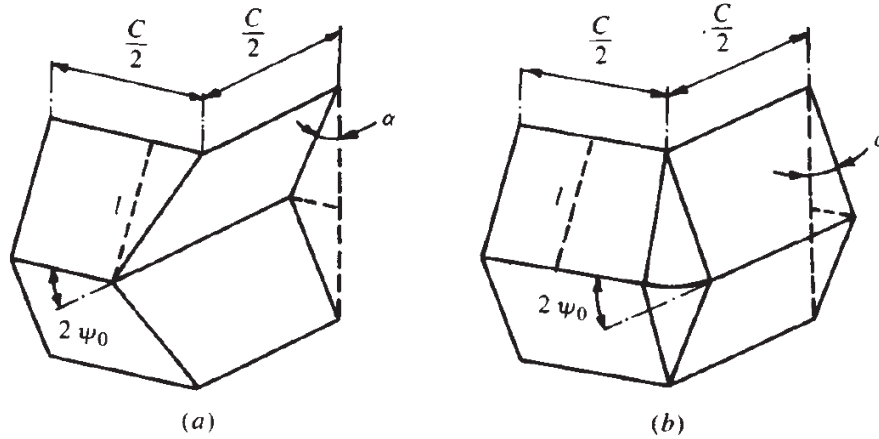
Salehghaffari ve diğ. [50], statik eksenel yükleme ile gerçekleştirdikleri çalışmalarında iki tasarım yöntemi ile ince cidarlı tüpün deformasyon modunu kontrol etmeyi ve darbe dayanımlarını arttırmayı amaçlamışlardır. İlk tasarımlarında darbe tarafına ince cidarlı tüpün içerisine sıkı geçme olarak bilezik formunda eleman yerleştirerek deformasyon modunu kontrol etmişlerdir. İkinci tasarımlarında ise silindir cidarlarında radyal oluk açarak enerji absorbe kabiliyetlerinde artış sağlamışlardır.

Adachi ve diğ. [51], ince cidarlı tüp formundaki elemanın dış düzeyine feder formunda rijit yapılar oluşturmuşlardır. Federler arasındaki mesafeye bağlı olarak elemanın deformasyon modunun kontrol edilebileceğini ve federler arası mesafenin kısa olması durumunda eksenel simetrik formda çok fazla deformasyon gerçekleşmesi nedeniyle daha fazla enerji absorbe edilebileceğini ifade etmişlerdir.

Hosseinipour ve diğ. [52,53], elemanın dış ve iç yüzeyinde belirli aralıklar oluşturmuş oldukları radyal oluklar ile statik aksenal yük altında burkulma modunu kontrol etmeyi ve teorik olarak absorbe edebileceği enerji kapasitesi ile ortalama deformasyon kuvvetini de tahmin etmeye çalışmışlardır. Oluklar sayesinde deformasyon davranışının düzenlenerek darbe davranışının kontrol edilebileceğini belirtmişlerdir.

3.5.4 Kare kesite sahip ince cidarlı tüplerin aksenal çarpışma davranışı

Kare kesite sahip ince cidarlı bir tüpün statik ve dinamik progresif burkulmasının analizi dairesel kesite sahip ince cidarlı tüplere benzer özellik gösterse de deformasyon durumunun daha kompleks bir yapıya sahip olması nedeniyle analizleri daha karmaşıktır. Bu elemanların statik burkulma durumu için Wierzbicki ve Abramowicz Şekil 3.13'te gösterildiği gibi Tip I ve Tip II olmak üzere temel iki burkulma elemanı tanımlamıştır [54].



Şekil 3.13 : Wierzbicki ve Abramowicz tarafından kare kesite sahip ince cidarlı bir eleman için tanımlanan temel burkulma elemanları a) Tip I b) Tip II.

Bu iki temel burkulma elemanı kullanılarak kare kesite sahip ince cidarlı elemanlar için dört farklı burkulma modu tahmin edilmiştir [44].

Bunlar;

- Simetrik burkulma modu
- Asimetrik burkulma modu A
- Asimetrik burkulma modu B
- Yayılarak burkulma

Simetrik burkulma modunun, t kalınlığına sahip kare kesitli ince cidarlı bir t p için dört adet Tip I elemanından oluştuğu varsayılmaktadır. Buna göre bu mod için ortalama burkulma kuvveti [44];

$$\frac{P_m}{M_0} = 52,22 \left(\frac{c}{h} \right)^{1/3} \quad (3.14)$$

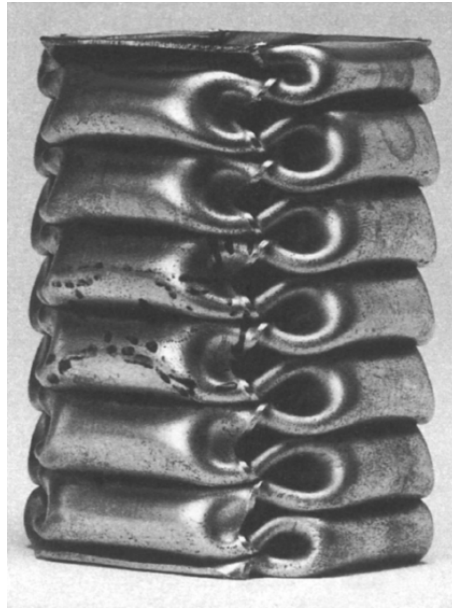
olarak verilmektedir. Burada P_m ortalama kuvvet, M_0 tam plastik burkulma momenti, c karenin bir kenar uzunluğu ve h eleman kalınlığıdır. M_0 plastik burkulma momenti kare kesitli bir t p için [44];

$$M_0 = \sigma_0 (h^2/4) \quad (3.15)$$

olarak tanımlanmaktadır. σ_0 eşdeğer akma gerilmesidir. Yukarıdaki eşitlikler tam plastik bir malzeme için verilen ifadelerdir. şekil değiştirme esnasında sertleşme davranışı gösteren bir malzeme için ise eşdeğer akma gerilmesi σ_0 tanımlanmalıdır. Mühendislik gerilme-şekil değiştirme diyagramını kullanarak eř değer akma gerilmesi [55];

$$\sigma_0 = \frac{\int_0^{\epsilon_u} \sigma(\epsilon) d\epsilon}{\epsilon_u} \quad (3.16)$$

ifadesi ile elde edilir.



şekil 3.14 : Kare kesitli ince cidarlı bir tüpün simetrik burkulma durumu [54].

Asimetrik deformasyon modu A'nın 4H mafsallı uzunluğuna sahip iki deformasyon katmanında altı adet Tip I ve iki adet ise Tip II burkulma elemanından oluştuğu varsayılmaktadır. Bu tip burkulma durumunda ise ortalama burkulma kuvveti [44];

$$\frac{P_m}{M_0} = 42,92 \left(\frac{c}{h}\right)^{1/3} + 3,17 \left(\frac{c}{h}\right)^{2/3} + 2,04 \quad (3.17)$$

olarak verilmektedir.

Asimetrik deformasyon modu B'nin ise 4H mafsallı uzunluğuna sahip iki deformasyon katmanında yedi adet Tip I ve bir adet ise Tip II burkulma elemanından oluştuğu varsayılmaktadır. Bu tip burkulma durumunda ise ortalama burkulma kuvveti[44];

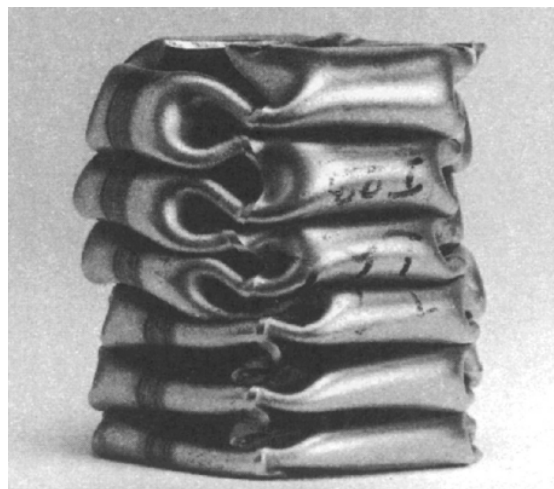
$$\frac{P_m}{M_0} = 45,90 \left(\frac{c}{h}\right)^{1/3} + 1,75 \left(\frac{c}{h}\right)^{2/3} + 1,02 \quad (3.18)$$

olarak verilmektedir.

Yayılarak burkulma modunun ise bir deformasyon katmanında dört adet Tip II burkulma elemanından oluştuğu varsayılmaktadır. Bu burkulma modu için ortalama burkulma kuvveti [44];

$$\frac{P_m}{M_0} = 32,64 \left(\frac{c}{h}\right)^{1/2} + 8,16 \quad (3.19)$$

olarak verilmektedir.



Şekil 3.15 : Statik aksenal yük altında deformasyona uğrayan ince cidarlı kare tüp için asitmetik deformasyon modu B [54].



Şekil 3.16 : Dinamik eksenel yükleme durumunda deformasyona uğrayan ince cidarlı kare kesitli elaman için yayılma burkulma modu [54].

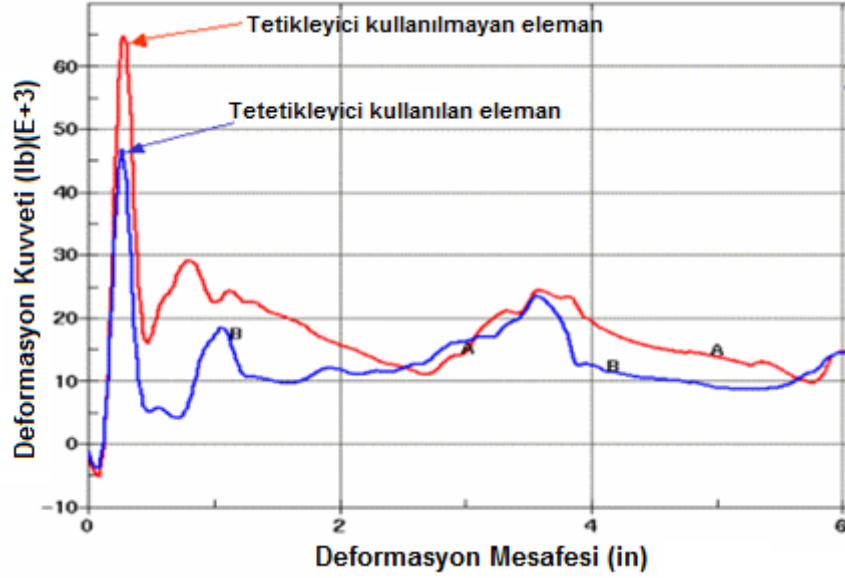
Yukarıdaki eşitliklerde malzemenin şekil değiştirme hızı hassasiyeti göz önüne alınmamıştır. Malzemenin şekil değiştirme hızı göz önüne alındığı durumda malzemenin akma gerilmesi Cowper-Symonds eşitliği ile verilen;

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_y} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/p} \quad (3.20)$$

eşitliği ile hesaplanır.

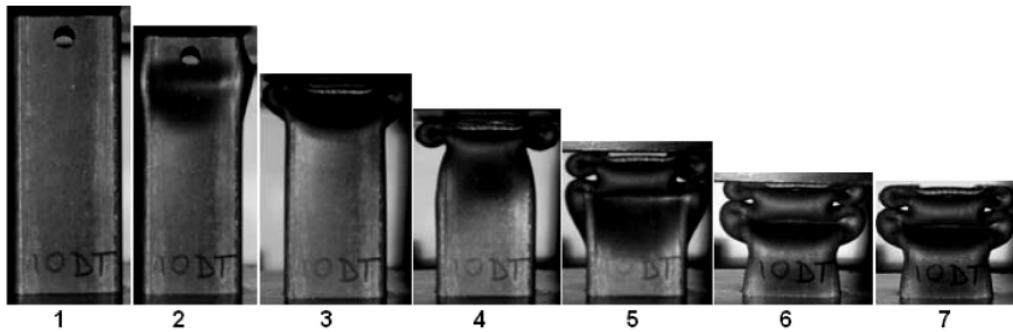
Bu ifadede ki $\dot{\epsilon}$ şekil değiştirme hızı simetrik deformasyon modu için $\dot{\epsilon} = 0,33 \vartheta_0/c$, asimetrik deformasyon modu A için $\dot{\epsilon} = 0,44 \vartheta_0/c$, asimetrik deformasyon modu B için $\dot{\epsilon} = 0,39 \vartheta_0/c$ ve yayılma deformasyon durumu için ise $\dot{\epsilon} \cong 0,25 \vartheta_0/c$ olarak verilmektedir [44].

Deformasyonun kontrollü bir biçimde gerçekleştirilmesi amacıyla enerji absorbe edici elemanlar üzerinde delik, çıkıntı gibi oluşturulan tetikleyici yapılardan faydalanılmaktadır. İyi dizayn edilmiş bir tetikleyici deliğin en önemli avantajlarından bir tanesi Şekil 3.17’de görüldüğü gibi yolculara ve diğer yapılara etki eden ilk pik kuvvetinin etkili bir biçimde azaltılmasıdır. Eleman üzerine delikler açılarak oluşturulan bu tetikleyici yapıların yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar sonucunda delik boyutunun çarpışma performansına etkisi delik kesitinin çeşidi (kare, daire vb.) ve yön durumuna göre daha önemli olduğunu göstermiştir [36].



Şekil 3.17: Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tetikleme mekanizmasının etkisinin gösterilmesi [36].

Mamalis ve diğ. [37], dikiş kaynağı ile imal edilmiş kare kesitli ince cidarlı bir tüpte burkulma başlatıcı olarak oluşturdukları dairesel kusurların etkisini, statik eksenel sıkıştırma yoluyla deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında; tüm yüzeylerinde delik açılan elemanlarda burkulmanın içeriye doğru oluştuğunu, delik konumunun çarpışma davranışında delik büyüklüğünden daha önemli olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca; daha fazla deformasyon enerjisinin absorbe edilmesi, başlangıçta oluşan pik kuvvetinin düşük değerde sınırlandırılması ve ortalama deformasyon kuvvetinin de yüksek olması nedeniyle orta yüksekliğinden yukarıda dairesel delik oluşturulan bir elemanın deformasyon açısından daha uygun olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 3.18: Orta yüksekliğinden yukarıda dairesel delik açılan kare kesitli bir elemanda deformasyon durumu [37].

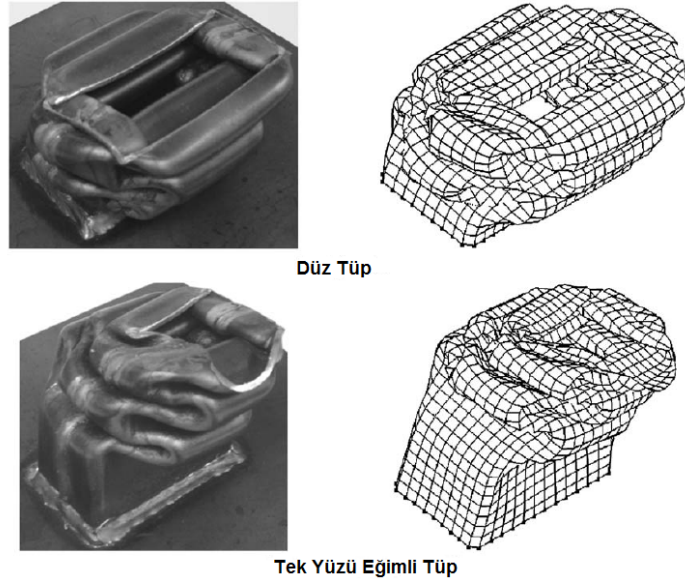
Zhang ve Huh [38]; ince cidarlı kare kesite sahip bir elemanda eleman boyunca derin çekme yöntemiyle oluşturulan olukların etkisini nümerik olarak inceledikleri

alışmalarında, tüpün her yüzünde oluşturulan oluklar sayesinde özgül enerji absorbe kabiliyeti açısından konvansiyonel tüpe göre 82.7% varan oranda bir artış ve ilk çarpışma esnasında oluşan maksimum kuvvetin ise 22.3%. varan oranlarda azalma sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Her yüzünde oluk bulunan elemanlarda, küçük kesitli elemanların büyük kesitli elemanlara göre ve oluk boyutu büyük olan elemanların küçük olanlara göre daha etkili olduğunu, ayrıca, bütün yüzeylerinde bir yada iki oluk bulunan tüplerin sadece karşılıklı iki kenarında oluk bulunan tüplere göre daha etkili olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

3.5.5 Kesik koni ve piramit formundaki ince cidarlı tüplerin eksenel darbe davranışı

Reid ve Reddy [12]; yumuşak çelikten imal edilmiş ince cidarlı dikdörtgen, bir ve iki yüzü eğimli dikdörtgenler prizması şeklindeki elemanların sanki statik ve dinamik deformasyon durumlarını deneysel ve analitik olarak incelemişlerdir. Eğik yüzeyli prizmatik tüplerin sanki-statik eksenel sıkıştırma durumunda yük-yerdeğiştirme karakteristiklerinin düz prizmatik tüplere göre daha stabil bir karaktere sahip olduğu ve daha az Euler burkulma davranışı sergilediğini ifade etmişleridir. Eksenel ve eksen dışı olarak gerçekleştirdikleri dinamik yükleme durumunda ise, eğik yüzeyli prizmatik tüplerin eksen dışı yüklemede eksenel yükleme kadar etkili olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Nagel ve Thambiratnam [56-58]; dikdörtgenler prizması şeklindeki ince cidarlı tp formundaki elemanın, uzunluk ve tepe boyutları aynı kalmak üzere yüzey eğim açılarının değiştirilmesi ile elde edilen elemanların statik ve dinamik eksenel yükleme durumundaki deformasyon davranışlarını incelemiştir. Statik yükleme durumunda, başlangıç pik kuvvetinin eğimli yüzey sayısı ve eğim açısının arttırılması durumunda azaldığını ve cidar kalınlığının; absorbe edilen enerji, ortalama deformasyon kuvveti ve başlangıç pik kuvvetine etkisinin eğim açısı ve eğimli yüzey sayısına göre daha fazla olduğunu ifade etmişleridir. Dinamik yükleme durumunda ise, yüzeyi eğimli olan ince cidarlı tüplerin deformasyon kuvveti verimliliğinin düz tüplere göre daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Düz ve yüzeyi eğimli tüplerin eksen dışı darbe davranışlarını inceledikleri çalışmalarında ise yüzeyi eğimli tüplerin enerji absorbe kabiliyeti açısından düz tüplere göre bazı önemli avantajlarının olduğunu ifade etmişlerdir.



Şekil 3.19 : Düz ve tek yüzü eğik tüplerin 10°'lik dinamik eğik yükleme durumu altındaki deformasyonu [58].

Kesik koni formundaki ince cidarlı elemanlar silindir formundaki elemanlara göre daha yüksek Euler burkuma yüküne sahip olmaları nedeniyle daha güvenilir elemanlardır. Bu durum ince cidarlı dairesel kesite sahip elemanların tasarımı için tasarım limiti faktörüdür. Dairesel kesite sahip ince cidarlı eleman yerine aynı ağırlık ve hacime sahip kesik koni formundaki eleman kullanılması durumunda absorbe edilen enerji ve strok mesafesinde artış görülmüştür [13].

Mamalis ve diğ. [59], alüminyum, düşük karbonlu çelik ve PVC malzemelerinden talaşlı imalat yöntemi ile oluşturdukları ince cidarlı koni ve kesik koni formundaki elemanlarda, başlangıç pik kuvvetinin ve burkulma sonrası deformasyon kuvvetinin narinlik oranı t/D (cidar kalınlığı / dış çap) arttıkça arttığı ve yarı tepe açısının artması durumunda ise azaldığı sonucuna ulaşmışlardır.

4. OPTİMİZASYON YÖNTEMİ- YANIT YÜZEY YÖNTEMİ

Başlangıçta kare ve dairesel kesite sahip ince cidarlı bir elemanın tavan ve taban ölçülerinin değiştirilmesiyle elde edilen kesik piramit ve kesik koni formundaki elemanların absorbe edilen enerji, maksimum deformasyon kuvveti, ortalama kuvvet ve yer değiştirme grafikleri ile amaç fonksiyonlarının elde edilebilmesi için yanıt yüzey yönteminden faydalanılmıştır.

Yanıt yüzey yöntemi yanıtın birden fazla değişkene bağlı olduğu problemleri, modelleme ve analiz etme tekniklerini içeren matematiksel ve istatistiksel yöntemlerin derlendiği bir metoddur. Örneğin; bir prosesin maksimum randımana sahip olduğu bir fonksiyonun sıcaklık (ξ_2) ve basınç(ξ_1) bağlı olarak ifadesi Eşitlik 4.1'deki gibi verilebilir [60].

$$y = f(\xi_1, \xi_2) + \epsilon \quad (4.1)$$

Buradaki ϵ yanıtta gözlenen parazit yada hatadır. Eğer beklenen yanıt $E(y) = f(\xi_1, \xi_2) = \eta$ olarak alındığında

$$\eta = f(\xi_1, \xi_2) \quad (4.2)$$

ifadesi yanıt yüzeyi olarak isimlendirilir [60].

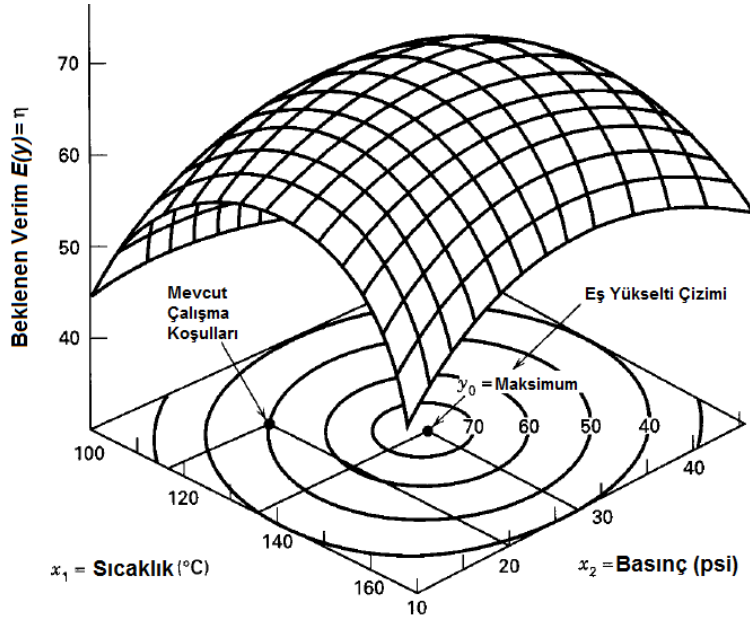
Bu ifadelerdeki değişkenler ölçü birimlerine bağlı olan değişkenlerdir. (N/mm^2 , $^{\circ}C$ vb.). Bu değişkenler benzer standart sapmaya sahip boyutsuz ($x_1, x_2, \dots, x_k$) kodlu değişkenlere çevrilmelidir. Bu kodlu değişken dönüşümü aşağıdaki şekilde verilmektedir [60].;

$$x_{ii} = \frac{\xi_{ii} - (\max(\xi_{ii}) + \min(\xi_{ii}))/2}{\max(\xi_{ii}) - \min(\xi_{ii})} \quad (4.3)$$

Kodlu değişkenlere göre düzenlenmiş yanıt fonksiyonunda;

$$\eta = f(x_1, x_2, \dots, x_k) \quad (4.4)$$

şeklinde ifade edilmektedir.



Şekil 4.1 : Beklenen randımanın sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişimini gösteren üç boyutlu yanıt yüzeyi [60].

Yanıt yüzey yönteminde yanıt ve bağımsız değişkenler arasındaki ilişkinin belirlenmesi amacıyla uygun bir fonksiyon tanımlanır.

Eğer yanıt ile bağımsız değişkenler arasındaki ilişki lineer bir fonksiyonla iyi bir şekilde sağlanabiliyorsa yanıt ile bağımsız değişkenler arasında birinci derece model kullanılır. Bu model;

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k + \epsilon \quad (4.5)$$

şeklinde ifade edilir [60]. Burada β 'lar regresyon katsayıları ve ϵ 'da hatadır.

Eğer sistemde bir eğrilik söz konusu ise bu durumda daha büyük dereceli polinom örneğin ikinci derece bir polinom kullanılır. İkinci derece model;

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \epsilon \quad (4.6)$$

olarak ifade edilmektedir [60].

İkinci dereceden iki değişkenli bir yanıt yüzey modeli aşağıdaki şekilde verilebilir ;

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \epsilon \quad (4.7)$$

Bu ifade de $x_3 = x_1^2$, $x_4 = x_2^2$, $x_5 = x_1x_2$, $\beta_3 = \beta_{11}$, $\beta_4 = \beta_{22}$ ve $\beta_5 = \beta_{12}$ şeklinde düzenleme yapılırsa;

$$y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \beta_3x_3 + \beta_4x_4 + \beta_5x_5 + \epsilon \quad (4.8)$$

şeklinde lineer regresyon modeli elde edilir [60].

Çoklu regresyon modeli olarak verilen;

$$y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \dots + \beta_kx_k + \epsilon \quad (4.9)$$

eşitliğinde $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_k$ regresyon katsayılarının belirlenmesi amacıyla en küçük kareler yönteminden faydalanılır.

n adet deney sonucu için (4.9) eşitliği aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned} y_1 &= \beta_0 + \beta_1x_{11} + \beta_2x_{12} + \dots + \beta_kx_{1k} + \epsilon_1 \\ y_2 &= \beta_0 + \beta_1x_{21} + \beta_2x_{22} + \dots + \beta_kx_{2k} + \epsilon_2 \\ &\vdots \\ y_n &= \beta_0 + \beta_1x_{n1} + \beta_2x_{n2} + \dots + \beta_kx_{nk} + \epsilon_n \end{aligned} \quad (4.10)$$

Bu ifadeler matris formunda yazıldığında çözümü kolaylaşacaktır. Bu ifadeleri matris formunda yazılacak olursa;

$$y = X\beta + \epsilon \quad (4.11)$$

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nk} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_n \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$\epsilon = \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_1 \\ \vdots \\ \epsilon_n \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

$p=k+1$ normal eşitlik sayısı

Genel olarak; y ($nx1$) gözlem vektörü, X ($n \times p$) bağımsız değişkenlerin seviye matrisi, β ($px1$) regresyon katsayıları vektörü ve ϵ ($nx1$) rastgele hata vektörüdür.

En küçük kareler yöntemine göre 4.16 eşitliği ile verilen ifadedeki regresyon katsayıları ϵ_i hata toplamalarının karesi minimize edilecek şekilde seçilmelidir. En küçük kareler fonksiyonu ;

$$L = \sum_{i=1}^n \epsilon_i^2 = \sum_{i=1}^n \left(y_i - \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_{ij} \right)^2 \quad (4.16)$$

$$L = \sum_{i=1}^n \epsilon_i^2 = \epsilon' \epsilon = (y - X\beta)'(y - X\beta)$$

şeklinde verilmektedir. En küçük kareler estimatörü ise;

$$\left. \frac{\partial L}{\partial \beta} \right|_{\hat{\beta}} = -2X'y + 2X'X\hat{\beta} = 0 \quad (4.17)$$

eşitliğini sağlamalıdır. Bu eşitlik basitleştirilerek;

$$X'X\hat{\beta} = X'y \quad (4.18)$$

elde edilir. Bu normal eşitliği çözmek için eşitliğin her iki tarafını $X'X$ 'in tersi ile çarptığımızda en küçük kareler estimatörü $\hat{\beta}$;

$$\hat{\beta} = (X'X)^{-1}X'y \quad (4.19)$$

olarak elde edilir.

Uyarlanan regresyon modeli;

$$\hat{y} = X\hat{\beta} \quad (4.20)$$

olarak elde edilir. Skaler olarak;

$$\hat{y} = \hat{\beta}_0 + \sum_{i=1}^k \hat{\beta}_i x_i \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (4.21)$$

Gerçek gözlem değeri y_i ile uyarılana değer $\hat{y}$ arasındaki fark $e_i = y_i - \hat{y}_i$ rezidü olarak isimlendirilir. Rezidü (nx1) boyutunda vektörel olarak;

$$e = y - \hat{y} \quad (4.22)$$

şeklinde ifade edilir.

Oluşturulan regresyon modelinin doğrulanması amacıyla Regresyonun anlamlılık testi yapılır. Bu test için artık kareler toplamı, toplam kareler, çoklu belirleme katsayısı ve Düzeltmiş R^2 istatistiğinden faydalanılır.

Artık kareler toplamı;

$$\begin{aligned} SS_E &= \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \\ SS_E &= \sum_{i=1}^n e_i^2 = e'e \\ SS_E &= y'y - \hat{\beta}'X'y \end{aligned} \quad (4.23)$$

olarak verilmektedir [60,61].

Toplam kareler;

$$SS_T = y'y - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i)^2}{n} \quad (4.24)$$

olarak verilmektedir [60,61].

Çoklu belirleme katsayısı; modelde belirlenen regresyon katsayıları $x_1, x_2, \dots, x_k$ kullanılarak elde edilen y değerindeki değişimin azalma miktarının bir ölçüsüdür. Bu değişimin değerinin yüksek olması iyi bir model olduğunu göstermektedir [60,61].

Çoklu belirleme katsayısı;

$$R^2 = 1 - \frac{SS_E}{SS_T} \quad (4.25)$$

olarak verilmektedir. Bununla birlikte çoklu belirleme katsayısının büyük olması modelin o kadar iyi olduğu anlamına gelmez. Çünkü modele ilave edilen bir değişken istatistiksel olarak önemli olsun yada olması R^2 değerinde bir artışa neden olur.

Modele bazı terimler eklendiğinde R^2 değerindeki artış nedeniyle bazı regresyon model mimarları düzeltilmiş R^2 istatistiği kullanırlar. Düzeltimiş R^2 istatistiği;

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{SS_E/(n-p)}{SS_T/(n-p)} = 1 - \left(\frac{n-1}{n-p} \right) (1 - R^2) \quad (4.26)$$

olarak verilmektedir [60,61].

5. MODELLEME VE ANALİZ YÖNTEMİ

5.1 Deformasyon Elemanlarının Optimizasyonu İçin Kullanılan Metod

İnce cidarlı kesik koni ve kesik piramit formundaki yapıların optimizasyonu için kullanılan sistemde ilk olarak elemanların maksimum deformasyon kuvveti, ortalama deformasyon kuvveti ve maksimum deformasyon miktarının açı ve kalınlık ile değişim fonksiyonları yanıt yüzey yöntemi ile belirlenecektir. Elde edilen bu fonksiyonlar ile darbe kuvveti verimi ve strok verimi ifadelerinin yanıt yüzeyleri elde edilecek olup bu yüzey fonksiyonları kullanılarak toplam deformasyon veriminin kalınlık ve açı ile değişim grafiği elde edilecektir. Toplam deformasyon veriminin en yüksek olduğu noktada optimum kalınlık ve açı değeri elde edilecektir.

Yanıt yüzey yöntemine göre maksimum deformasyon kuvvetinin ve ortalama deformasyon kuvvet fonksiyonlarının elde edilmesi amacıyla Toksoy'un [62] çalışmasından faydalanılmıştır. Toksoy [63], kalınlık değişimi ve eleman içine yerleştirmiş olduğu köpüğün yoğunluk değişimine göre optimize ettiği çalışmada maksimum kuvvet ve ortalama kuvvet fonksiyonlarını belirlemek amacıyla dördüncü dereceden polinom kullanmıştır. Yanıt yüzeyinin örnek alma noktalarını belirlemek amacıyla tam faktöriyel tasarım r^s kullanmıştır. Örneklemeye noktaları için oluşturulan ağ yapısı her bir değişken yönünde r aralıklığına sahiptir. r aralığına sahip bir ağ oluşturmak için $(r+1)^s$ adet faktöriyel tasarım yapılmalıdır.

Yukarıda verilen bilgiler dahilinde çalışmada eleman kalınlığına ve elemanın dört yüzeyinin eğim açısının değişime bağlı olarak optimum eleman tasarlanmıştır. Bunun için eleman kalınlığı $4\text{mm} \leq t \leq 8\text{ mm}$ ve eğim açısında $0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$ aralığında seçilmiştir. Yanıt yüzeyini oluşturmak için kullanılan dördüncü mertebeden fonksiyon;

$$y = \beta_0 + \beta_1 t + \beta_2 t^2 + \beta_3 t^3 + \beta_4 t^4 + \beta_5 \alpha + \beta_6 \alpha^2 + \beta_7 \alpha^3 + \beta_8 \alpha^4 + \beta_9 t^3 \alpha + \beta_{10} t^2 \alpha + \beta_{11} t \alpha + \beta_{12} t^2 \alpha^2 + \beta_{13} \alpha^3 t + \beta_{14} \alpha^2 t \quad (5.1)$$

şeklinde kullanılmıştır. Bu fonksiyondaki α açı ve t kalınlık değişkenleri ölçü birimlerine bağlı olan değişkenler (mm ve derece.) olduğundan bunlar benzer

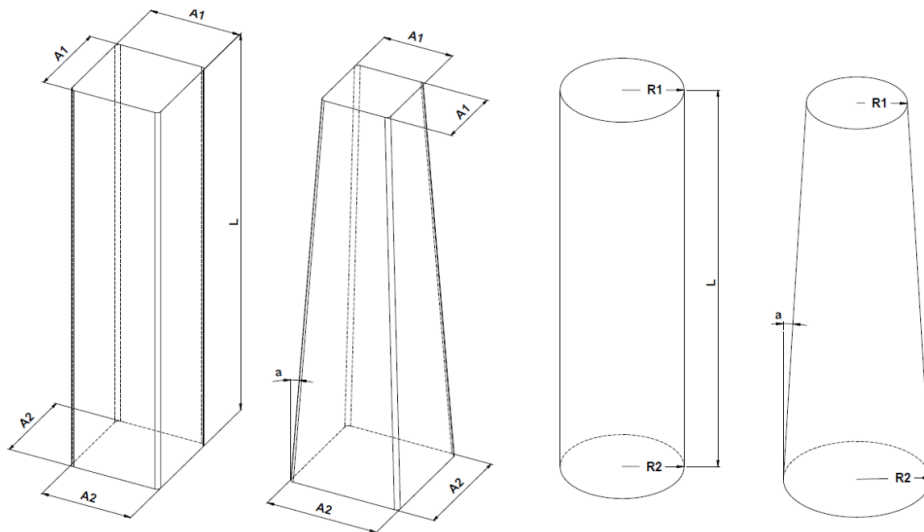
standart sapmaya sahip boyutsuz $(x_1, x_2, \dots, x_k)$ kodlu değişkenlere çevrilmelidir. Bu kodlu değişken dönüşümü aşağıdaki eşitlikle gerçekleştirilmiştir.

$$x_{ii} = \frac{\xi_{ii} - (\max(\xi_{ii}) + \min(\xi_{ii}))/2}{\max(\xi_{ii}) - \min(\xi_{ii})} \quad (5.2)$$

Bu eşitlik kullanılarak elde edilen normal değişkenler ile kodlu değişkenler Ek A.3 Tablo A.3’de verilmiştir. Kodlu değişkenler yerine yazıldığında (5.1) eşitliği lineer regresyon eşitliğine dönüşmektedir. Bu ifade de en küçük kareler yöntemi kullanılarak regresyon katsayıları hesaplanmıştır.

5.2 Eleman Geometrileri

Eksenel darbe yükü altında deformasyona uğrayan ince cidarlı kesik piramit ve kesik koni formundaki elemanlar başlangıçta kare ve dairesel kesite sahip ince cidarlı tüp formunda yapılardır. Eleman boyutları eşit ağırlığa sahip olacak şekilde başlangıçta kare için uzunluk 1m, genişlik 152,7mm ve kalınlıkta 6 mm ve silindir için ise uzunluk 1m çap 94.28mm ve kalınlık ta 6mm olacak şekilde belirlenmiştir. Daha sonra bu kare ve dairesel kesitli elemanların kalınlıklarının $4\text{mm} \leq t \leq 8\text{mm}$ ve yüzeylerinin eğim açısı $0 \leq \alpha \leq 3$ aralığında değiştirilerek eşit ağırlığa sahip kesik koni ve kesik piramit formunda elemanlar elde edilmiştir. İlgili elemanlara ait geometrik gösterimler Şekil 5.1’de ve eleman boyutları da Tablo 5.1’de verilmiştir. Kare ve kesik piramit için tüm köşe radyüsleri 5mm olarak alınmıştır.



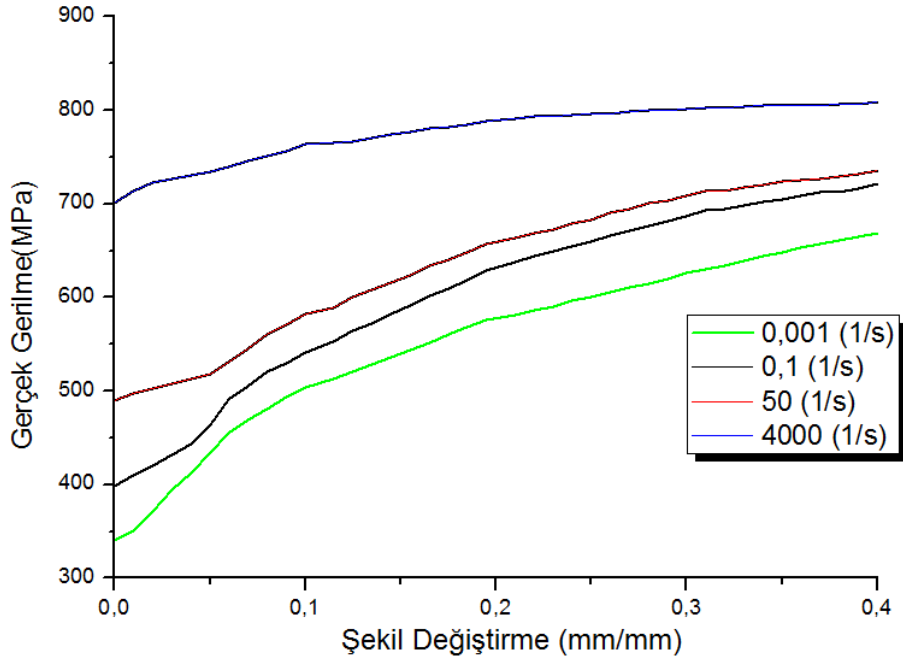
Şekil 5.1 : Kare, kesik piramit, silindir ve kesik koni elemanların geometrik gösterimi.

Çizelge 5-1 : Eksenel darbe simülasyonunda kullanılan eleman geometrileri.

KARE- PİRAMİT	KALINLIK	AÇI	A₁	A₂
	8	0	114,3	114,3
	8	0,75	127,4	101,2
	8	1,5	140,5	88,1
	8	2,25	153,6	75
	8	3	166,7	61,9
	7	0	130,6	130,6
	7	0,75	143,7	117,5
	7	1,5	156,8	104,4
	7	2,25	169,9	91,3
	7	3	183	78,2
	6	0	152,4	152,4
	6	0,75	165,5	139,3
	6	1,5	178,6	126,2
	6	2,25	191,7	113,1
	6	3	204,8	100
	5	0	182,9	182,9
	5	0,75	196	169,8
	5	1,5	209,1	156,7
	5	2,25	222,2	143,6
	5	3	235,3	130,5
	4	0	228,6	228,6
	4	0,75	241,7	215,5
	4	1,5	254,8	202,4
	4	2,25	267,9	189,3
	4	3	281	176,2
SİLİNDİR - KONİ	KALINLIK	AÇI	R₁	R₂
	8	0	70,7	70,7
	8	0,75	77,3	64,2
	8	1,5	83,8	57,6
	8	2,25	90,4	51,1
	8	3	96,9	44,5
	7	0	80,8	80,8
	7	0,75	87,4	74,3
	7	1,5	93,9	67,7
	7	2,25	100,5	61,2
	7	3	107	54,6
	6	0	94,3	94,3
	6	0,75	100,8	87,7
	6	1,5	107,4	81,2
	6	2,25	113,9	74,6
	6	3	120,5	68,1
	5	0	113,1	113,1
	5	0,75	119,7	106,6
	5	1,5	126,2	100,1
	5	2,25	132,8	93,5
	5	3	139,4	86,9
	4	0	141,4	141,4
	4	0,75	148	134,9
	4	1,5	154,5	128,3
	4	2,25	161,1	121,8
	4	3	167,6	115,2

5.3 Malzeme Modeli

Yakın zamanda yapılmış olan çalışmalar malzemenin sertleşme karakteristiği ve şekil değiştirme hızı hassasiyetinin çarpışma davranışına önemli etkilerinin olduğunu ortaya koymuştur. Özellikle büyük deformasyonların meydana geldiği çarpışma olaylarının nümerik olarak simülasyonunda malzemenin gerilme-şekil değiştirme ilişkisi önemli bir yere sahiptir [31]. Bu nedenle analizlerde şekil değiştirme hızına bağlı olarak malzemenin gerilme şekil değiştirme diyagramları kullanılmıştır. Şekil değiştirme hızına bağlı olarak HSLA-350 yüksek mukavemetli çeliğinin gerilme-şekil değiştirme grafiği Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.2 : HSLA-350 Çeliğinin Şekil değiştirme Hızına Bağlı Gerilme-Şekil Değiştirme Diyagramı [24].

LS-DYNA’da bu gerilme-şekil değiştirme değerleri Tip-24 malzeme modeli kullanarak tanımlanmıştır. Bu malzeme modeli parçalı lineer izotropik elasto-plastik malzeme modeli olarak tanımlanmaktadır. Tip-24 malzeme modelinde şekil değiştirme hızının etkisi Cowper-Symonds eşitliği ile sağlanmaktadır. Bu eşitlikte akma gerilmesi aşağıda verilen faktör ile çarpılır [63].

$$\sigma_d = \sigma_y \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/p} \right] \quad (3.32)$$

Burada;

σ_d : Dinamik Akma Gerilmesi

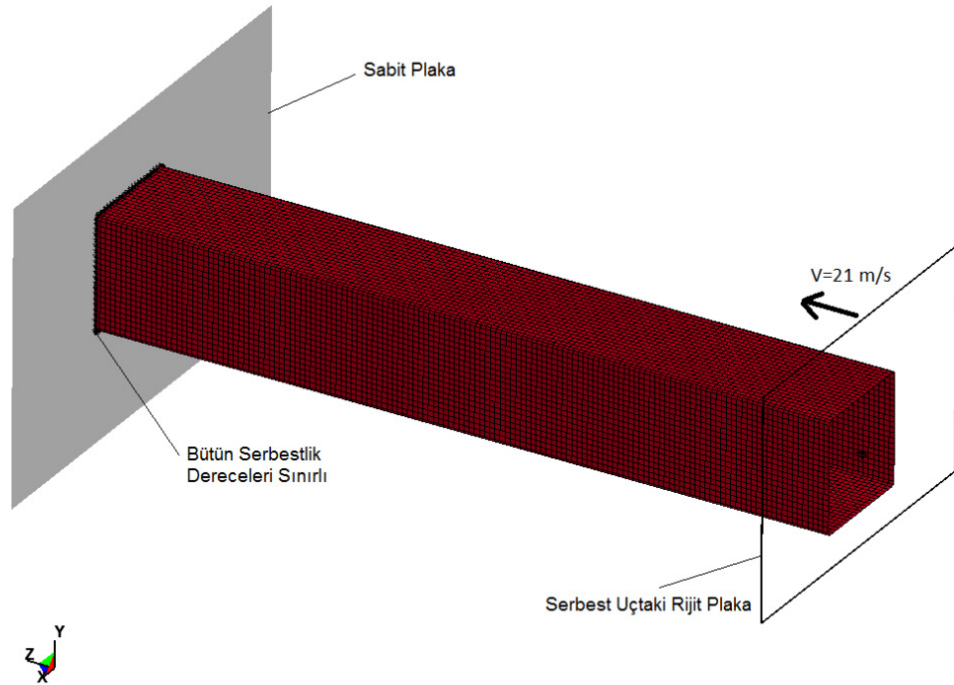
σ_y : Akma Gerilmesi

$\dot{\epsilon}$: Şekil Değiştirme Hızı

D ve p Cowper-Symonds malzeme sabitleridir.

5.4 Sonlu Elemanlar Modeli

İnce cidarlı tüplerin aksenal darbe yükü altında deformasyon davranışlarının incelendiği bu çalışmada LS-DYNA sonlu elemanlar programından faydalanılmıştır. Oluşturulan model Şekil 5.3'te verilmiştir. Model oluşturulması esnasında normal şartlar altındaki sınır koşulları uygulanmıştır. Normal şartlar altında elemanın bir ucu serbest diğer ucu kaynaklı olması nedeniyle tüpün taban nodlarının bütün serbestlik dereceleri kısıtlanmış ve tavan nodlarında herhangi bir sınır şartı uygulanmamıştır. Elemana çarpan 2500kg ağırlık ve 21 m/s hıza sahip cisim ise hareket edebilen rijit plaka ile modellenmiştir.



Şekil 5.3 : Sonlu elemanlar modeli.

Deformasyon esnasında oluşan kıvrım yüzeylerinin birbiri içine batmasını önlemek amacıyla otomatik kontakt seçeneği kullanılmış olup sürtünme katsayısı dinamik ve statik sürtünme durumları için 0,25 olarak alınmıştır. Ayrıca hareket edebilen rijit plaka ile tüp arasındaki sürtünme durumu için sürtünme katsayısı da 0,25 olarak alınmıştır. Eleman tipi olarak çarpışma analizlerinde çözüm zamanı ve yaklaşık değer vermesi açısından sıkça kullanılan, her bir nod için altı serbestlik derecesine ve kalınlık boyunca da beş adet integrasyon noktasına sahip Belytscho-Tsay kabuk eleman kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar analizi ve test sonuçlarının karşılaştırıldığı çarpışma testlerinde hesaplama verimliliği, deforme olan elemanın şekli ve kuvvet-yer değiştirme grafiklerinin karşılaştırılmasında sonlu elemanlar analizinde kullanılan ağ boyutunun kalınlığın iki katı olması durumunda en iyi çarpışma sonuçlarını verdiği görülmüştür [36]. Bu nedenle ağ boyutu, her bir eleman için kullanılan kalınlık değerinin yaklaşık iki katı olacak şekilde seçilmiştir.

6. EKSENEL DEFORMASYON SİMULASYONU

6.1 Kare Kesite Sahip Elemanların Eksenel Deformasyonu

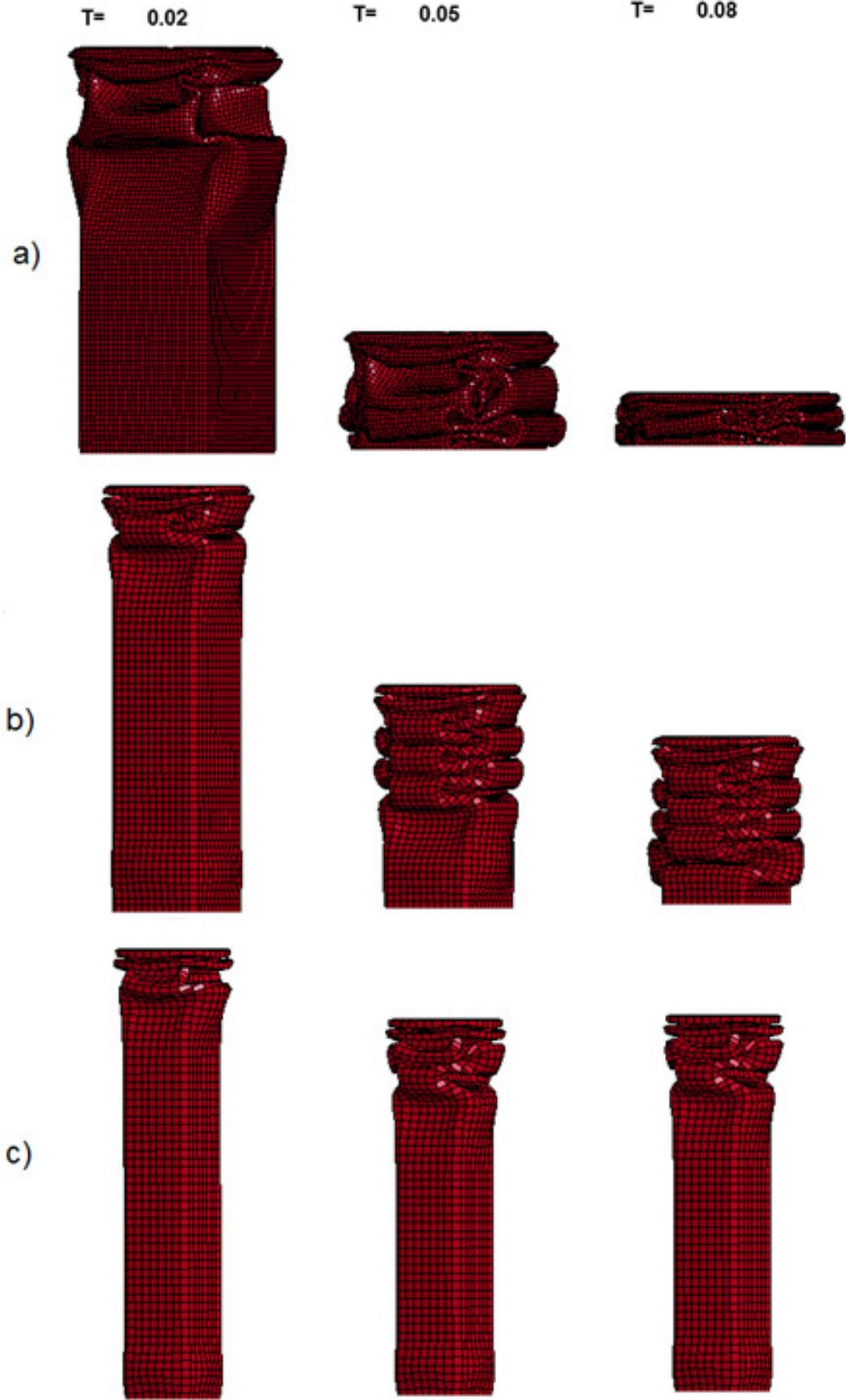
Kare kesite sahip bir tüpün dinamik yükleme durumunda eksenel deformasyon davranışının incelendiği bu kısımda 4 mm, 6 mm ve 8 mm cidar kalınlığına sahip elemanların ortalama kuvvet, absorbe edilen enerji ve rijit plaka kuvvetleri rijit plakanın yer değişimine göre karşılaştırılmıştır.

4 mm, 6 mm ve 8 mm kalınlığa sahip kare kesitli elemanların eksenel darbe sonucu deformasyon davranışı Şekil 6.1’de, ortalama kuvvet-yer değiştirme grafiği Şekil 6.2’de, absorbe edilen enerji - yerdeğiştirme grafiği Şekil 6.3’de, rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği de Şekil 6.4’de verilmiştir.

Kare kesite sahip bir tüpün darbe yükü altında eksenel deformasyonunda Şekil 6.1’de görüldüğü gibi deformasyon ilk olarak çarpan cisim tarafında meydana gelmektedir. Deformasyon başlangıçta yayılma şeklinde ve devamında ise simetrik olarak gerçekleşmektedir.

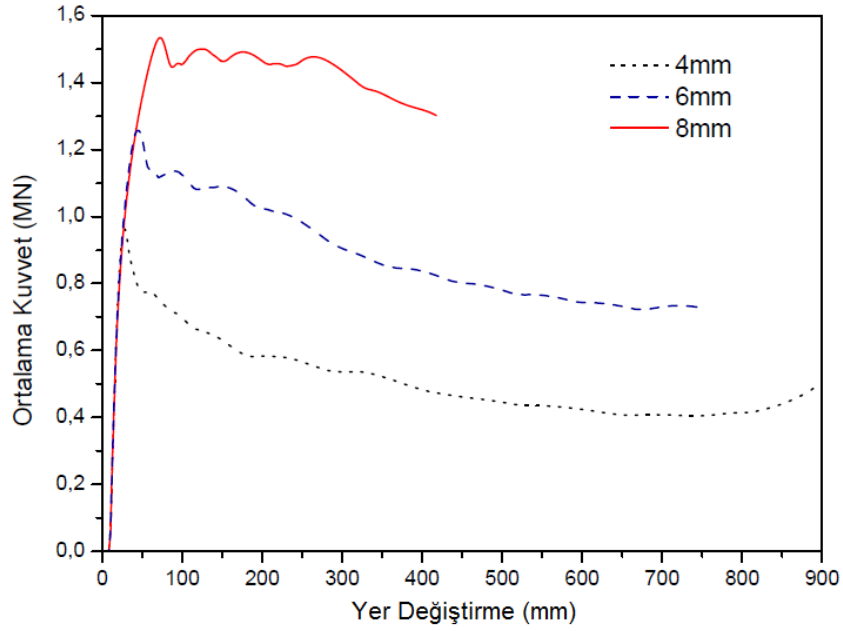
Sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği incelendiğinde Şekil 6.1’deki kıvrımların oluşması esnasında lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri oluştuğu görülmektedir. Deformasyon esnasında ilk kıvrımın oluşabilmesi için kuvvet değeri maksimuma ulaşmakta ve daha sonra ani bir şekilde azalmaktadır. İkinci ve daha sonraki kıvrımların oluşması esnasında ise kuvvet lokal maksimum ve minimum değerleri arasında dalgalanma davranışı göstermektedir. Eğer eleman mevcut darbe enerjisini absorbe edebilecek kabiliyete sahip ise rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiğinde kuvvet değeri sıfır noktasına ulaşmaktadır. Ters durumda ise deformasyonun sıkıştırma şeklinde devam etmesi nedeniyle kuvvet değeri tekrar artış göstermektedir.

Elemanların tasarımında ana kriter eleman ağırlıklarının aynı olmasıdır. Bu nedenle referans eleman ağırlığı olarak 6mm kalınlığa sahip kare kesitli elemanın ağırlığı alınmıştır. Aynı ağırlık değerini sağlamak amacıyla kalınlık azaldıkça elemanın kesiti artmakta, kalınlık arttıkça da eleman kesiti azalmaktadır.

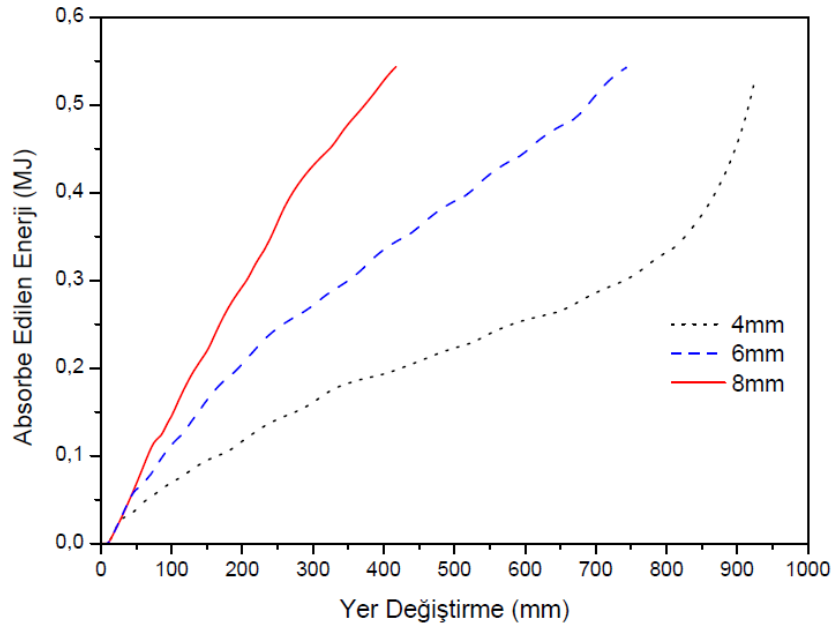


Şekil 6.1 : a) 4 mm, b) 6 mm, c) 8 mm kalınlıĝa sahip ince cidarlı elemanların deĝişik zaman aralıklarındaki deformasyon durumları.

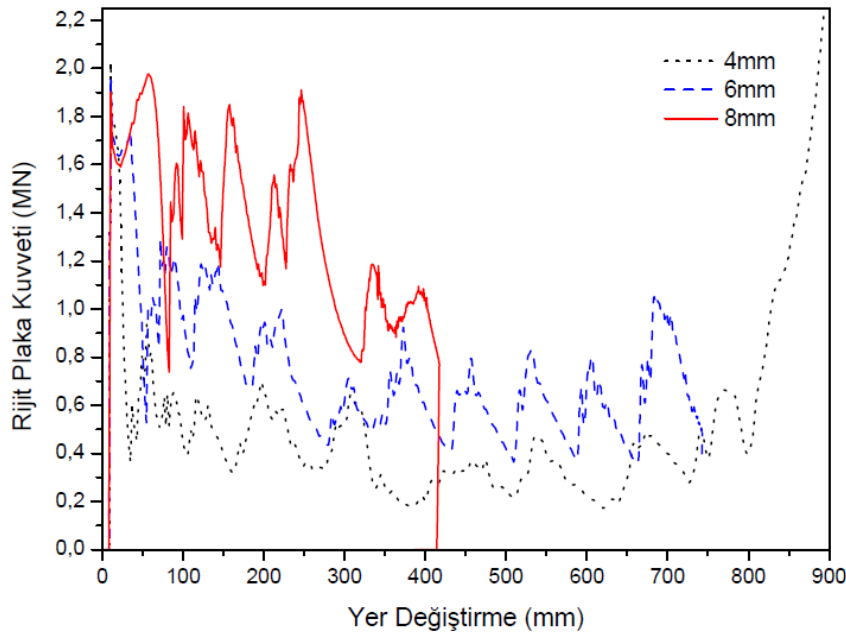
Ortalama deformasyon kuvveti-rijit plaka yerdeğiştirme grafiği incelendiğinde kalınlık arttıka ortalama deformasyon kuvvetinin arttığı görülmektedir. Bu durum kalınlık arttıka kesit azaltılmasına rağmen elemanların daha rijit bir yapıya dönüştüğünü göstermektedir. Absorbe edilen enerji – rijit plaka yerdeğiştirme grafiğine göre de kalınlık arttıka kesit azalmasına rağmen başlangıçtaki darbe enerjisi daha kısa deformasyon mesafesinde absorbe edilebilmektedir.



Şekil 6.2 : 4 mm, 6 mm ve 8 mm kalınlığa sahip ince cidarlı kare kesitli elemanların ortalama kuvvet- yerdeğiştirme grafiği.



Şekil 6.3 : 4 mm, 6 mm ve 8 mm kalınlığa sahip kare kesitli elemanların absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği.



Şekil 6.4 : 4 mm, 6 mm ve 8 mm kalınlığa sahip ince cidarlı kare kesitli elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiğı.

6.2 Dairesel Kesite Sahip Elemanların Eksenel Deformasyonu

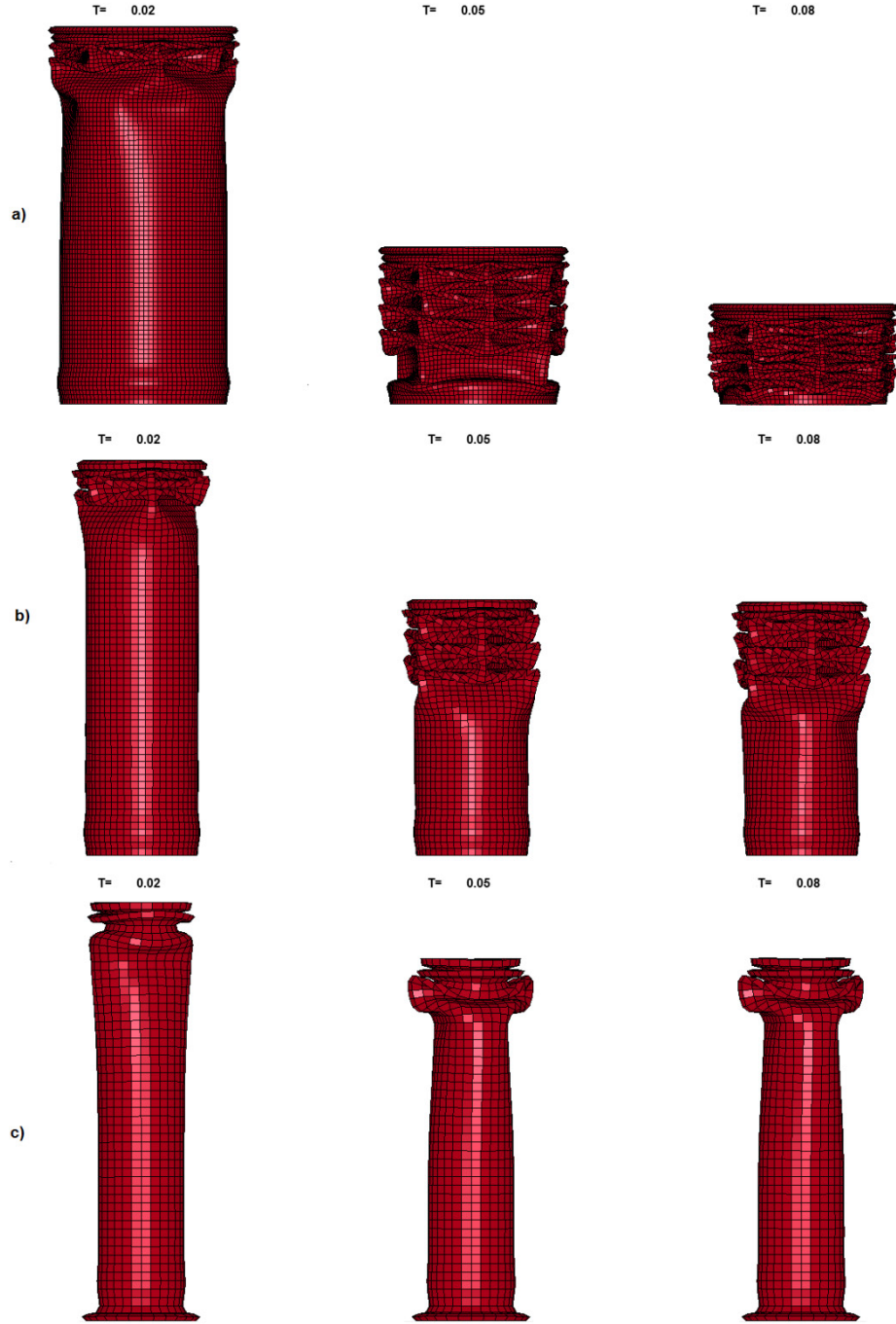
Dairesel kesite sahip bir tüpün dinamik yükleme altında eksenel deformasyon davranışının incelendiğı bu kısımda 4 mm, 6 mm ve 8 mm cidar kalınlığına sahip elemanların ortalama kuvvet, absorbe edilen enerji ve rijit plaka kuvvetleri rijit plakanın yer değışimine göre karşılaştırılmıştır.

4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip daireseel kesitli elemanların eksenel darbe yükü altında elde edilen deformasyon davranışı Şekil 6.5’te, ortalama kuvvet - yer değıştirme grafiğı Şekil 6.6’da, absorbe edilen enerji - yerdeğıştirme grafiğı Şekil 6.7’de, rijit plaka kuvveti - yerdeğıştirme grafiğı de Şekil 6.8’de verilmiştir.

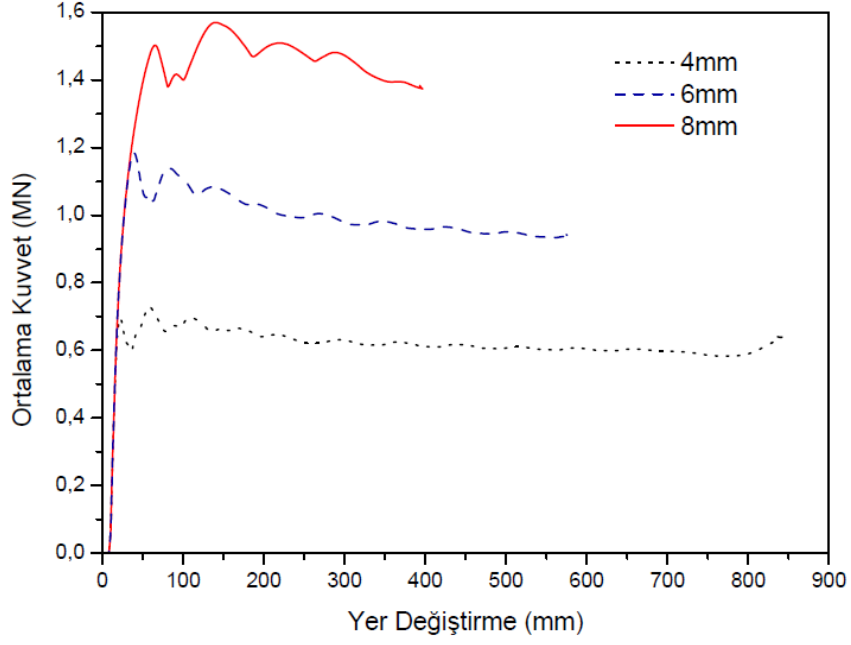
Dairesel kesite sahip bir elemanın Şekil 6.5’te verilen eksenel darbe yükü altındaki deformasyon davranışı incelendiğinde, deformasyon ilk olarak çarpan cisim tarafında simetrik deformasyon şeklinde meydana gelmekte ve sonrasında ise çokgen deformasyon modunda devam etmektedir.

Tasarımda ana kriter eleman ağırlıklarının aynı olması nedeniyle referans eleman ağırlığı olarak 6 mm kalınlığa sahip daireseel kesitli elemanın ağırlığı alınmıştır. Aynı ağırlık değerini sağlamak amacıyla kalınlık azaldıkça elemanın kesidi de artmakta, kalınlık arttıkça da eleman kesiti azalmaktadır.

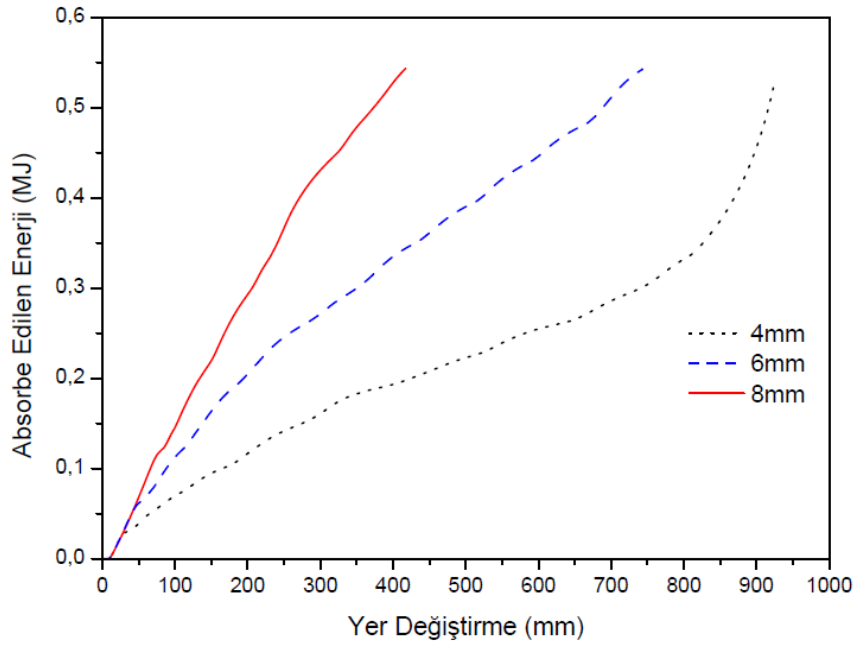
Ortalama deformasyon kuvveti-rijit plaka yerdeşiştirme grafiği incelendiğinde ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ile arttığı görülmektedir. Bu durumda kalınlık arttıka kesit azalmasına rağmen daha rijit bir yapı elde edildiği sonucuna ulaşılmıştır. Absorbe edilen enerji – rijit plaka yerdeğiştirme grafiğine göre de daha rijit bir yapı elde edilmesi nedeniyle başlangıçtaki darbe enerjisi daha kısa deformasyon mesafesinde absorbe edilebilmektedir.



şekil 6.5 : a) 4 mm, b) 6 mm, c) 8 mm kalınlığa sahip ince cidarlı dairesel kesitli elemanların değişik zaman aralıklarında deformasyon durumları.



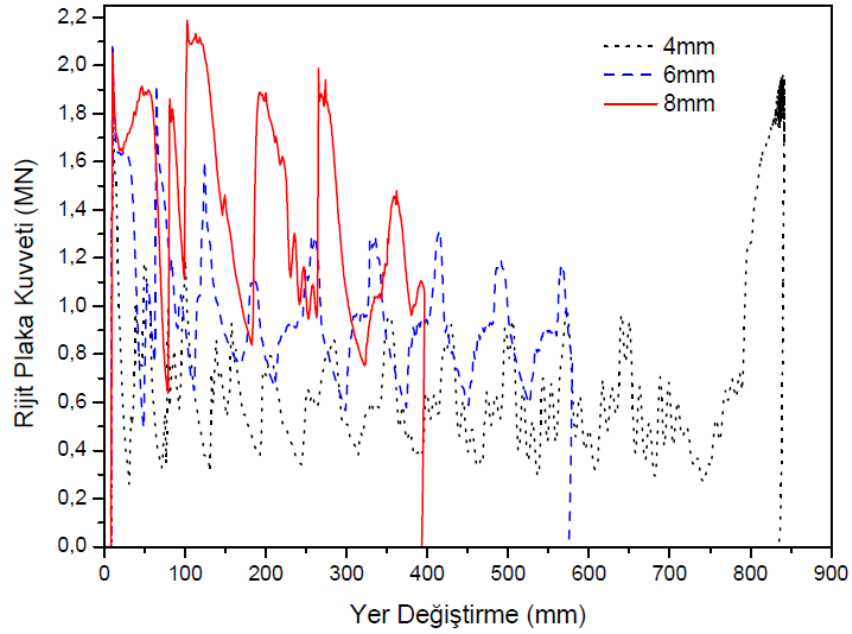
Şekil 6.6 : 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.



Şekil 6.7 : 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip elemanların absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafikleri.

Şekil 6.8'de verilen rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiğine göre kıvrımların oluşması esnasında plaka kuvveti lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasında dalgalanma davranışı göstermektedir. Kalınlık artışına bağlı olarak daha rijit bir yapı elde edilmesi nedeniyle bu lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri

arasındaki fark da artmaktadır. Bu durum şok etkisi meydana getirmesi nedeniyle çarpışma güvenliği açısından istenilen bir durum değildir.



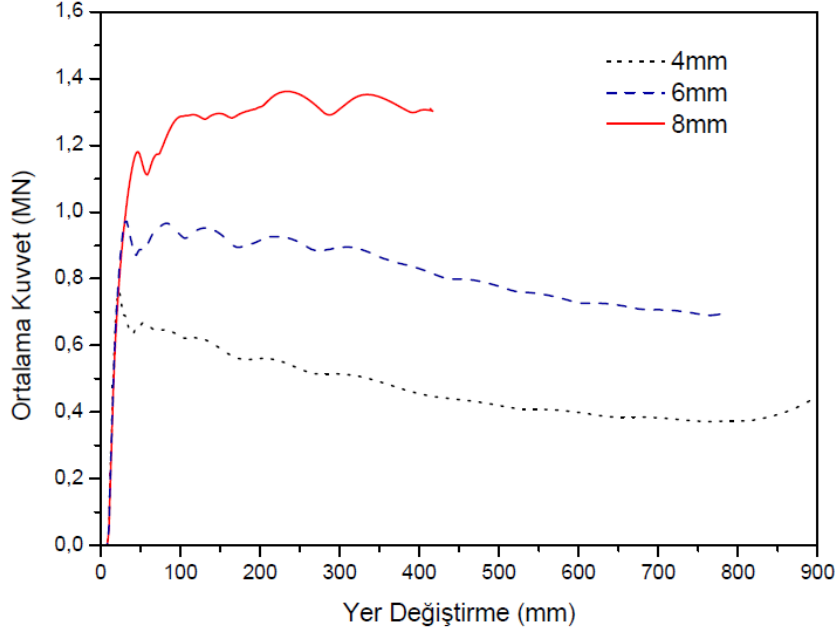
Şekil 6.8 : 4mm, 6mm ve 8mm kalınlığa sahip elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafikleri.

6.3 Kesik Piramit Formundaki Elemanların Eksenel Deformasyon Durumu

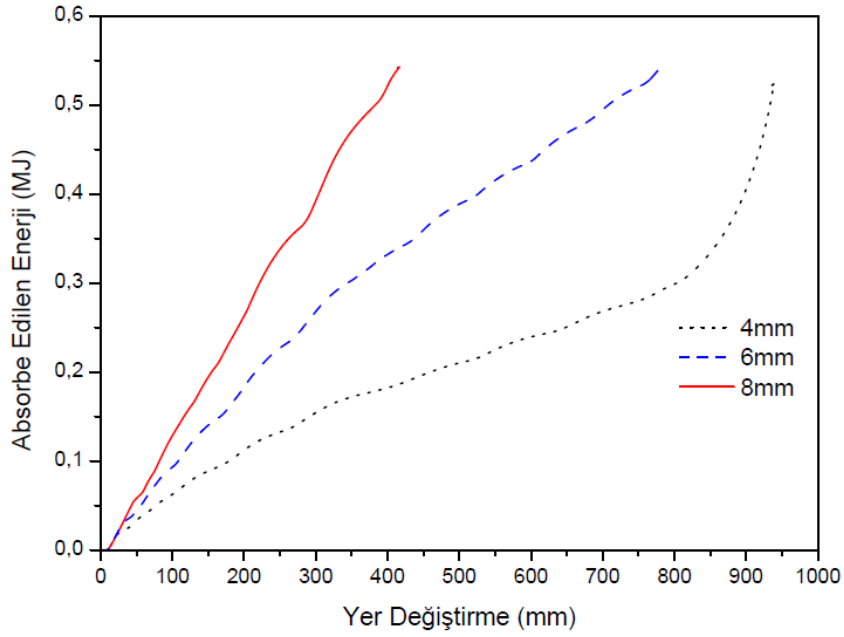
Piramit formundaki elemanlar eksen dışı deformasyon koşullarında daha fazla enerji absorbe kabiliyeti olan ve daha az global burkulma davranışı sergileyen yapılar olması nedeniyle kare kesitli ince cidarlı tüplere göre tercih edilebilir elemanlardır [12].

Bu özellikleri nedeniyle bu kısımda başlangıçta kare kesite sahip olan ince cidarlı bir tüpün tüm yüzeylerinin eğim açısı $0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$ aralığında $0,75^\circ$ 'lik açılarla ve kalınlıklarının da $4 \text{ mm} \leq t \leq 8 \text{ mm}$ aralığında 1mm'lik artış ile değiştirilmesi sonucu elde edilen kesik piramit formundaki ince cidarlı tüplerin eksenel darbe davranışları incelenmiştir. Elde edilen kesik piramit formundaki yapılar ağırlık olarak kare ve dairesel kesite sahip elemalar ile aynı özelliklere sahiptir.

Kalınlık ve eğim açısına bağlı olarak ince cidarlı piramit formundaki elemanlar için yapılan analiz sonuçlarına göre $\alpha=1,5^\circ$ eğim açısı ve 4 mm, 6 mm ve 8 mm kalınlığa sahip elemanlar için ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği Şekil 6.9'da ve absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği de Şekil 6.10'da verilmiştir.



Şekil 6.9 : Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik piramit formundaki elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.



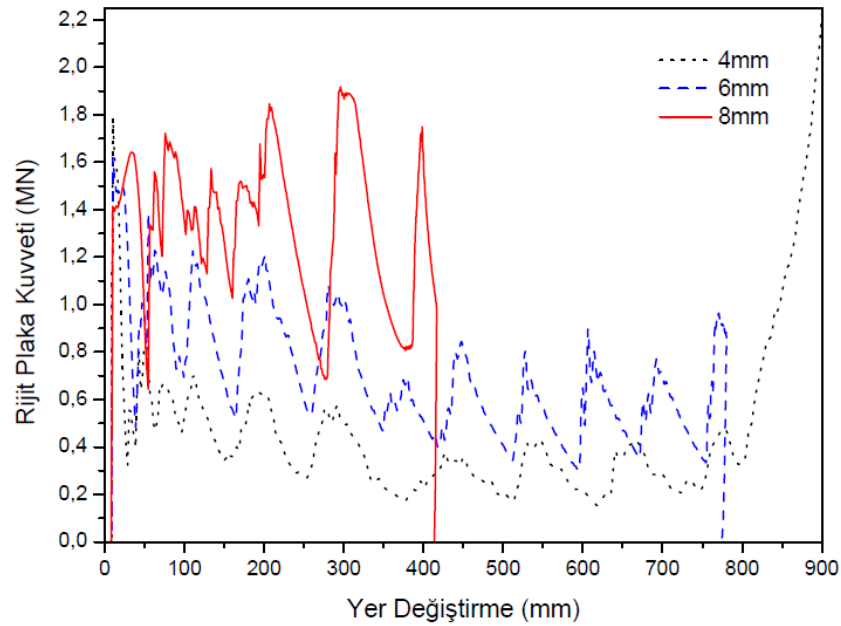
Şekil 6.10 : Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik piramit formundaki elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.

Ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği ve absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiklerine göre kalınlık arttıkça ortalama deformasyon kuvvetinin arttığı ve tasarım kriteri olarak başlangıçta belirlenen darbe enerjisinininde daha kısa deformasyon mesafesinde absorbe edilebildiği görülmektedir.

Bu durumu Nagel[56-58] aynı geometrik özelliklere sahip kesik piramit formundaki ince cidarlı elemanların, kalınlık değişimine bağlı olarak aksenal darbe davranışını incelediği çalışmasında, kalınlık artışından dolayı plastik deformasyon için daha fazla malzeme elde edilebilmesi ve yanal atalet etkilerinin artması nedeniyle ortalama kuvvet ve absorbe edilen enerji miktarının arttığını ifade etmiştir.

Bu çalışmada, eşit ağırlığa sahip elemanların kullanılması nedeniyle kalınlık artışının yanında kesit özellikleri de değiştiğinden, plastik deformasyon için gerekli olan malzeme miktarı aynı kalmakta ve yanal atalet etkisinde azalmaktadır. Bu durumda, deformasyon esnasında kalınlık arttığında ortalama kuvvetin artması, burkulma için gerekli olan tam plastik eğilme momentinin artması nedeniyle olmaktadır.

Deformasyon esnasında rijit plaka kuvveti, lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasında dalgalanma davranışı göstermektedir. Tam plastik eğilme momenti kalınlığın karesi ile doğru orantılı olduğundan kalınlık arttıkça eğilme momentide artmaktadır. Bu nedenle kıvrımların oluşması esnasında oluşan lokal maksimum ve minimum kuvvet değerlerinin değişim aralığında artmaktadır. Bu durum Şekil 6.11’de verilen rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiğinde de görülmektedir. Sonuç olarak kalınlık artışı ortalama kuvvet ve absorbe edilen enerji miktarında artmasına neden olmaktadır.

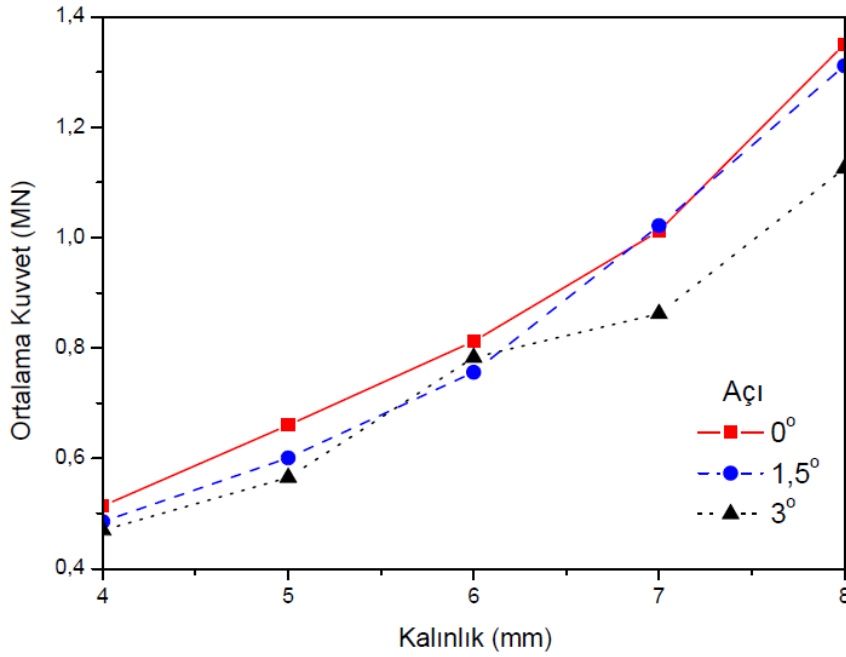


Şekil 6.11 : Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik piramit formundaki elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği.

6.4 Kare ve Kesik Piramit Formundaki Elemanların Geometrik Özelliklerinin Deformasyon Parametrelerine Etkisi

Bu kısımda kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak kare ve kesik piramit formundaki ince cidarlı elemanların ortalama deformasyon kuvveti, maksimum deformasyon miktarı, absorbe edilen enerji, başlangıç pik kuvveti ve deformasyon kuvveti verimi değişimleri incelenmiştir.

Kare ve kesik piramit formundaki ince cidarlı elemanlar için ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açıya göre değişimi Şekil 6.12’de verilmiştir. Şekil 6.12’deki grafik incelendiğinde kalınlık arttıkça ortalama deformasyon kuvvetinin arttığı görülmektedir. Sabit kalınlık değerinde açı arttıkça ortalama deformasyon kuvveti azalmaktadır. Ortalama deformasyon kuvvetinin değişiminde kalınlık artışının etkisi açı değişiminine göre daha fazladır.

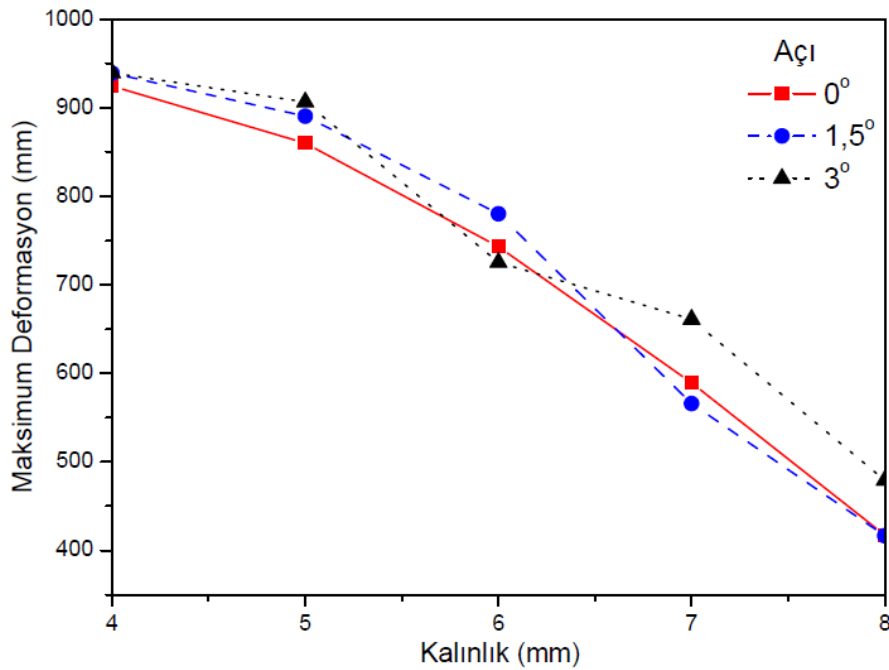


Şekil 6.12 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Kalınlık arttıkça ortalama deformasyon kuvvetinin değişimini Nagel [56-58], aynı geometrik özelliklere sahip kesik piramit formundaki ince cidarlı elemanların, kalınlık değişimine bağlı olarak eksenel darbe durumundaki deformasyon davranışlarını incelediği çalışmasında, kalınlık artışından dolayı plastik deformasyon için daha fazla malzeme elde edilebilmesi ve yanal atalet etkilerinin artması nedeniyle ortalama deformasyon kuvvetinin arttığını belirtmiştir.

Bu çalışmada eşit ağırlığa sahip elemanların kullanılması nedeniyle kalınlık artışının yanında kesit özellikleri de değiştiğinden plastik deformasyon için gerekli olan malzeme miktarı aynı kalmaktadır. Bu durumda deformasyon esnasında kalınlık arttığında ortalama kuvvetin artması, burkulma için gerekli olan tam plastik eğilme momentinin de artması ve daha rijit bir yapı elde edilmesi nedeniyle olmaktadır.

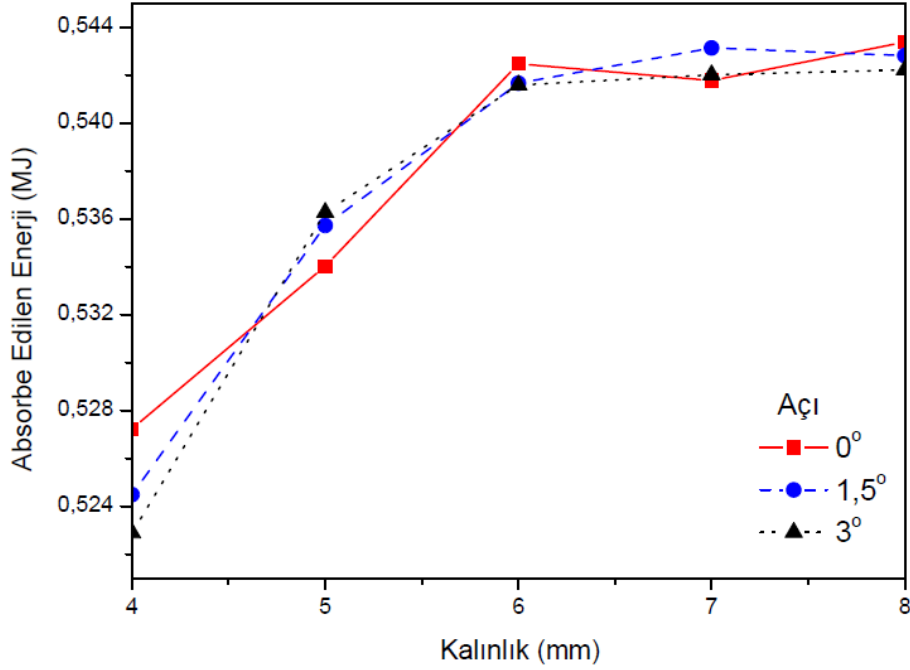
Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.13’de verilmiştir. Maksimum deformasyon miktarının değişim grafiği incelendiğinde kalınlık arttıkça deformasyon miktarında azaldığı görülmektedir. Kalınlık artışına bağlı olarak daha kısa deformasyon mesafesinde daha fazla enerji absorbe edilebilmektedir.



Şekil 6.13 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi.

Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.14’te verilmiştir. Absorbe edilen enerji miktarının değişim grafiği incelendiğinde kalınlık arttıkça absorbe edilen enerji miktarında arttığı görülmektedir. Tasarım kriteri olarak tüm elemanların 0,55 MJ’lük bir darbe enerjisini absorbe edebilecek kapasitede olması istenilmektedir. Bu kriter göz önünde bulundurulduğunda en az enerji absorbe edebilen bir elemanın tasarım kriterine göre belirlenen enerji miktarından % 5,45 daha az enerji absorbe ettiği ve en fazla enerji absorbe edebilen eleman ile en az enerji absorbe edebilen eleman arasında yaklaşık

olarak % 3,86'lık bir fark olduğu görülmektedir. Bu durumda eşit ağırlıktaki kare ve kesik piramit formundaki elemanların enerji absorbe kabiliyetlerinin yaklaşık olarak aynı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

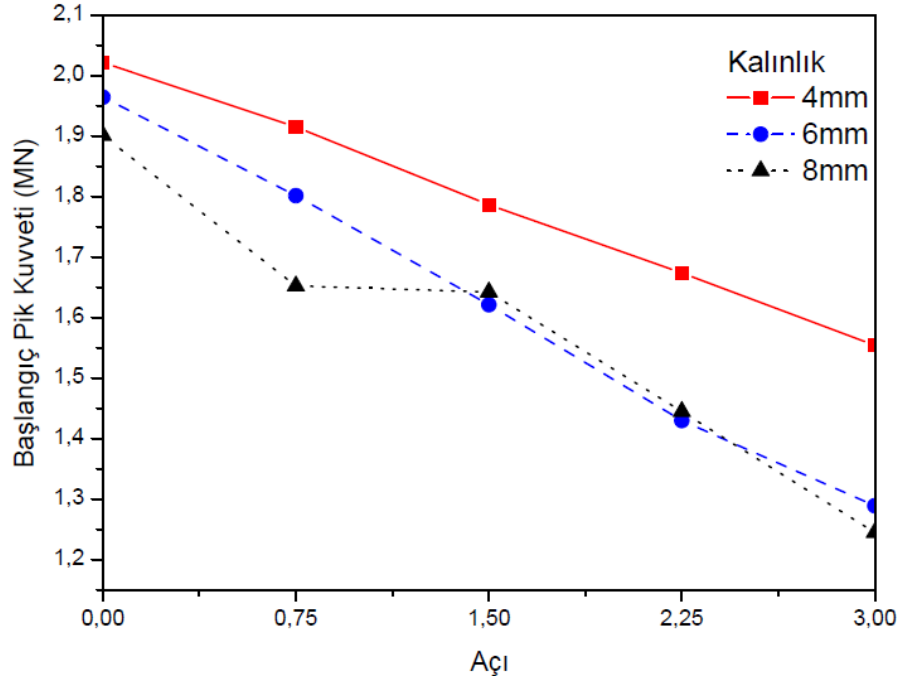


Şekil 6.14 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.

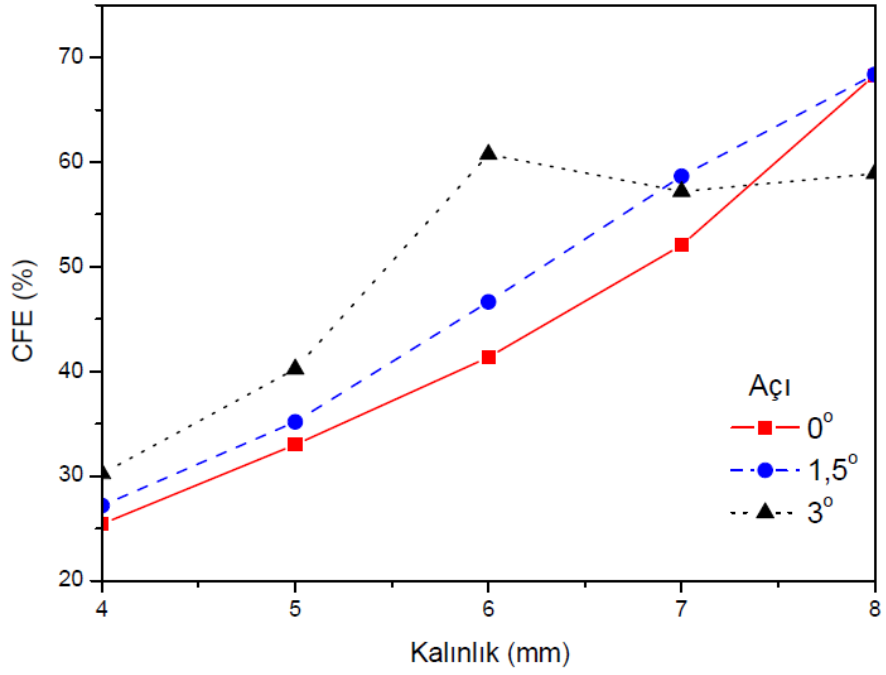
Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için başlangıç pik kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.15’de verilmiştir. Başlangıç pik kuvvetinin açı ile değişimi grafiğine göre açı arttıkça başlangıç pik kuvvetini azaldığı görülmektedir.

Ortalama deformasyon kuvvetinin maksimum deformasyon kuvvetine oranı, deformasyon kuvveti verimliliği olarak adlandırılmaktadır. İdeal bir eleman için bu oranın % 100 ‘e yakın olması istenilmektedir [33-34]. Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için deformasyon kuvveti verimliliğinin kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.16’da verilmiştir. Deformasyon kuvvetinin kalınlık ile değişimi grafiğine bakıldığında kalınlık ve açı arttıkça deformasyon kuvveti veriminin arttığı görülmektedir.

Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzey yöntemi ile elde edilmiş olan grafikleri; ortalama deformasyon kuvveti için Ek A.1 Şekil A.1’de, absorbe edilen enerji için Ek A.1 Şekil A.2’de, maksimum deformasyon kuvveti için Ek A.1 Şekil A.3’de ve maksimum deformasyon için Ek A.1 Şekil A.4’de verilmiştir.



Şekil 6.15 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için başlangıç pik kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.



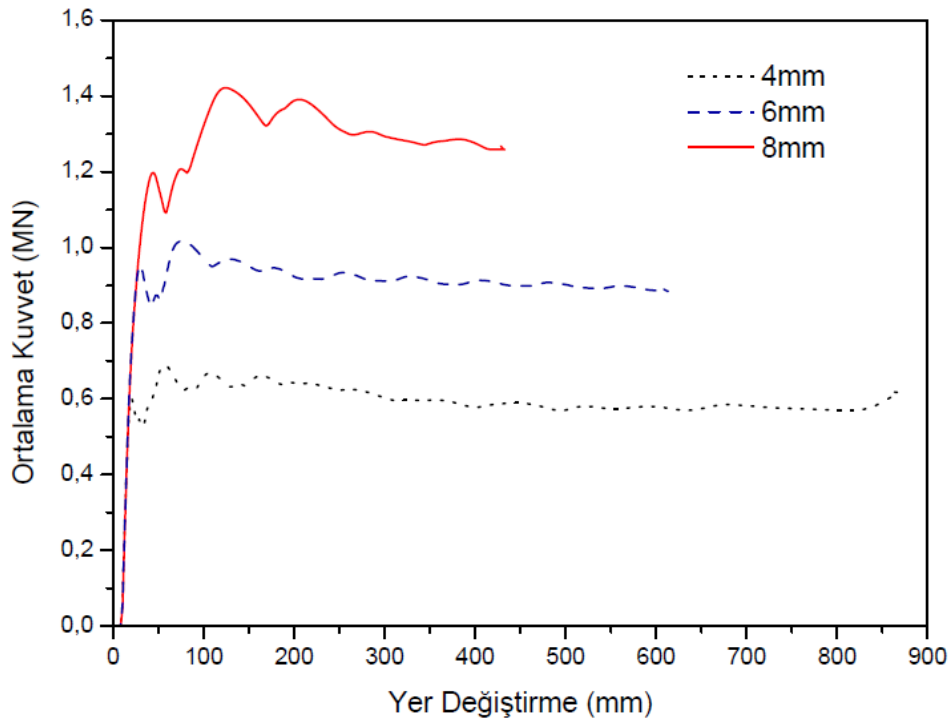
Şekil 6.16 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar için çarpışma kuvveti verimliliğinin (CFE) kalınlık ve açı ile değişimi.

6.5 Kesik Koni Formundaki Elemanların Eksenel Deformasyon Durumu

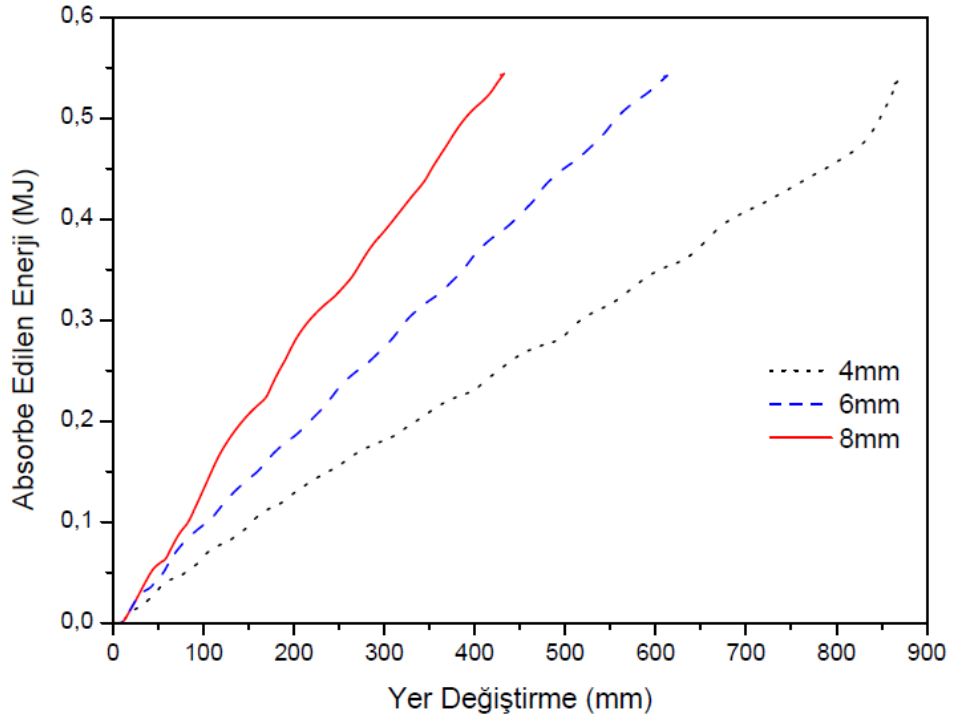
Kesik koni formundaki elemanlar silindir formundaki ince cidarlı elemanlara göre daha yüksek Euler burkuma yüküne sahip olmaları nedeniyle daha güvenilir elemanlardır. Bu durum ince cidarlı dairesel kesite sahip elemanların tasarımı için tasarım limiti faktörüdür. Dairesel kesite sahip ince cidarlı eleman yerine aynı ağırlık ve hacime sahip kesik koni formundaki eleman kullanılması durumunda absorbe edilen enerji ve strok mesafesinde artış görülmüştür [13].

Bu özellikleri nedeniyle, bu kısımda başlangıçta dairesel kesite sahip olan ince cidarlı bir tüpün, yüzeyinin eğim açısı $0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$ aralığında $0,75^\circ$ ’lik açılarla ve kalınlıklarının da $4 \text{ mm} \leq t \leq 8 \text{ mm}$ aralığında 1mm’lik artış ile değiştirilmesi sonucu elde edilen kesik koni formundaki ince cidarlı tüplerin eksenel darbe davranışları incelenmiştir. Elde edilen kesik koni formundaki yapılar kare ve dairesel kesite sahip elemanlar ile aynı ağırlığa sahiptir.

Kalınlık ve eğim açısına bağlı olarak ince cidarlı kesik koni formundaki elemanlar için yapılan analiz sonuçlarına göre $\alpha=1,5^\circ$ eğim açısı ve 4 mm, 6 mm ve 8 mm kalınlığa sahip elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği Şekil 6.17’de ve absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği de Şekil 6.18’de verilmiştir.



Şekil 6.17 : Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik koni formundaki elemanların ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.

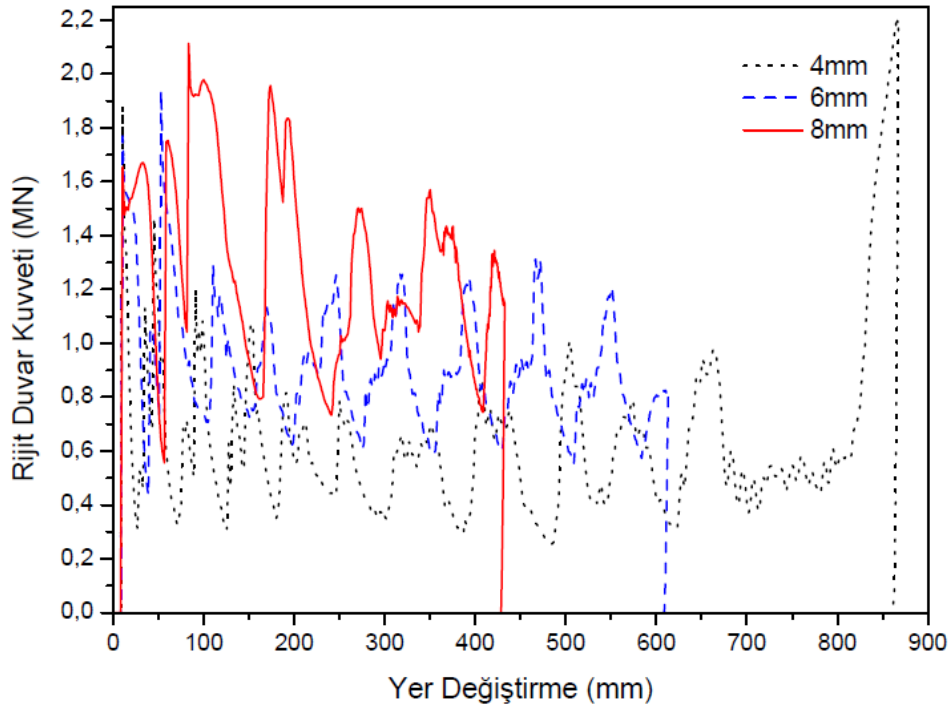


Şekil 6.18 : Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4mm, 6mm, 8mm olan kesik koni formundaki elemanların absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği.

Ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği ve absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiklerine göre kalınlık arttıkça ortalama deformasyon kuvvetinin arttığı ve daha kısa deformasyon mesafesinde ise başlangıçta belirlenen darbe enerjisinin de absorbe edilebildiği görülmektedir.

Bu çalışmada eşit ağırlığa sahip elemanların kullanılması nedeniyle, kalınlık artışının yanında kesit özellikleri de değiştiğinden, plastik deformasyon için gerekli olan malzeme miktarı aynı kalmaktadır. Bu durumda kalınlık arttığında ortalama kuvvetin artması, burkulma için gerekli olan tam plastik eğilme momentinin artması ve dolayısıyla daha rijit bir yapı elde edilmesi nedeniyle olmaktadır.

Deformasyon esnasında rijit plaka kuvveti lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasında dalgalanma davranışı göstermektedir. Tam plastik eğilme momentinin artması, kıvrımların oluşması esnasında oluşan lokal maksimum ve minimum kuvvet değerlerinin değişim aralığında artmasına sebep olmaktadır. Bu durum Şekil 6.19’da verilen rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiğinde de görülmektedir. Sonuç olarak kalınlık artışı ortalama kuvvet ve absorbe edilen enerji miktarında artmasına neden olmaktadır.



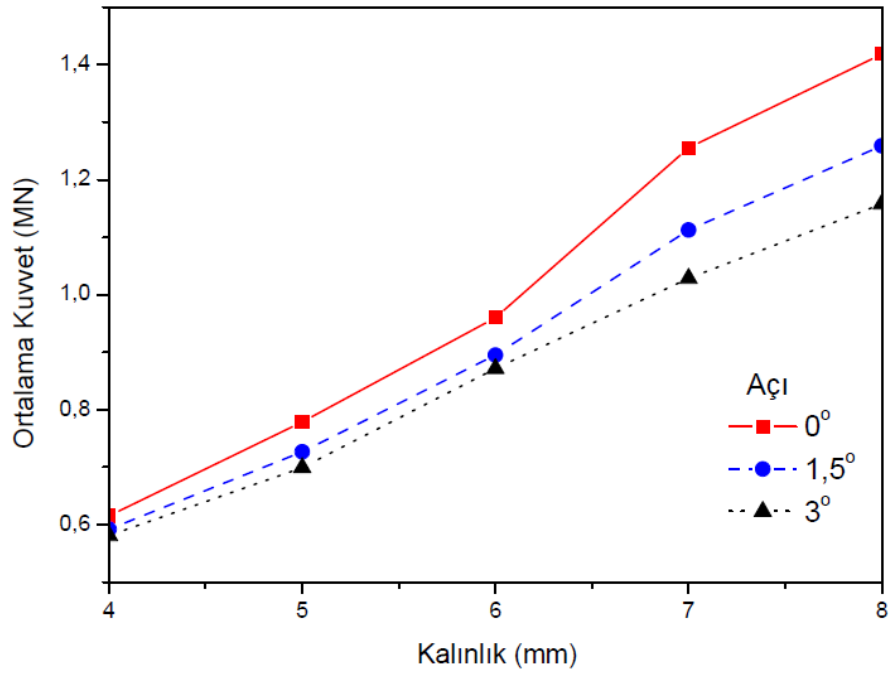
Şekil 6.19 : Eğim açısı $\alpha=1,5^\circ$ ve kalınlıkları 4 mm, 6 mm, 8 mm olan kesik koni formundaki elemanların rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği.

6.6 Silindir ve Kesik Koni Formundaki Elemanların Geometrik Özelliklerinin Deformasyon Parametrelerine Etkisi

Bu kısımda kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak silindir ve kesik koni formundaki ince cidarlı elemanların ortalama deformasyon kuvveti, maksimum deformasyon miktarı, absorbe edilen enerji, başlangıç pik kuvveti ve deformasyon kuvveti veriminin değişimleri incelenmiştir.

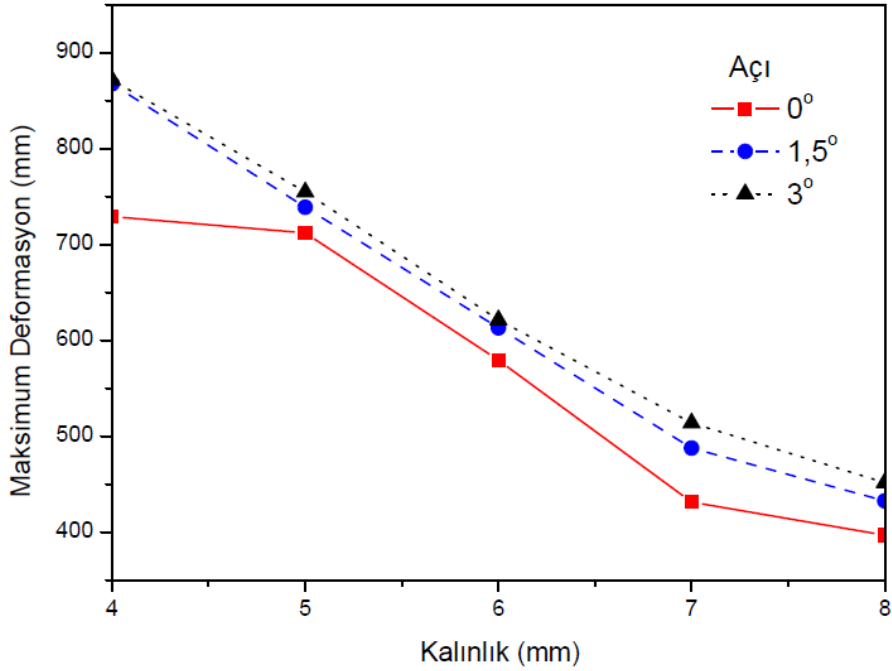
Silindir ve kesik koni formundaki ince cidarlı elemanlar için ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.20’de verilmiştir. Şekil 6.20’deki grafiğe göre kalınlık arttıkça ortalama deformasyon kuvvetinin artmaktadır. Sabit kalınlık değerinde açı arttıkça ortalama deformasyon kuvveti azalmaktadır. Bu azalama kalınlık arttıkça daha fazla olmaktadır.

Eşit ağırlığa sahip elemanların eksenel davranışlarının incelendiği bu çalışmada, kalınlık artışının yanında kesit özellikleri de değiştiğinden, plastik deformasyon için gerekli olan malzeme miktarı aynı kalmaktadır. Bu durumda ortalama deformasyon kuvvetinin artması kalınlık arttığında burkulma için gerekli olan tam plastik eğilme momentinin artması ve daha rijit bir eleman elde edilmesi nedeniyle olmaktadır.



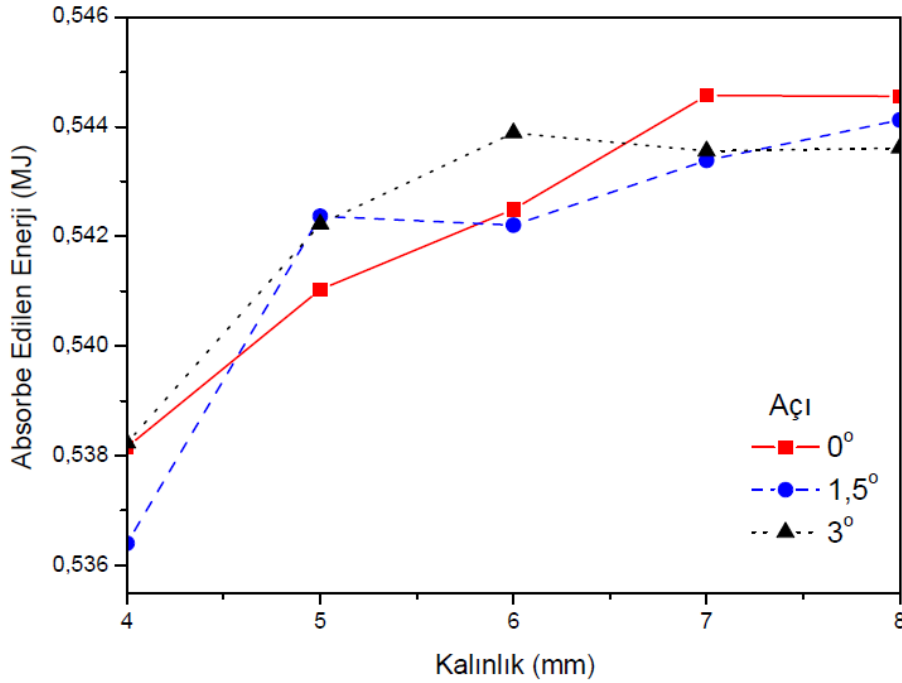
Şekil 6.20 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.21’de verilmiştir. Maksimum deformasyon miktarının değişim grafiğine göre, kalınlık arttıkça daha rijit bir yapı elde edilmesinden dolayı deformasyon miktarında azaldığı görülmektedir



Şekil 6.21 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi.

Kalınlık artışına bağlı olarak daha kısa deformasyon mesafesinde daha fazla enerji absorbe edilebilmektedir. Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.22’de verilmiştir. Absorbe edilen enerji miktarının değişim grafiğine göre kalınlık artıkça absorbe edilen enerji miktarında artmaktadır. Tasarım kriteri olarak tüm elemanların 0,55 MJ’lük bir darbe enerjisini absorbe edebilecek kapasitede olması istenilmektedir. Bu kriter göz önünde bulundurulduğunda en az enerji absorbe edebilen bir elemanın tasarım kriterine göre belirlenen enerji miktarından % 2,47 daha az enerji absorbe ettiği ve en fazla enerji absorbe edebilen eleman ile en az enerji absorbe edebilen eleman arasında yaklaşık olarak % 1,72’lik bir fark olduğu görülmektedir. Bu durumda, eşit ağırlıktaki silindir ve kesik koni formundaki elemanların enerji absorbe kabiliyetlerinin yaklaşık olarak aynı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

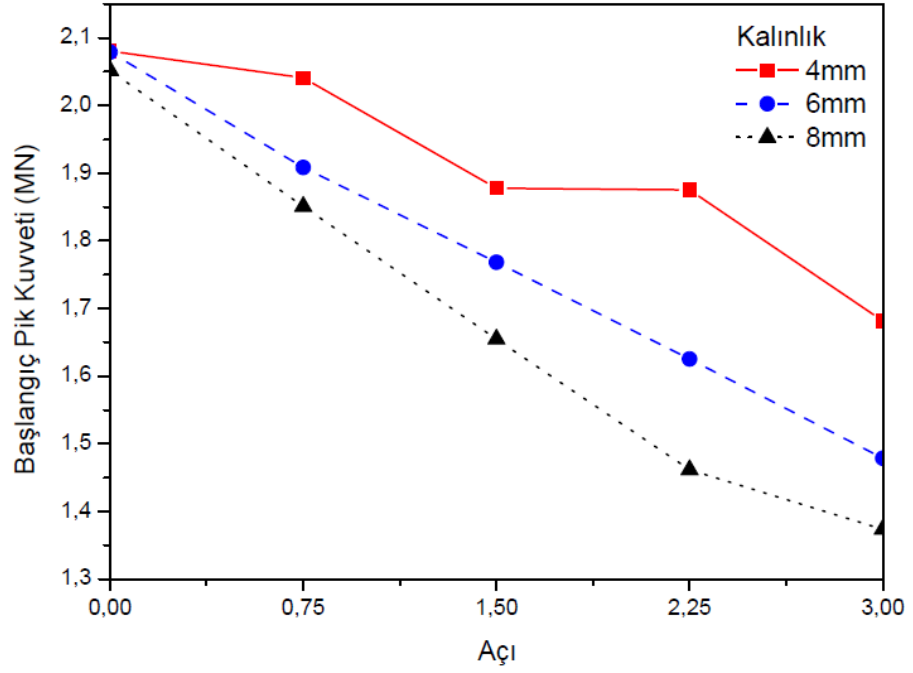


Şekil 6.22 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.

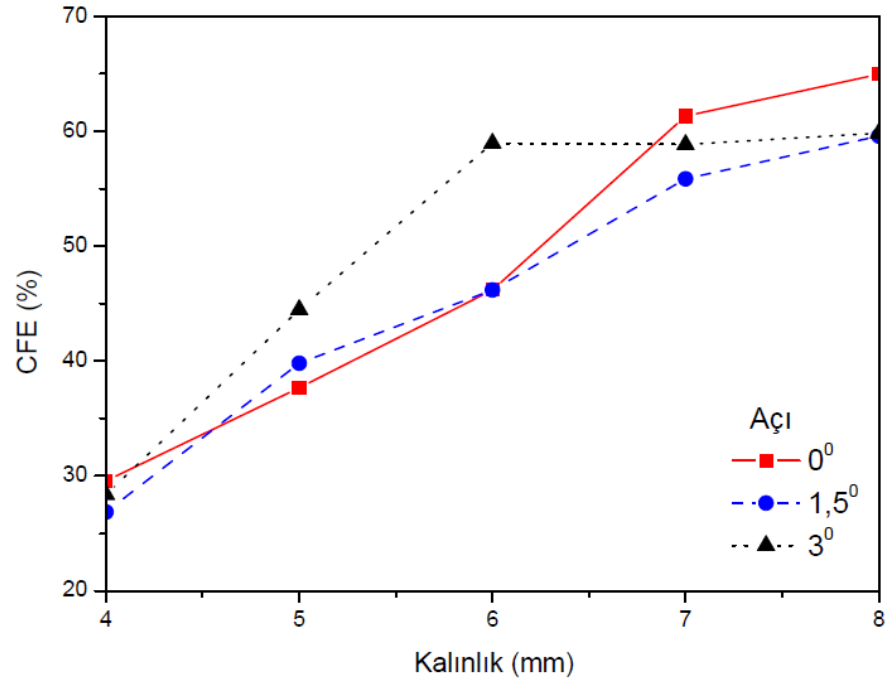
Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için başlangıç pik kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi Şekil 6.23’te verilmiştir. Başlangıç pik kuvvetinin açı ile değişimi grafiği incelendiğinde, açı arttıkça başlangıç pik kuvvetini azaldığı görülmektedir.

Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzey yöntemi ile elde edilmiş olan grafikleri; ortalama deformasyon kuvveti için Ek A.2 Şekil A.5’de, absorbe edilen enerji için Ek A.2 Şekil A.6’da, maksimum

deformasyon kuvveti için Ek A.2 Şekil A.7’de ve maksimum deformasyon için Ek A.2 Şekil A.8’de verilmiştir.



Şekil 6.23 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için başlangıç pik kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.



Şekil 6.24 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.

7. DEFORMASYON ELEMANLARININ OPTİMİZASYONU

Başlangıçta kare ve dairesel kesite sahip tüp formundaki darbe elemanlarının yüzeylerinin eğim açıları değiştirilerek elde edilen kesik piramit ve koni formundaki yapıların optimizasyonu için kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimliliği (CFE), strok verimi (SE) ve toplam deformasyon kuvveti verimi (TE) yanıt yüzeylerinden faydalanılmıştır.

Bu çalışmada başlangıçta belirlenen tasarım kriterlerine göre optimum bir deformasyon elemanı tasarlanmak istenilmektedir. Bu tasarım kriterine göre 0,55 MJ'lük bir darbe enerjisinin 1 m'lik uzunluğa sahip deformasyon elemanı tarafından absorbe edilmesi gerekmektedir. Tüm elemanlar için elde edilen rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme ve absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiklerine göre her bir deformasyon elemanı başlangıçta verilen bu darbe enerjisini absorbe edebilmektedir. Burada önemli olan tasarım kriteri elemanların bu enerjiyi eksenel darbe davranışı açısından ne şekilde absorbe ettikleridir.

Örneğin rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafikleri incelendiğinde kalınlık arttıkça deformasyon esnasında kıvrımların oluşması için gerekli olan lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasındaki pik farkının arttığı görülmektedir. Bu ise deformasyon kuvvetinin şok etkisi meydana getirmesinden dolayı yolcu güvenliği açısından istenilmeyen bir durumdur. Bu nedenle deformasyon esnasında oluşan lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasındaki pik farkının çok yüksek olmaması gerekmektedir.

Yine rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafikleri incelendiğinde cidar kalınlığı az olan elemanlarda darbe enerjisi, elemanın tamamının deforme olması ve deformasyonun son aşamasında da elemanın sıkıştırılması şeklinde absorbe edilmektedir. Elemanın tamamen deforme olarak sıkıştırılmasıyla darbe enerjisinin absorbe edildiği bu durumda ise rijit plaka kuvveti çok yüksek değere ulaşmaktadır. Amaç deformasyon esnasında oluşan maksimum deformasyon kuvvetinin indirilebilecek en düşük seviyeye indirilmesi olması nedeniyle deformasyonun son aşamasında elemanın sıkıştırılarak enerji absorbe etmesi istenilen bir deformasyon şekli değildir.

Bu kriterlere göre optimum eleman tasarımında, ince cidarlı elemanların aksenal darbe durumları için kullanılan deformasyon kuvveti verimi, strok verimi ve toplam deformasyon verimi ifadelerinden yararlanılmıştır.

Oluşturulmuş olan değişik formdaki darbe elemanları için optimizasyon problemi;

Maksimum: Toplam deformasyon verimi (TE)

$TE = \text{Deformasyon kuvveti verimi (CFE)} \times \text{Strok verimi (SE)}$

Kısıtlamalar;

$$4 \text{ mm} \leq t \leq 8 \text{ mm}$$

$$0^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$$

şeklinde tanımlamıştır.

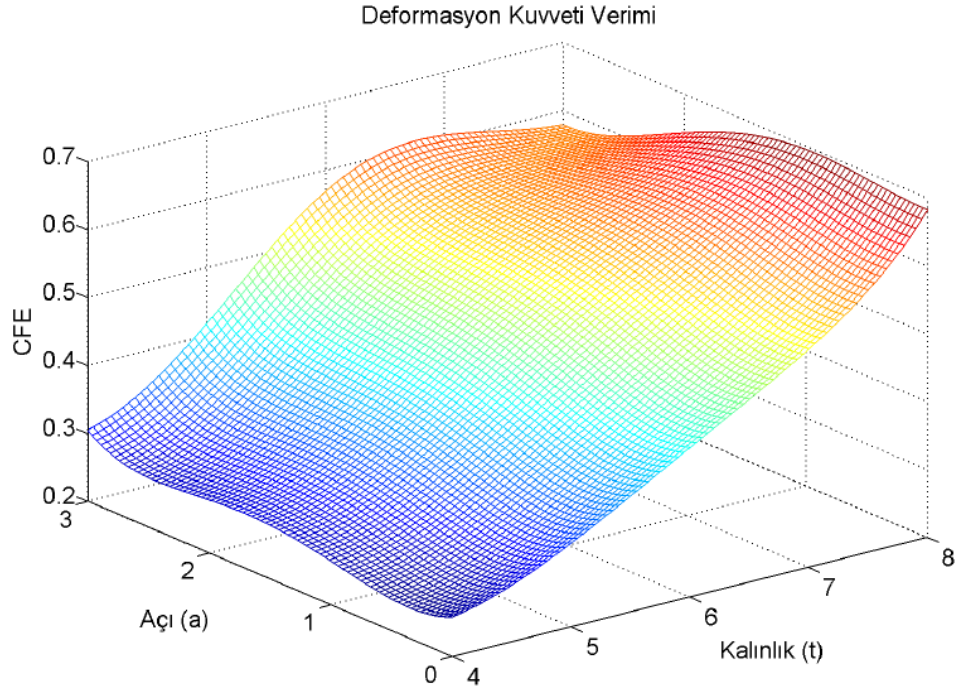
Yukarıdaki kısıtlamalar altında Matlab optimizasyon arayüzü kullanılarak kare, kesik piramit, silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için optimum deformasyon elemanı belirlenmiştir.

7.1 Kare ve Kesik Piramit Formundaki Elemanların Optimizasyonu

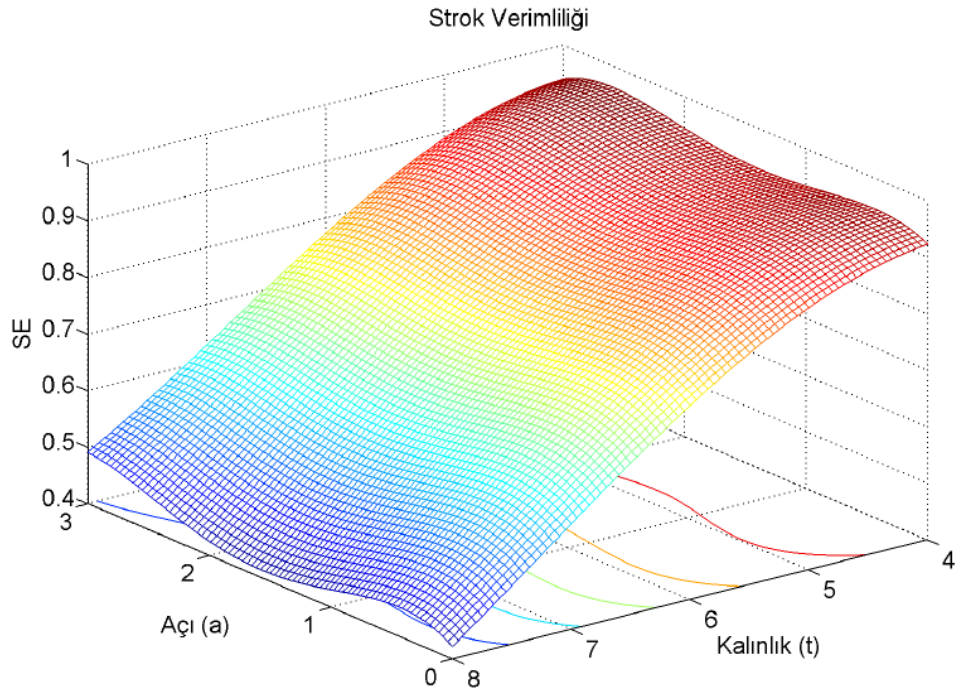
Kare kesite sahip bir tüpün dört yüzünde eğim açılarının değiştirilmesi durumunda elde edilen kesik piramit formundaki elemanların optimizasyonu için kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimliliği, strok verimi ve toplam deformasyon verimi yanıt yüzeylerinden faydalanılmıştır.

Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimi yanıt yüzeyi Şekil 7.1’de , stok verimi yanıt yüzeyi 7.2’de ve toplam deformasyon verimi yanıt yüzeyide 7.3’te verilmiştir.

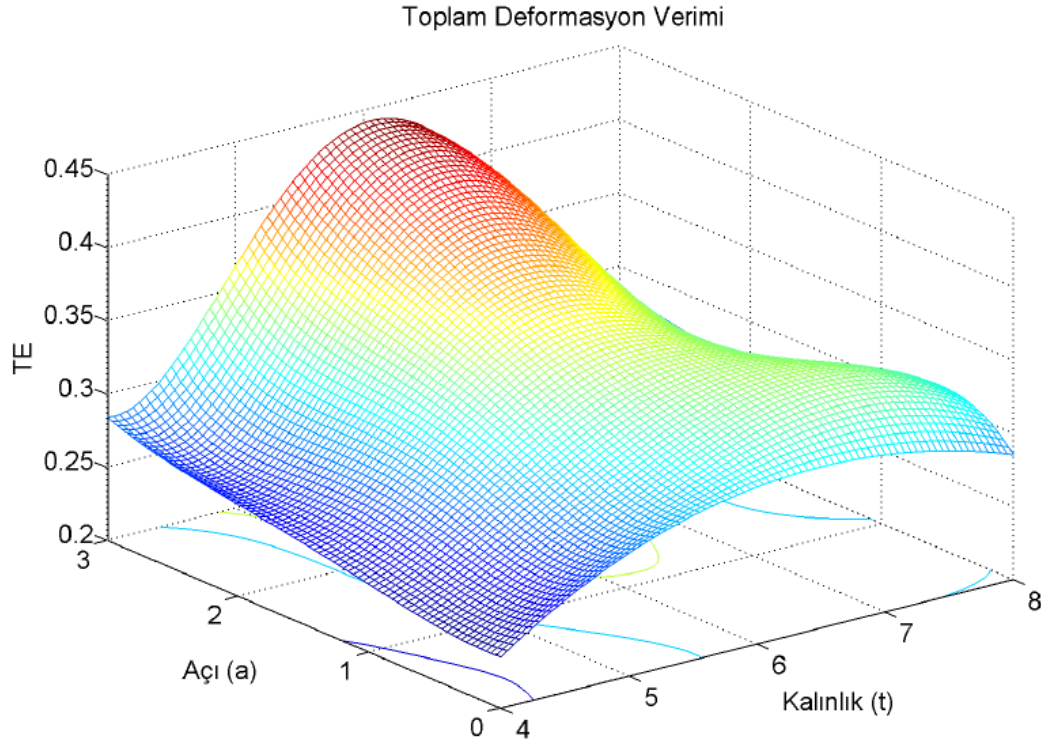
Deformasyon kuvveti verimi grafiğine göre verimin kalınlık arttıkça arttığı ve açı ile yaklaşık olarak aynı kaldığı görülmektedir. Maksimum deformasyon mesafesi için strok verimi incelendiğinde, kalınlık arttıkça daha rijit bir yapı elde edildiğinden dolayı daha kısa deformasyon mesafelerinde çarpışma enerjisi absorbe edilmekte ve strok verimi daha düşük olmaktadır.



Şekil 7.1 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimi.



Şekil 7.2 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak strok verimi.



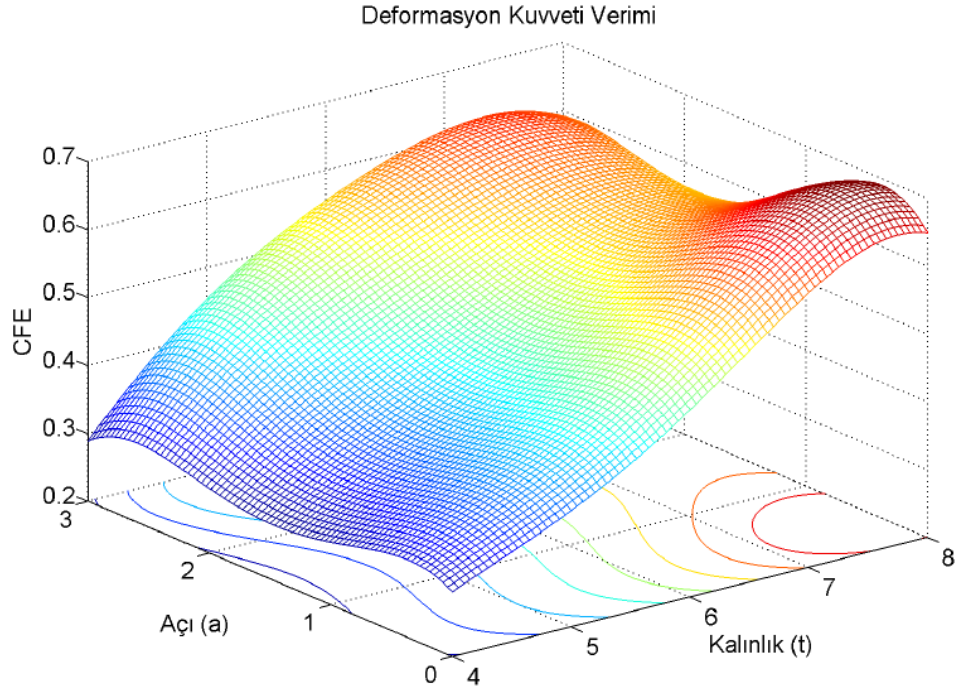
Şekil 7.3 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak toplam deformasyon kuvveti verimi.

Optimum deformasyon elemanı, toplam deformasyon veriminin kalınlık ve açı kısıtları altında Matlab optimizasyon arayüzü kullanılarak elde edilmiştir. Sonuç olarak; belirlenen tasarım kriterine göre, kare ve kesik piramit formundaki ince cidarlı elemanlar için optimum deformasyon elemanı $t=5,62$ mm kalınlık ve $\alpha = 2,96^\circ$ açı değerinde elde edilmiştir.

7.2 Silindir ve Kesik Koni Formundaki Elemanların Optimizasyonu

Dairesel kesitli tüp formundaki deformasyon elemanının yüzeyinin eğim açısının değiştirilmesi ile elde edilen kesik koni formundaki elemanların optimizasyonu için, kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimliliği, strok verimi ve toplam deformasyon kuvveti verimi yanıt yüzeylerinden faydalanılmıştır.

Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak, deformasyon kuvveti verimi yanıt yüzeyi Şekil 7.4'te, stok verimi yanıt yüzeyi 7.5'de ve toplam deformasyon verimi yanıt yüzeyide 7.6'da verilmiştir.

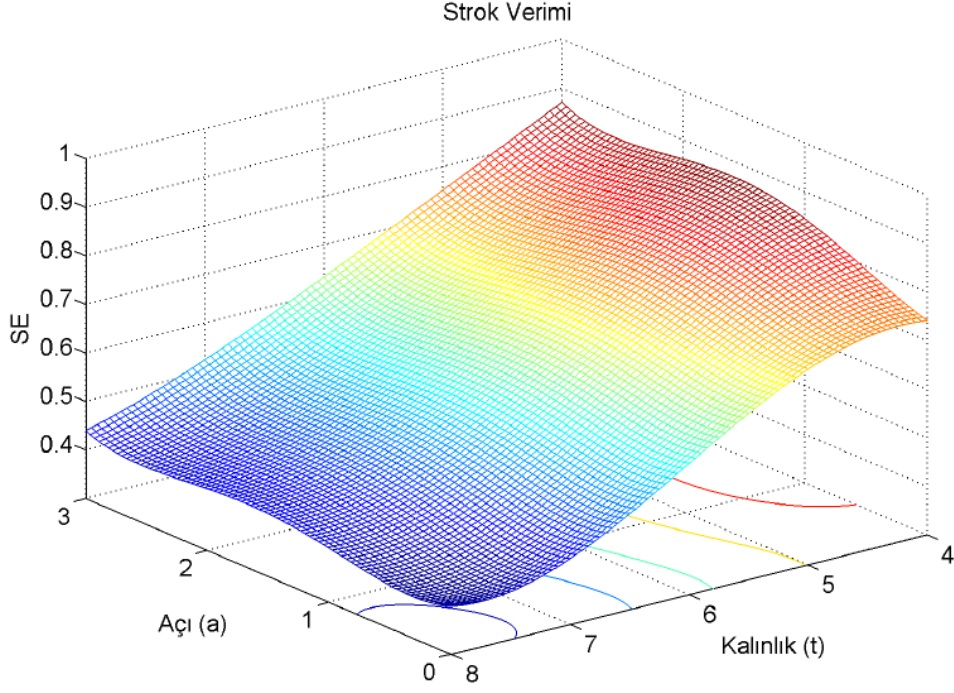


Şekil 7.4 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak deformasyon kuvveti verimi.

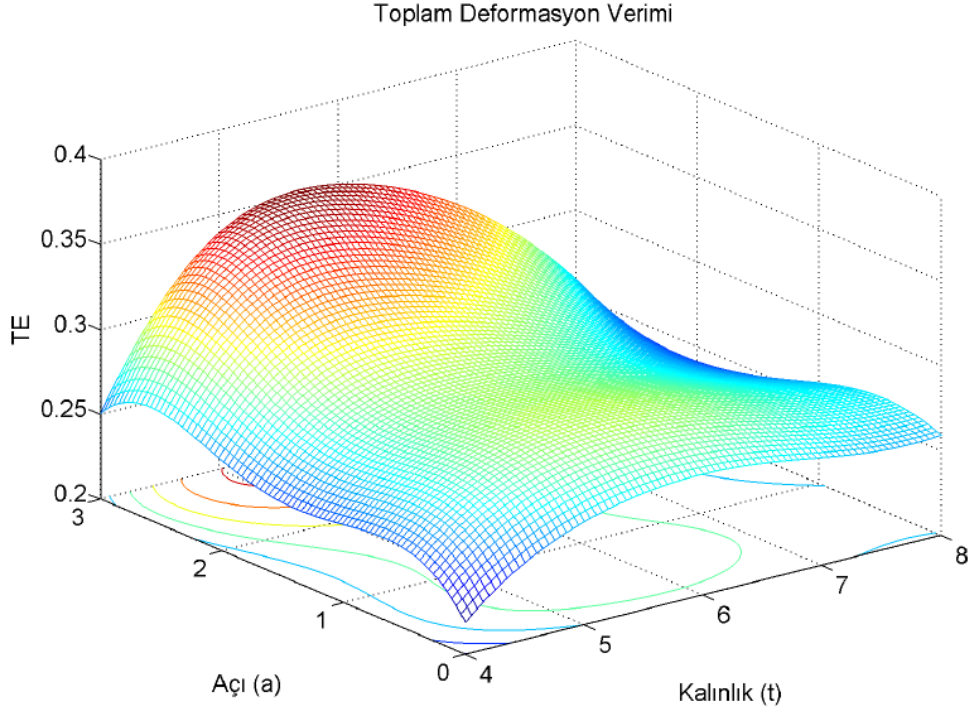
Silindir ve kesik koni formundaki deformasyon elemanı için deformasyon kuvveti verimi, kare ve kesik piramit formundaki elemanlara benzer şekilde kalınlık arttıkça artmakta ve açı ile yaklaşık olarak aynı kaldığı görülmektedir. Maksimum deformasyon mesafesi için strok verimi incelendiğinde, kalınlık arttıkça daha rijit bir yapı elde edildiğinden dolayı daha kısa deformasyon mesafelerinde darbe enerjisi absorbe edilmekte ve strok verimi daha düşük olmaktadır.

Kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının toplam deformasyon verimlerinin yanıt yüzey grafikleri karşılaştırıldığında, kesik piramit formundaki elemanların toplam deformasyon verimlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür.

Silindir ve kesik koni formundaki elemanların toplam deformasyon verimi yanıt yüzey grafiklerine göre optimum elemanın 5-6 mm arasında bir kalınlık ve 2° - 3° arasında da bir açı değerinde olduğu görülmektedir. Bu durumda optimum eleman, toplam deformasyon veriminin kalınlık ve açı kısıtları altında, Matlab optimizasyon arayüzü kullanılarak $t = 6,05$ mm kalınlık ve $\alpha = 3^{\circ}$ açı özelliklerine sahip kesik koni formundaki eleman olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.5 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak strok verimi.

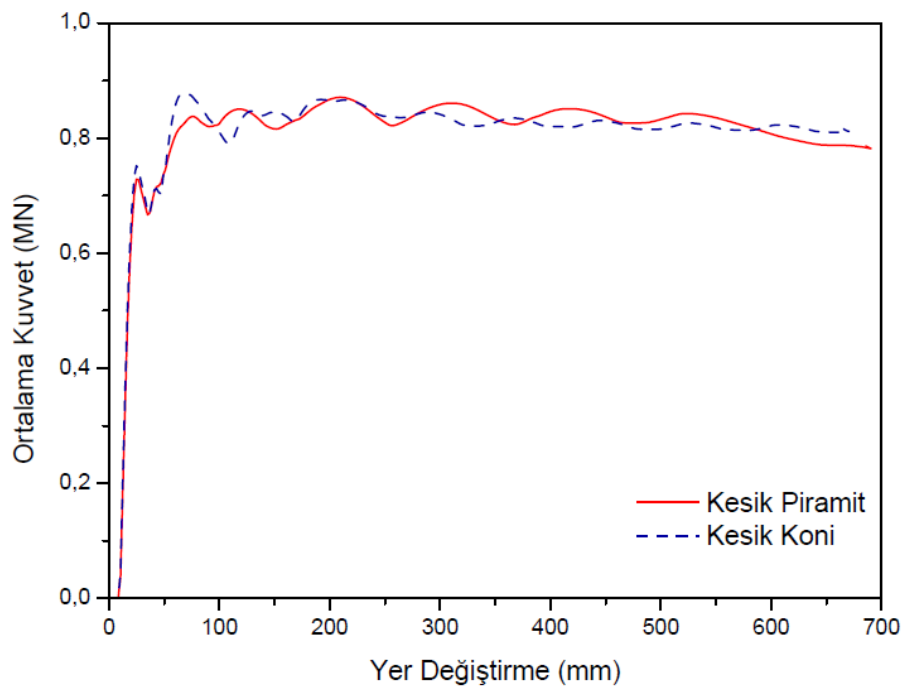


Şekil 7.6 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanların kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak toplam deformasyon verimi.

7.3 Optimum Deformasyon Elemanlarının Karşılaştırılması

Kare ve kesik piramit formundaki ince cidarlı deformasyon elemanlarının optimizasyon çalışması sonucu optimum eleman $t=5,62$ mm kalınlık ve $\alpha = 2,96^\circ$ açı değerinde ve silindir ve kesik koni formundaki elemanlar için ise $t=6,05$ mm kalınlık ve $\alpha = 3^\circ$ açı değerinde elde edilmiştir.

Optimum kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği Şekil 7.7’de, absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği Şekil 7.8’de ve rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği de Şekil 7.9’da verilmiştir.

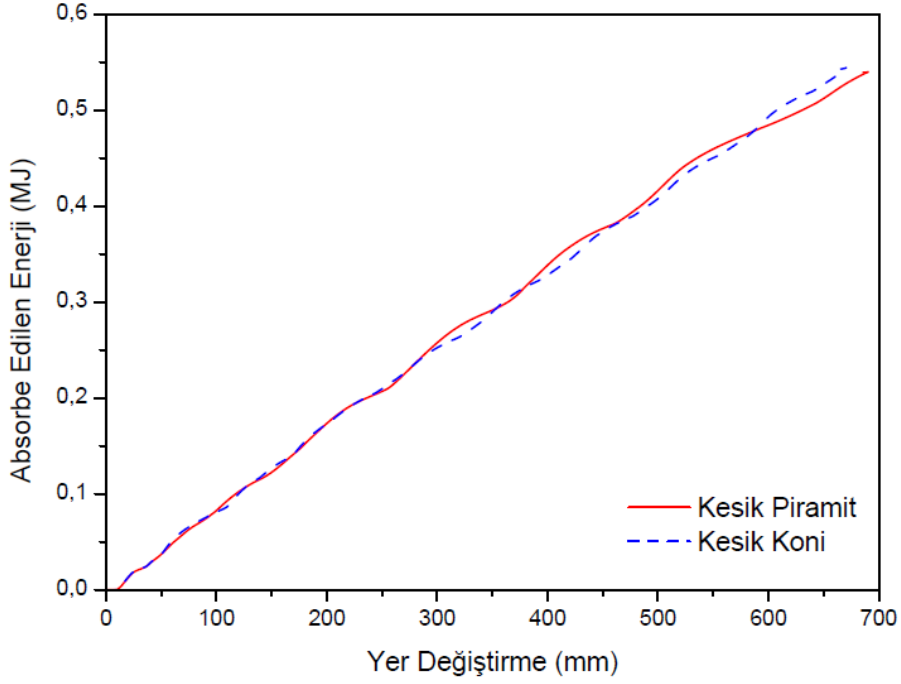


Şekil 7.7 : Optimum kesik piramit ve koni formundaki çarpışma elemanlarının ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.

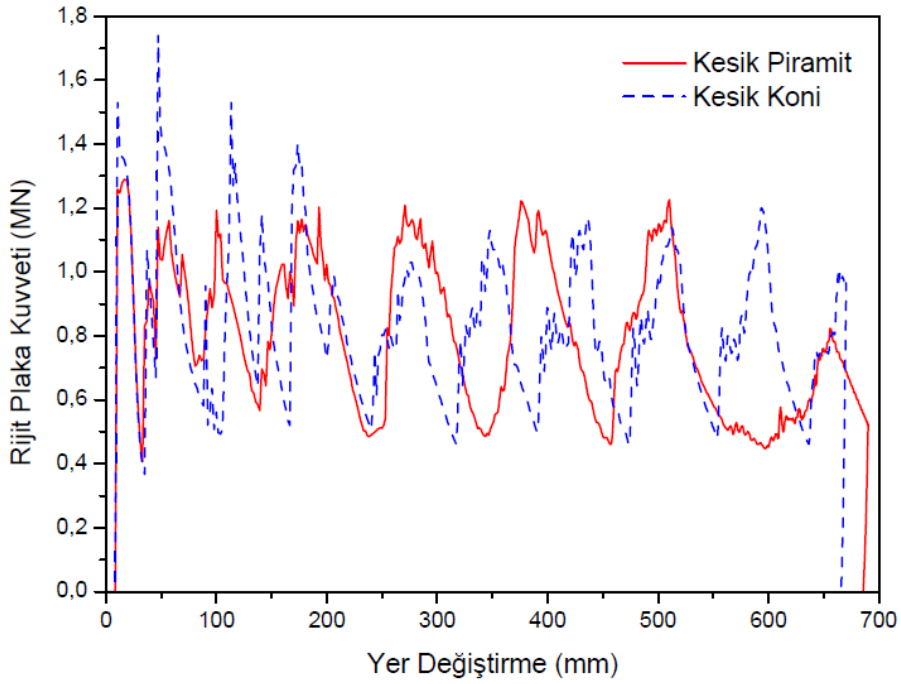
Ortalama kuvvet-yerdeğiştirme grafiği incelendiğinde kesik koni ve piramit formundaki deformasyon elemanlarının, ortalama kuvvet değerlerinin ve değişimlerinin yaklaşık olarak aynı olduğu görülmektedir.

Şekil 7.8’deki absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiğine göre yaklaşık olarak eşit deformasyon mesafesinde aynı darbe enerjisini absorbe edebildikleri görülmektedir.

Şekil 7.9’deki rijit plaka kuvveti–yerdeğiştirme grafiğine göre kesik koni formundaki elemanda, maksimum deformasyon kuvveti ve deformasyon esnasında oluşan lokal maksimum ve minimum kuvvet değeri ilk dört pik değeri için daha yüksektir.



Şekil 7.8 : Optimum kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının absorbe edilen enerji-yerdeğiştirme grafiği.



Şekil 7.9 : Optimum kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiği.

Optimum açı ve kalınlık değerinde kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanlarının, yapılan sonlu elemanlar analiz sonuçlarına göre deformasyon parametreleri açısından karşılaştırılması Tablo 7.1’de verilmiştir.

Deformasyon parametreleri incelendiğinde kesik piramit formundaki elemanın deformasyon kuvveti veriminin kesik koni formundaki elemandan daha fazla olduğu görülmektedir. Strok verimleri de yaklaşık olarak aynı değerdedir.

Şekil 7.9'daki rijit plaka kuvveti-yerdeğiştirme grafiğine göre, deformasyon sonucu kıvrımların oluşması esnasında kuvvet değeri lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasında dalgalanma davranışı göstermektedir. Buna göre kesik koni formundaki elemanda ilk dört kıvrımın oluşması esnasında oluşan maksimum kuvvet değeri kesik piramit formundaki elemandan daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle kesik koni formundaki elemanın deformasyon kuvveti verimi ve dolayısıyla toplam deformasyon verimi daha düşüktür.

Tablo 7-1 : Optimum deformasyon elemanlarının karşılaştırılması.

Optimum Eleman	CFE	SE	TE
Kesik Piramit	0,623	0,690	0,430
Kesik Koni	0,467	0,670	0,313

8. SONUÇLAR

Bu tezde, başlangıçta kare ve dairesel kesitli ince cidarlı deformasyon elemanlarının ağırlıkları aynı kalmak şartıyla, kalınlık ve yüzey eğim açısı değiştirilerek kesik piramit ve koni formundaki deformasyon elemanları oluşturulmuştur. Bu elemanların dinamik eksenel darbe yükü altındaki deformasyon davranışları sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiş ve yanıt yüzey yönteminden faydalanılarak toplam deformasyon veriminin en yüksek olduğu elemanlar optimum deformasyon elemanları olarak belirlenmiştir.

Kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak kare, kesik piramit, silindir ve kesik koni formundaki ince cidarlı elemanların ortalama deformasyon kuvveti, maksimum deformasyon miktarı, absorbe edilen enerji, başlangıç pik kuvveti ve deformasyon kuvveti verimi değişimleri incelenmiştir.

Oluşturulmuş olan tüm deformasyon elemanları için sabit açı değerinde, kalınlık arttıkça ortalama kuvvetin arttığı ve sabit kalınlık değerinde ise açı arttıkça da azaldığı görülmüştür. Ayrıca, kalınlık arttıkça tasarım kriteri olarak başlangıçta belirlenen darbe enerjisi miktarının da daha kısa deformasyon mesafesinde absorbe edilebildiği görülmüştür.

Deformasyon esnasında lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasında dalgalanma davranışı gösteren rijit plaka kuvveti, kalınlık arttıkça artmakta ve bu da şok etkisi meydana getirmesi nedeniyle yolcu güvenliği açısından istenilen bir durum olmamaktadır. Deformasyon sonucu elde edilen maksimum deformasyon miktarının kalınlık arttıkça azaldığı ve başlangıç pik kuvvetinde açı arttıkça azaldığı görülmüştür.

Tüm elemanlar için yapılan sonlu elemanlar analiz sonuçlarına göre, tasarlanan deformasyon elemanları yaklaşık olarak aynı darbe enerjisini absorbe edebilecek yeteneğe sahiptir. Fakat burada önemli olan tasarım kriteri elemanların bu darbe enerjisini deformasyon parametreleri açısından nasıl absorbe ettikleridir. Cidar kalınlığı fazla olan bir eleman başlangıçta verilen darbe enerjisini düşük bir strok mesafesinde absorbe edebilirken, kıvrımların oluşması esnasında rijit plaka

kuvvetindeki lokal maksimum ve minimum kuvvet değerleri arasındaki pik farkı çok olabilmektedir. Cidar kalınlığı çok az olan bir eleman ise darbe enerjisini deformasyonun son aşamasında elemanda meydana gelen sıkıştırma nedeniyle absorbe edebilmekte ve bu durumda ise rijit plaka kuvveti çok yüksek seviyelere çıkabilmektedir.

Tüm bu durumlar göz önünde bulundurularak optimum darbe elemanının belirlenebilmesi amacıyla deformasyon kuvveti verimi, strok verimi ve toplam deformasyon verimi ifadelerinden yararlanılmıştır. Toplam deformasyon verimi en yüksek olan eleman optimum deformasyon elemanı olarak belirlenmiştir.

Kare ve kesit piramit, silindir ve kesik koni formundaki elemanların toplam deformasyon verimleri kaşılaştırıldığında, kare ve kesik piramit formundaki elemanların toplam deformasyon verimlerinin daha yüksek olduğu görölmüştür.

Kare ve kesik piramit formundaki ince cidarlı deformasyon elemanın optimizasyon çalışması sonucu optimum eleman $t=5,62$ mm kalınlık ve $\alpha = 2,96^\circ$ açı değerinde ve silindir ve kesik koni formundaki eleman için ise $t=6,05$ mm kalınlık ve $\alpha = 3^\circ$ açı değerinde elde edilmiştir.

Son olarak bu iki deformasyon elemanı eksenel darbe davranışı ağıısından karşılaştırıldığında kesik piramit formundaki elemanın toplam deformasyon kuvveti veriminin kesik koniden yüksek olması ve deformasyon başlangıcında ilk pik kuvvetlerininde daha düşük olması nedeniyle kesik piramit formundaki deformasyon elemanı optimum eleman olarak tercih edilmiştir.

Çalışma sonunda elde edilen optimum deformasyon elemanı ile beraber CEM sisteminin diğer elemanları içinde benzer çalışmalar yapılarak, komple bir yolcu vagonun CEM sisteminin sonlu elemanlar analizleri ve testleri yapılması planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Abramowicz, W.** (2003). Thin-walled structures as impact energy absorbers, *Thin-Walled Structures* 41, 91–107.
- [2] **Olabi, A. G., Morris, E., Hashmi, M. S. J.** (2007), Metallic tube type energy absorbers: A synopsis, *Thin-Walled Structures* 45, 706–726.
- [3] **Marsolek, J., Reimerdes, H. G.**(2004). Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced non-axisymmetric folding patterns, *International Journal of Impact Engineering*, 30, 1209–1223.
- [4] **Huh, H., Kim K. P., Kim S. P., 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, 1645–1660.
- [5] **Langseth, M., Hopperstad O. S., Hanssen A.G.** (1998). Crash behavior of thin-walled aluminum members. *Thin-Walled Structures*, 32, 127–150.
- [6] **Gümrük, R., Karadeniz, S.** (2008). A numerical study of the influence of bump type triggers on the axial crushing of top hat thin-walled sections, *Thin-Walled Structures* 46, 1094–1106.
- [7] **Martinez, E., Tyrell, D., Amar, G.** (2005). A Crush Zone Design for An Existing Passenger Rail Cab Car. *Proceedings of 2005 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, Orlando, Florida, 5-11 Kasım, IMECE2005-82769.
- [8] **Jacobsen, K., Tyrell, D., Perlman, B.** (2004). Impact Tests Of Crash Energy Management Passenger Rail Cars: Analysis And Structural Measurements. *ASME International Mechanical Engineering Congress*, Anaheim, CA, 13-19 Kasım, IMECE2004-61252.
- [9] **Severson, K. J., Tyrell, D. C., Benjamin A. P.** (2003). Collision Safety Comparison Of Conventional And Crash Energy Management Passenger Rail Car Designs. *Proceedings of the 2003 IEEUASME Joint Rail Conference*, Chicago, Illinois, 22-24 Nisan, ASME RTD 2003-1657.
- [10] **Mayville, R. A., Rancatore, R. J., Stringfellow, R. G., Amar, G.** (2007). Repair of Budd Pioneer Coach Car Crush Zones, Final Report, DOT-FRA-ORD 07-18, Cambridge, MA.
- [11] **Tyrell, D., Jacobsen, K., Martinez, E., Perlman, A. B.** (2006). A Train-to-Train Impact Test of Crash Energy Management Passenger Rail Equipment: Structural Results. *Proceedings of 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Chicago, Illinois, USA, 5-10 Kasım, IMECE2006-13597.

- [12] **Reid, S., R. ve Reddy, T., Y.** (1986). Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross-section, *International Journal of Mechanical Sciences*, Volume 28, Issue 9, 1986, Pages 623–637.
- [13] **Singace, A., A., El-Sobky, H. ve Petsios, M.** (2001). Influence of end constraints on the collapse of axially impacted frusta, *Thin-Walled Structures*, 39, 415–428.
- [14] **Ronald A. Mayville, R. A., Johnson, K. N., Stringfellow R. G., Tyrell D. C.** (2003). The Development Of A Rail Passenger Coach Car Crush Zone. *Proceedings of the 2003 IEEE/ASME Joint Rail Conference*, Chicago, Illinois, 22-24 Nisan.
- [15] **Jakobsen, K. M.** (2008). *Collision Dynamics Modeling of Crash Energy Management Passenger Rail Equipment*, Master Thesis, Tufts University.
- [16] **Priante, M., Martinez, E.** (2007). Crash Energy Management Crush Zone Designs: Features, Functions, And Forms, *Proceedings JRCICE2007 ASME/IEEE Joint Rail Conference & Internal Combustion Engine Spring Technical Conference*, 13-16 Mart, Pueblo, Colorado, USA, JRCICE2007-40051.
- [17] **Alghamdi, A. A. A.** (2001), Collapsible impact energy absorbers: an overview, *Thin-Walled Structures* 39, 189–213.
- [18] **Rosa, P. A., Rodrigues, J. M. C., Martins, P. A. F.** (2003). External inversion of thin-walled tubes using a die: experimental and theoretical investigation. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 43, 787–796.
- [19] **Rosa, P. A., Rodrigues, J. M. C., Martins, P. A. F.** (2004). Internal inversion of thin-walled tubes using a die: experimental and theoretical investigation. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 44, 775–784.
- [20] **Zhang, X., Cheng, G., Zhang, H.** (2009). Numerical investigations on a new type of energy-absorbing structure based on free inversion of tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 51, 64–76.
- [21] **Lu, G, Yu, T.** (2003). *Energy absorbtion of structures and materials*, Cambridge, UK, Woodhead Publishing Limited.
- [22] **Huang, X., Lu, G., Yu, T.X.** (2002). On the axial splitting and curling of circular metal tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 44, 2369–2391.
- [23] **Huang, X., Lu, G., Yu, T.X.** (2002). Energy absorption in splitting square metal tubes. *Thin walled Structures*, 40, 153–165.
- [24] **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, 946–954.
- [25] **Marzbanrad, J., Mehdikhanlo, M. ve Pour., A. S.** (2009). An energy absorbtion comparison of square, circular, and elliptic steel and aluminum tubes under impact loading, *Turkish Journal of Engineering Environmental Science*, 33, 159-166.

- [26] **Yamashita, M., Gotoh, M. ve Sawairi, Y.** (2003) Axial crush of hollow cylindrical structures with various polygonal cross-sections numerical simulation and experiment, *Journal of Materials Processing Technology*, 140, 59-64.
- [27] **Simunovic, S., Shaw, J. ve Aramayo, G. A.** (2000). Material modeling effects on impact deformation of ultralight steel auto body, *SAE Technical Papers*, 2000-01-2715.
- [28] **Taşdemirci, A.** (2008). The effect of tube end constraining on the axial crushing behavior of an aluminum tube, *Materials and Design*, 29, 1992–2001.
- [29] **Singace, A. A., El-Sobky, H., Petsios, M.** (2001). Influence of end constraints on the collapse of axially impacted frusta. *Thin-Walled Structures*, 39, 415–428.
- [30] **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, 829-854.
- [31] **Gümrük, R., Karadeniz, S.**(2009). The influences of the residual forming data on the quasi-static axial crash response of a top-hat section. *International Journal of Mechanical Sciences*, 51, 350–362.
- [32] **Toksoy, A. K., Güden, M.** (2005). The strengthening effect of polystyrene foam filling in aluminum thin-walled cylindrical tubes. *Thin-Walled Structures*, 43, 333–350.
- [33] **Hanssen, A. C., Langseth M., Hopperstad, O.S.** (2000). Static and dynamic crushing of circular aluminium extrusions with aluminium foam filler. *International Journal of Impact Engineering*, 24(5):475–507.
- [34] **Hanssen, A. C., Langseth M., Hopperstad, O.S.** (2000). Static and dynamic crushing of square aluminium extrusions with aluminium foam filler. *International Journal of Impact Engineering*, 24(4), 347–383.
- [35] **Santosa, S. P., Wierzbicki, T., Hanssen, A. G., Langseth, M.** (2000). Experimental and numerical studies of foam-filled sections. *International Journal of Impact Engineering*, 24(5), 509–534.
- [36] **Chen, G., Chen, X. M., Shi, M. F., Li, W., Tyan, T.** (2005). Experimental and Numerical Studies of Crash Trigger Sensivity in Frontal Impact, *SAE Technical Papers*, 01-0355, doi:10.4271/2005-01-0355.
- [37] **Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Spentzas, K. N., Ioannidis, M. B., Koutroubakis S., Kostazos, P. K.** (2009). The effect of the implementation of circular holes as crush initiators to the crushing characteristics of mild steel square tubes: experimental and numerical simulation. *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 14, No. 5, 2009, 489–501.
- [38] **Zhang, X. W., Su, H. and Yu, T. X.** (2009). Energy absorption of an axially crushed square tube with a buckling initiator. *International Journal of Impact Engineering*, 36(3), 402-417.

- [39] **Hanssen, A. G., Langseth, M., Hopperstad, O. S.** (2000). Static and dynamic crushing of circular aluminium extrusions with aluminium foam filler. *International Journal of Impact Engineering* 24, 475-507.
- [40] **Hanssen, A. G., Langseth, M., Hopperstad, O. S.** (2000). Static and dynamic crushing of square aluminium extrusions with aluminium foam filler. *International Journal of Impact Engineering* 24, 347-383.
- [41] **Karagiozova, D., Jones, N.** (2008). On the mechanics of the global bending collapse of circular tubes under dynamic axial load-Dynamic buckling transition. *International Journal of Impact Engineering*, 35, 397–424.
- [42] **Karagiozova, D., Alves, M.** (2004). Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact-Part I: Experimental and numerical observations. *International Journal of Solids and Structures*, 41, 1565–1580.
- [43] **Abramowicz, W. ve Jones, N.** (1984). Dynamic axial crushing of circular tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.3, 1984, 263-281.
- [44] **Abramowicz, W. ve Jones, N.** (1986). Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 4, No. 4, 243-270.
- [45] **Singace, A. A., El-Sobky, H.** (2000). Interplay of factors influencing collapse modes in axially crushed tubes, *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 5, Issue 3, 279-298.
- [46] **Gupta, N. K. ve Venkatesh, A.** (2006) A study of the influence of diameter and wall thickness of cylindrical tubes on their axial collapse, *Thin-Walled Structures*, 44, 2006, 290–300.
- [47] **Singace, A. A. ve Elsobky, H.** (1996) Further Experimental Investigation On The Eccentricity Factor In The Progressive Crushing Of Tubes, *International Journal of Solids & Structures*, Vol. 33, No. 24, 1996, 3517-3538.
- [48] **Singace, A. A., Elsobky, H. ve Reddy, T. Y.** (1995). On The Eccentricity Factor In The Progressive Crushing Of Tubes, *International Journal of Solids & Structures*, Vol. 32, No. 24., 1995, 3589-3602.
- [49] **Singace, A. A.** (1999). Axial crushing analysis of tubes deforming in the multi-lobe mode. *International Journal of Mechanical Sciences* 41, 865-890.
- [50] **Salehghaffari, S., Tajdari, M., Panahi, M., Mokhtarnezhad, F.** (2010). Attempts to improve energy absorption characteristics of circular metal tubes subjected to axial loading. *Thin-Walled Structures*, 48, 379–390.
- [51] **Adachi, T., Tomiyama, A., Araki, W., Yamaji, A.** (2008). Energy absorption of a thin-walled cylinder with ribs subjected to axial impact. *International Journal of Impact Engineering*, 35, 65–79.
- [52] **Hosseinipour, S. J., Daneshi, G. H.** (2003). Energy absorbtion and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression. *Thin-Walled Structures*, 41, 31–46.

- [53] **Daneshi, G. H., Hosseinipour, S.J.** (2003) Grooves effect on crashworthiness characteristics of thin-walled tubes under axial compression. *Materials and Design*, 23, 611–617.
- [54] **Jones, N.** (1989). *Structural Impact*, Cambridge, UK, Cambridge University Press.
- [55] **Tarigopula, V., Langseth, M., Hopperstad, O. S. ve Clausen, A. H.** (2006). Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections, *International Journal of Impact Engineering*, 32, 847-882.
- [56] **Nagel, G. M., Thambiratnam, D. P.** (2005). Computer simulation and energy absorption of tapered thin-walled rectangular tubes. *Thin-Walled Structures*, 43, 1225–1242.
- [57] **Nagel, G. M., Thambiratnam, D. P.** (2004). Dynamic simulation and energy absorption of tapered tubes under impact loading. *International Journal of Crashworthiness*, 9:4, 389-399.
- [58] **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, 1595–1620.
- [59] **Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Saigal, S., Viegelaan, G., Johnson, W.** (1986). Extensible plastic collapse of thin-wall frusta as energy absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 28, Is. 4, 219-229.
- [60] **Montgomery, D. C.** (1997). *Design of Experiments*. John Wiley & Sons Inc.
- [61] **Myers, H. R. Montgomery, D. C.** (1995). *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*, John Wiley & Sons.
- [62] **Toksoy, A. K.**, Optimization Of The Axial Crushing Behavior Of Closed-Cell Aluminum Foam Filled Welded 1050 Al Square-Cross Section Crash Boxes. Doktora Tezi, Kasım 2009, İzmir.
- [63] **Hallquist, J. O.** (1998). *LS-DYNA users manual*, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California.

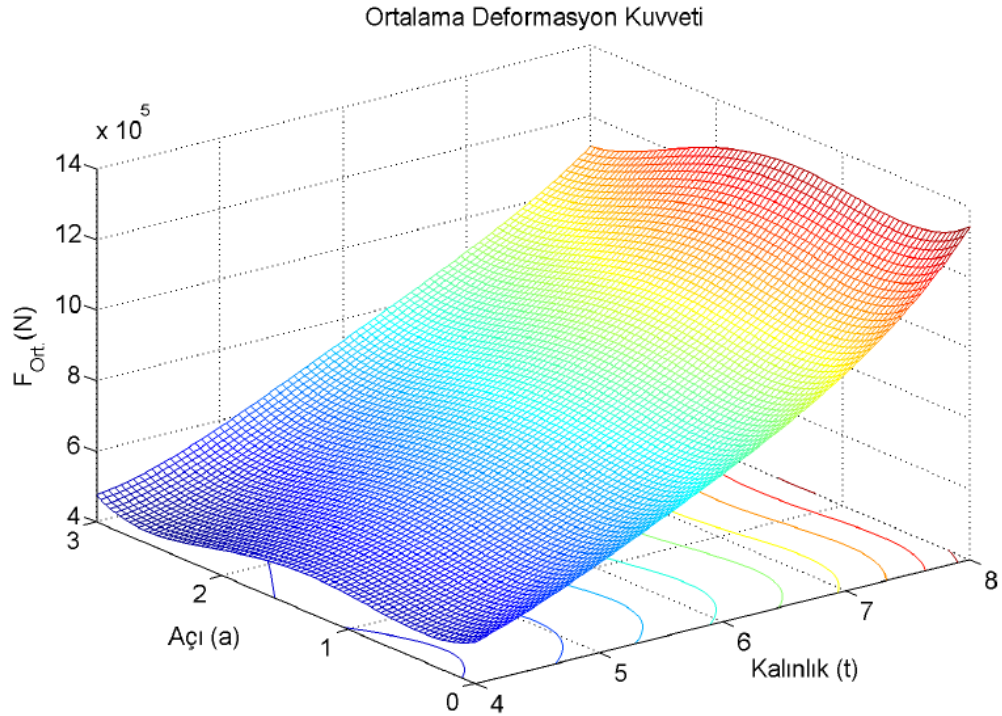
EKLER

EK A.1: Kare ve kesik piramit formundaki elemanların deformasyonu sonucu elde edilen grafikler.

Ortalama deformasyon kuvvetinin 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$\begin{aligned} F_{ort.}(t, p) = & 733673.98p - 2236568.9t + 61389.9pt^2 + 78899.72p^2t \\ & -2915.1pt^3 - 7143.085p^3t + 111779.49p^2 - 170304.7p^3 \\ & +34142.25p^4 + 647673.38t^2 - 78488.77t^3 + 3605.091t^4 \\ & -4536.57p^2t^2 - 434965.3pt + 3202669.49 \end{aligned} \quad (\text{A.1})$$

olarak elde edilmiştir. Ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.1’de verilmiştir.

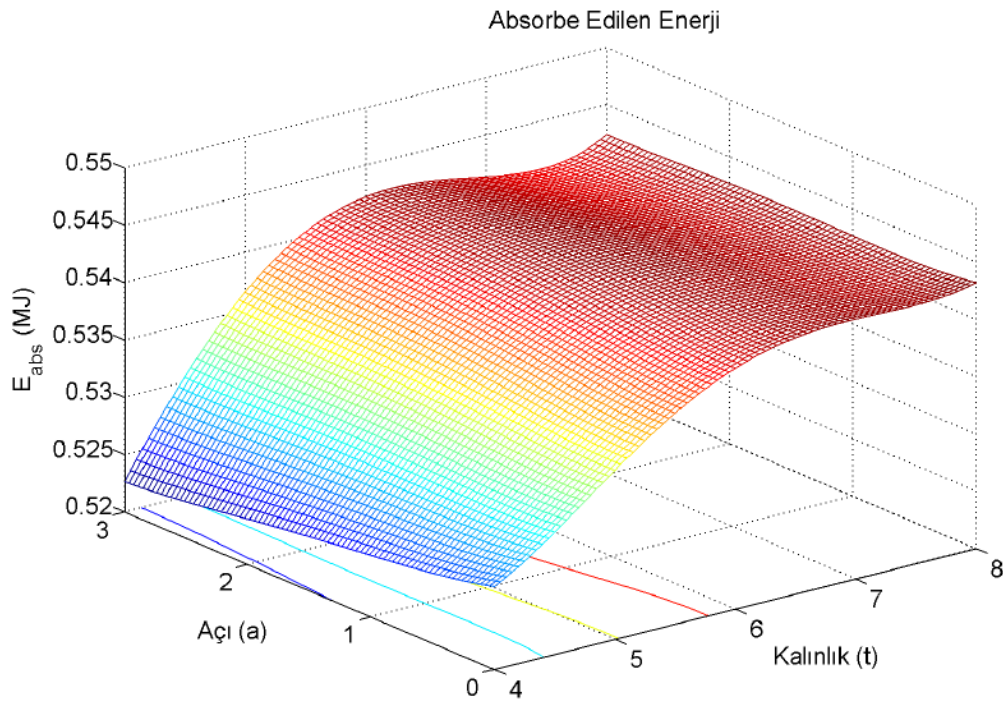


Şekil A.1 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanlarda oluşan ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Absorbe edilen enerjinin 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$\begin{aligned}
 SEA(t,p)= & (-747,8404p - 2137,65t - 55,477725pt^2 - 7,6965797p^2t \\
 & - 2,784725pt^3 - 0,2077186741p^3t + 38,7498319p^2 \\
 & - 8,0416800973p^3 + 1,38548355624p^4 + 597,225t^2 \quad (A.2) \\
 & - 69,35t^3 + 2,89375t^4 + 0,700700175p^2t^2 + 356,7116pt \\
 & + 7965,2). 10^{-3}
 \end{aligned}$$

olarak elde edilmiştir. Absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.2’de verilmiştir.

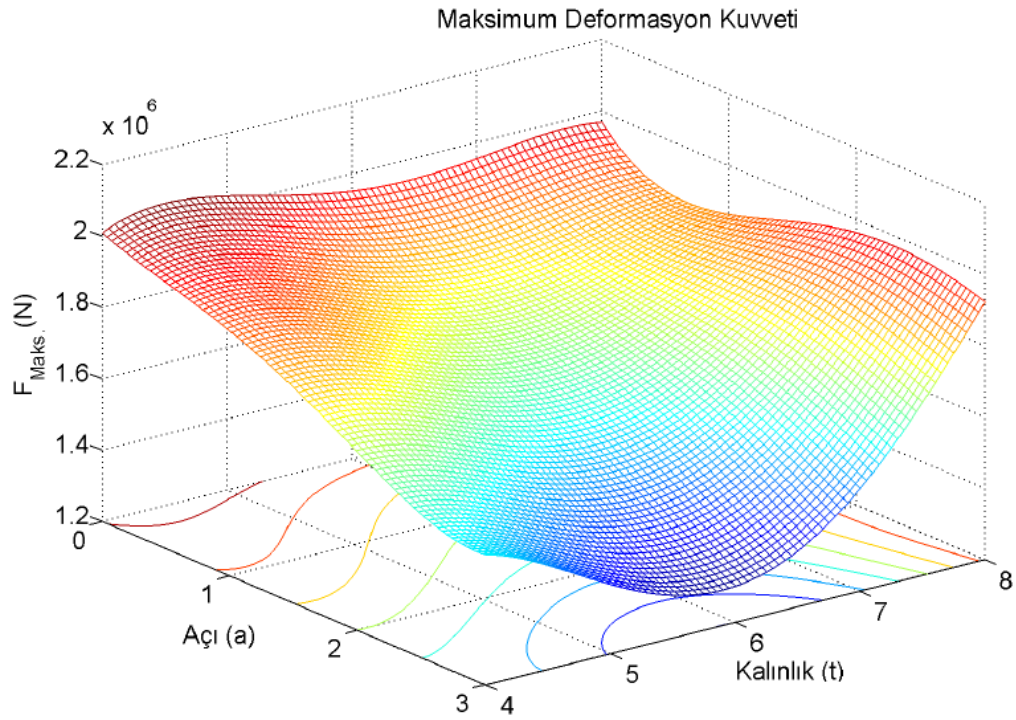


Şekil A.2 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanlar tarafından absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Maksimum deformasyon kuvvetinin 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$\begin{aligned}
 F_{maks.}(t, p) = & 732209,9125p + 8645544,8999t - 3375,8368pt^2 \\
 & + 80170,8137p^2t + 1889,8333pt^3 - 19387,0763p^3t \\
 & - 226684,5647p^2 - 12265,2931p^3 + 18209.2125p^4 \quad (\text{A.3}) \\
 & - 2192639.4562t^2 + 240500.0001t^3 - 9666.6667t^4 \\
 & + 998.7304p^2t^2 - 240020.6303pt - 10409236.7378
 \end{aligned}$$

olarak elde edilmiştir. Maksimum çarpışma kuvvetinin kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.3'de verilmiştir.

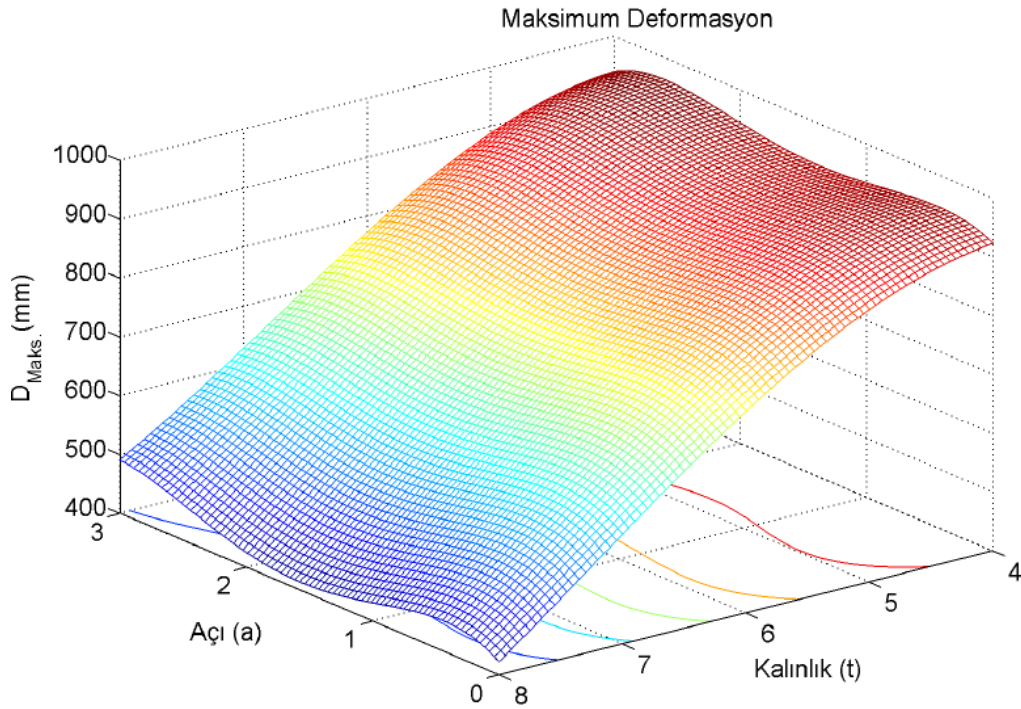


Şekil A.3 : Kare ve kesik piramit formundaki elemanda oluşan maksimum deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Maksimum deformasyon miktarının 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$D_{maks.}(t,p) = -325.4475p + 415.9445t - 18.8743pt^2 - 57.0971p^2t + 0.5194pt^3 + 4.1742p^3t - 26.306p^2 + 92.5282p^3 - 18.6035p^4 - 63.5873t^2 + 0.642t^3 + 0.1565t^4 + 3.5658p^2t^2 + 177.9784pt + 194.2763 \quad (A.4)$$

olarak elde edilmiştir. Maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.4’de verilmiştir.



Şekil A.4 : Kare ve Kesik piramit formundaki elemanda oluşan maksimum deformasyonun kalınlık ve açı ile değişimi

Çizelge A-1 : Kare ve piramit koni formundaki elemanların yanıt yüzey fonksiyonlarının R^2 , R^2_{adj} ve RMSE değerleri.

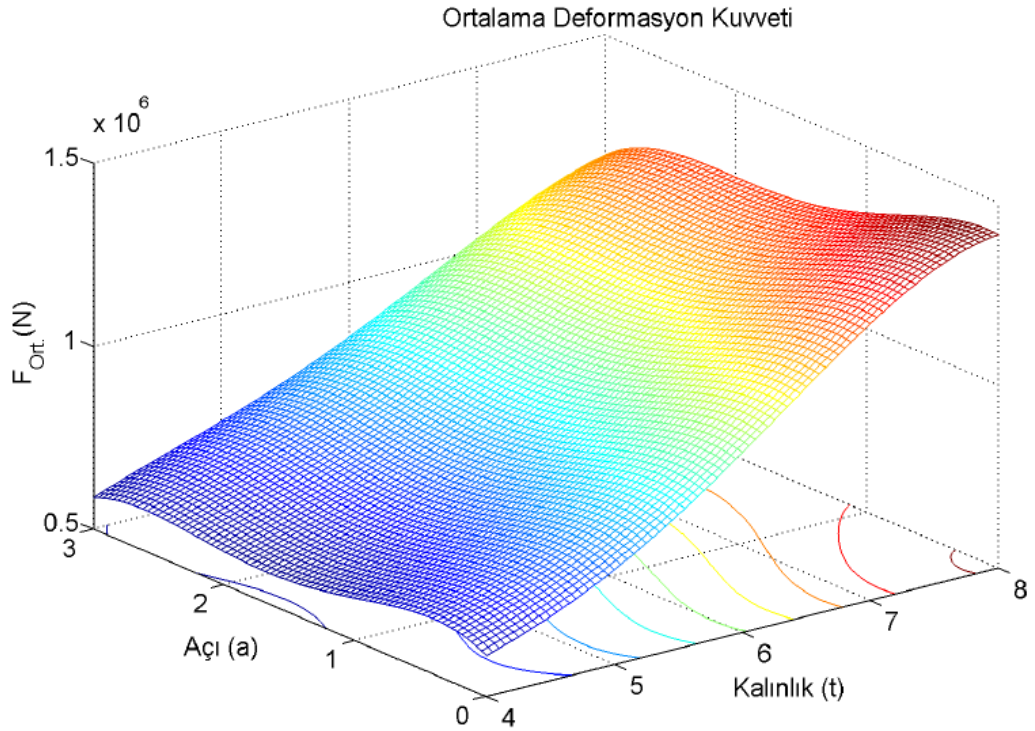
Yanıt Fonksiyonu	R^2	R^2_{adj}	RMSE
Ortalama Kuvvet	0,9955	0,9894	30446,22 (N)
Absorbe Edilen Enerji	0,9922	0,9814	0,0100942 (MJ)
Maksimum Deformasyon Kuvveti	0,9893	0,9745	34214,045 (N)
Maksimum Deformasyon	0,9925	0,9821	26,46 (mm)

EK A.2: Silindir ve kesik koni formundaki ince cidarlı elemanların deformasyonu sonucu elde edilen grafikler.

Ortalama kuvvetin 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$\begin{aligned}
 F_{ort.}(t,p) = & -200438,8452p + 1489390,9t - 62638,1984pt^2 \\
 & + 35382,94p^2t + 3674,2379pt^3 - 5218,6046p^3t \\
 & - 500825,045p^2 + 211551,3041p^3 - 30401,8286p^4 \quad (A.5) \\
 & - 491765,2427t^2 + 73041,8621t^3 - 3718,1691t^4 \\
 & - 922,1026p^2t^2 + 296363,421pt - 1199952.3257
 \end{aligned}$$

olarak elde edilmiştir. Ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.5’de verilmiştir.

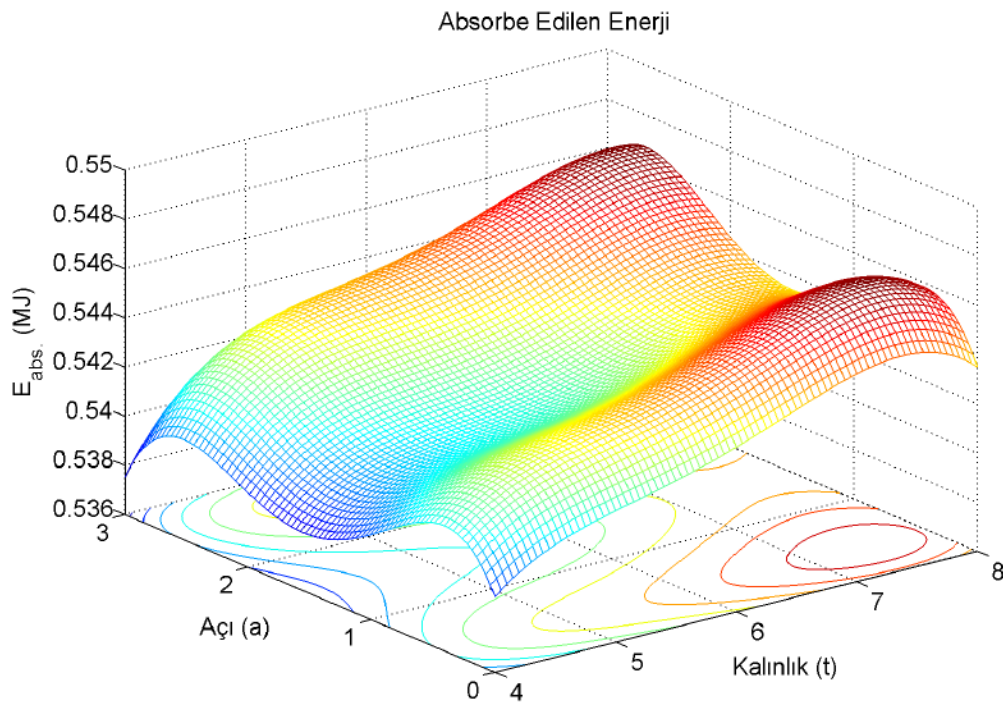


Şekil A.5 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda ortalama deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Absorbe edilen enerjinin 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$\begin{aligned}
 SEA(t, p) = & -4524807,256p + 139324013,6054t - 1927891,156pt^2 \\
 & + 859863,9456p^2t + 122222,2222pt^3 + 79012,3457p^3t \\
 & - 21697656,84p^2 + 10232098,765p^3 - 1764609,053p^4 \quad (\text{A.6}) \\
 & - 36518707,483t^2 + 4250000t^3 - 183333,3333t^4 \\
 & - 90702,9478p^2t^2 + 9715963,719pt + 341013469,3878
 \end{aligned}$$

olarak elde edilmiştir. Absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.6’da verilmiştir.

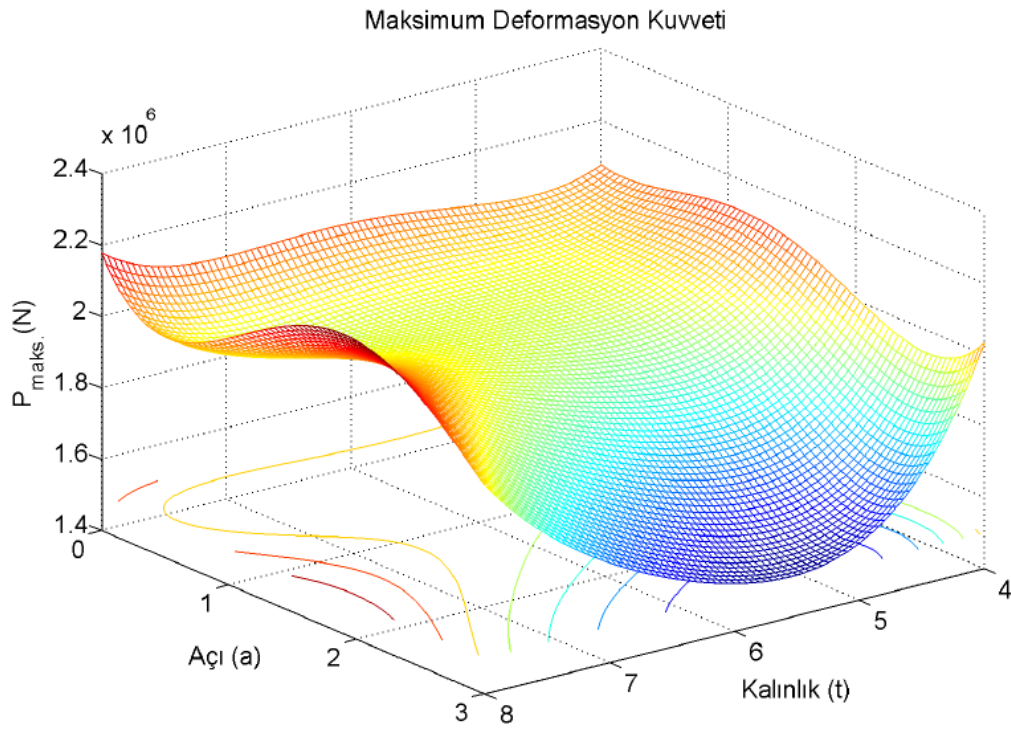


Şekil A.6 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda absorbe edilen enerjinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Maksimum deformasyon kuvvetinin 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$\begin{aligned}
 F_{maks.}(t, p) = & 3188940,5896p - 8585051,7007t + 192938,7755pt^2 \\
 & + 131501,1338p^2t - 9111,1111pt^3 - 37925,9259p^3t \\
 & - 214068,0272p^2 - 109432,0988p^3 + 51358,0247p^4 \quad (\text{A.7}) \\
 & + 2246493,1973t^2 - 256666,6667t^3 + 10833,3333t^4 \\
 & + 2448,9796p^2t^2 - 1448954,195pt + 14121902,0408
 \end{aligned}$$

olarak elde edilmiştir. Maksimum deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.7’de verilmiştir.

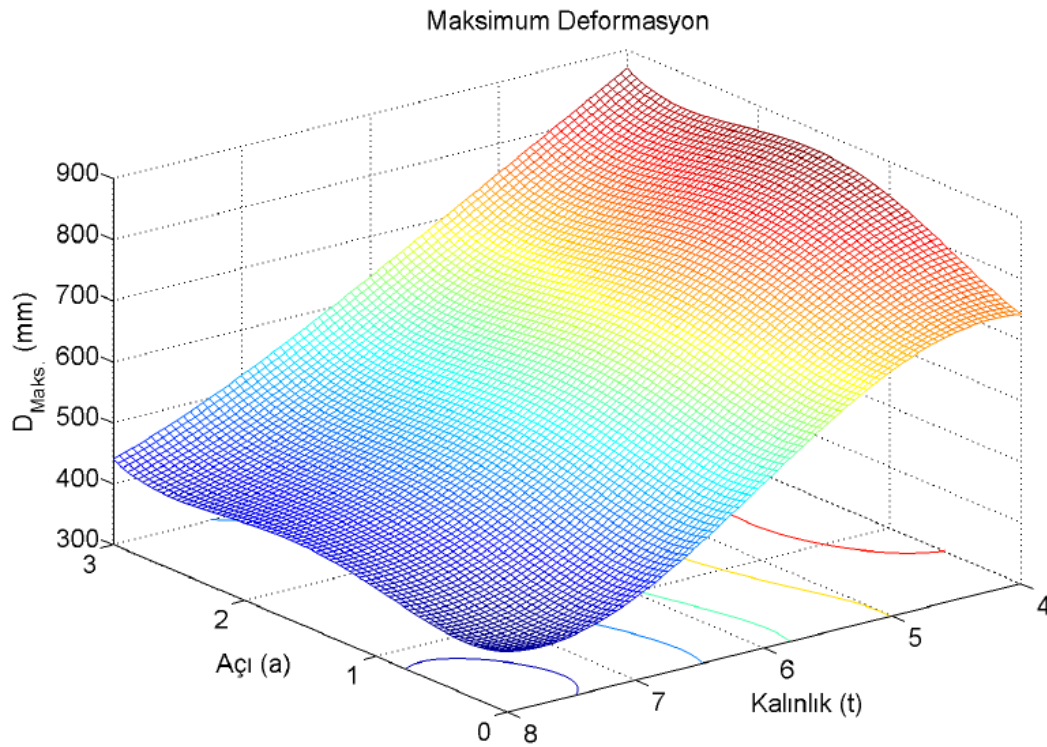


Şekil A.7 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda oluşan maksimum deformasyon kuvvetinin kalınlık ve açı ile değişimi.

Maksimum deformasyon miktarının 4. mertebeden yanıt yüzey fonksiyonu;

$$D_{maks.}(t,p) = 1473.5431p + 1260.4394t + 95.2701pt^2 + 57.6487p^2t - 4.6928pt^3 - 3.5802p^3t - 73.0268p^2 - 77.0775p^3 + 17.4347p^4 - 205.4156t^2 + 6.6676t^3 + 0.388t^4 - 2.99p^2t^2 - 658.0614pt - 1540.517 \quad (A.8)$$

olarak elde edilmiştir. Maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı değişimine bağlı olarak yanıt yüzeyi de Şekil A.8’de verilmiştir.



Şekil A.8 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanlarda oluşan maksimum deformasyon miktarının kalınlık ve açı ile değişimi.

Çizelge A-2 : Silindir ve kesik koni formundaki elemanların yanıt yüzey fonksiyonlarının R^2 , R^2_{adj} ve RMSE değerleri.

Yanıt Fonksiyonu	R^2	R^2_{adj}	RMSE
Ortalama Kuvvet	0,9960	0,9905	27148,079 (N)
Absorbe Edilen Enerji	0,8513	0,6433	0,0014392 (MJ)
Maksimum Deformasyon Kuvveti	0,90966	0,783183	95721,54(N)
Maksimum Deformasyon	0,9954	0,9889	17,74 (mm)

EK A.3: Yanıt yüzey yönteminde kullanılan doğal değişken-kodlu değişken dönüşüm tablosu

Çizelge A-3 : Yanıt yüzey yönteminde kullanılan kod değişim tablosu.

Doğal Değişkenler		Kodlu Değişkenler														
α	t	1	X_a	X_t	X_a^2	X_a^3	X_a^4	X_t^2	X_t^3	X_t^4	$X_a \cdot X_t$	$X_a^2 \cdot X_t$	$X_a^3 \cdot X_t$	$X_a \cdot X_t^2$	$X_a \cdot X_t^3$	$X_a^2 \cdot X_t^2$
0	4	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	1
0,75	4	1	-0,5	-1	0,25	-0,125	0,0625	1	-1	1	0,5	-0,25	0,125	-0,5	0,5	0,25
1,5	4	1	0	-1	0	0	0	1	-1	1	0	0	0	0	0	0
2,25	4	1	0,5	-1	0,25	0,125	0,0625	1	-1	1	-0,5	-0,25	-0,125	0,5	-0,5	0,25
3	4	1	1	-1	1	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1	-1	1
0	5	1	-1	-0,5	1	-1	1	0,25	-0,125	0,0625	0,5	-0,5	0,5	-0,25	0,125	0,25
0,75	5	1	-0,5	-0,5	0,25	-0,125	0,0625	0,25	-0,125	0,0625	0,25	-0,125	0,0625	-0,125	0,0625	0,0625
1,5	5	1	0	-0,5	0	0	0	0,25	-0,125	0,0625	0	0	0	0	0	0
2,25	5	1	0,5	-0,5	0,25	0,125	0,0625	0,25	-0,125	0,0625	-0,25	-0,125	-0,0625	0,125	-0,0625	0,0625
3	5	1	1	-0,5	1	1	1	0,25	-0,125	0,0625	-0,5	-0,5	-0,5	0,25	-0,125	0,25
0	6	1	-1	0	1	-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,75	6	1	-0,5	0	0,25	-0,125	0,0625	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1,5	6	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2,25	6	1	0,5	0	0,25	0,125	0,0625	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	6	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	7	1	-1	0,5	1	-1	1	0,25	0,125	0,0625	-0,5	0,5	-0,5	-0,25	-0,125	0,25
0,75	7	1	-0,5	0,5	0,25	-0,125	0,0625	0,25	0,125	0,0625	-0,25	0,125	-0,0625	-0,125	-0,0625	0,0625
1,5	7	1	0	0,5	0	0	0	0,25	0,125	0,0625	0	0	0	0	0	0
2,25	7	1	0,5	0,5	0,25	0,125	0,0625	0,25	0,125	0,0625	0,25	0,125	0,0625	0,125	0,0625	0,0625
3	7	1	1	0,5	1	1	1	0,25	0,125	0,0625	0,5	0,5	0,5	0,25	0,125	0,25
0	8	1	-1	1	1	-1	1	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1
0,75	8	1	-0,5	1	0,25	-0,125	0,0625	1	1	1	-0,5	0,25	-0,125	-0,5	-0,5	0,25
1,5	8	1	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0
2,25	8	1	0,5	1	0,25	0,125	0,0625	1	1	1	0,5	0,25	0,125	0,5	0,5	0,25
3	8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ramazan ÖZMEN

Doğum Yeri ve Tarihi: Zonguldak - 1984

Adres: Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Balıklar
Kayası Mevkii / KARABÜK

E-Posta: ramazanozmen@karabuk.edu.tr

Lisans: Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği
Bölümü